

ЯДЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ



ЯДЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

Б. Г. ГАНЧЕВ, Л. Л. КАЛИШЕВСКИЙ, Р. С. ДЕМЕШЕВ,
Ю. В. ЖУРАВСКИЙ, Б. И. КАТОРГИН, Л. Е. КОСТИКОВ,
Е. Б. КОПОСОВ, Л. А. КУЗНЕЦОВ, В. В. ЛОЗОВЕЦКИЙ,
Н. Ф. РЕКШНЯ, С. В. СЕЛИХОВКИН

ЯДЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Под общей редакцией
академика Н. А. ДОЛЛЕЖАЛЯ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебного пособия для энергомашиностроитель-
ных специальностей высших учебных заведений



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1983

ББК 31.46

Я 34

УДК 621.039.577 (075.8)

Рецензенты: 1. Кафедра АЭС МЭИ.
2. Д-р техн. наук С. П. Казновский.

Ядерные энергетические установки: Учеб. пособие для вузов/Ганчев Б. Г., Калишевский Л. Л., Демешев Р. С. и др.; Под общ. ред. акад. Н. А. Доллежала. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 504 с., ил.

В пер.: 1 р. 50 к.

Рассмотрены схемы и состав оборудования, особенности компоновки и вопросы экономики ЯЭУ. Изложены основы контроля и управления ЯЭУ. Книга входит в 5-томную серию учебных пособий «Ядерные реакторы и энергетические установки» под общей редакцией академика Н. А. Доллежала.

Для студентов энергетических и инженерно-физических специальностей вузов.

Я 2304000000—632 56—83
051(01)—83

ББК 31.46

6П2.8

© Энергоатомиздат, 1983

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развивающаяся ядерная энергетика требует постоянного притока специалистов в отрасль. Если первые установки создавались специалистами, пришедшими из смежных отраслей науки и техники, то для дальнейшего развития отрасли необходима подготовка собственных инженерных кадров.

Советская высшая школа ориентируется в настоящее время на подготовку инженеров широкого профиля. Инженер широкого профиля — это специалист, имеющий глубокие знания в общенаучных дисциплинах, готовый к проектированию, производству, эксплуатации и исследованию установок того или иного назначения. Соответственно учебная литература должна охватывать эти основные стороны деятельности инженера. Однако уже в процессе обучения студент готовится к какому-то одному направлению деятельности, и изложение материала учебного пособия должно быть подчинено выбранному направлению. В этом отличается подготовка конструктора, например, от подготовки технолога и эксплуатационного персонала.

Настоящая книга является частью пятитомного учебного пособия «Ядерные реакторы и энергетические установки» и рассчитана на подготовку конструкторов ядерных энергоустановок (ЯЭУ). Ранее вышли в свет учебные пособия: Емельянов И. Я., Ефанов А. И., Константинов Л. В. «Научно-технические основы управления ядерными реакторами» (М.: Энергоиздат, 1981), Ганев И. Х. «Физика и расчет реактора» (М.: Энергоиздат, 1981), Егоров Ю. А. «Основы радиационной безопасности атомных электростанций» (М.: Энергоиздат, 1982), Емельянов И. Я., Михан В. И., Солонин В. И. и др. «Конструирование ядерных реакторов» (М.: Энергоиздат, 1982). Авторы книги предприняли попытку в сжатой форме охватить основные вопросы, связанные с расчетом и проектированием ЯЭУ различного назначения: для стационарных АЭС, водного транспорта и космических объектов, что соответствует сложившейся практике подготовки конструкторов ЯЭУ. В соответствии с потребностью промышленности основное внимание уделено стационарным ЯЭУ. Особенности установок и их элементов другого назначения даются более кратко.

При современном развитии техники конструктор ЯЭУ должен уметь не только выбрать необходимый состав оборудования, обосновать основные его параметры, но и провести конструкторский расчет по крайней мере на уровне эскизного проектирования для

обоснования задания разработчикам того или иного вида теплотехнического, силового и другого оборудования, обосновать экономичность и надежность принимаемых решений. Это тем более важно, что при создании нового типа реакторной установки требуется разработать заново практически все оборудование.

К особенностям настоящей книги относится то, что в рамках одного тома в сжатой форме и с единых позиций излагаются вопросы, ранее освещавшиеся в различных учебниках, учебных пособиях и монографиях.

Авторы поставили задачу в рамках одного тома дать первичные сведения по расчету и проектированию ЯЭУ в целом и отдельных элементов ее оборудования, сопровождая каждый раздел списком рекомендуемой литературы для более углубленного изучения вопроса.

Основное содержание книги разделено на четыре части. В первой части книги рассматриваются общие вопросы проектирования ядерных энергетических установок. Особое внимание уделено расчету и обоснованию тепловой схемы установки и вопросам экономики.

Вторая часть посвящена оборудованию ЯЭУ. Рассматриваются основные принципы и методы расчета и проектирования теплообменного и машинного оборудования, трубопроводов и арматуры. В отдельную главу вынесены вопросы прочностного расчета. В третьей части рассматриваются системы и оборудование аварийного расхолаживания, перегрузки топлива, очистки и подпитки теплоносителя, технического водоснабжения, вентиляции.

Заключает книгу четвертая часть «Устройство и компоновка ЯЭУ АЭС, на судне и на космических объектах».

Введение, § 1.1—1.3, 2.1 (совместно с Л. Е. Костиковым), 6.1, 6.3—6.6, 6.8, 7.1—7.7, 8.2, 8.3, а также гл. 9 написаны Б. Г. Ганчевым; § 3.1—3.6 и гл. 14, 15 подготовлены Л. Л. Калишевским; гл. 5 написана Е. Б. Копосовым при участии Ю. В. Журавского; § 1.4 и 3.7 — Б. И. Каторгиным; гл. 2 и § 6.2 — Л. Е. Костиковым, § 7.10, 7.11 подготовлены Е. Б. Копосовым; гл. 11, 13 — Л. А. Кузнецовым; гл. 10 — Р. С. Демешевым; § 6.10 и 8.1 написаны В. В. Лозовецким; гл. 12 — Н. Ф. Рекшней; § 6.7 и 6.9 — С. В. Селиховкиным.

Авторы выражают уверенность, что, освоив материал книги, студент будет готов к самостоятельной практической работе и более углубленному изучению необходимых вопросов.

Авторы приносят глубокую благодарность рецензентам книги профессору, доктору техн. наук Т. Х. Маргуловой, доценту канд. техн. наук Л. П. Кабанову и доктору техн. наук С. П. Казновскому.

Авторы выражают также благодарность чл.-корр. АН СССР И. Я. Емельянову и канд. техн. наук В. И. Михану за ценные советы и помощь в подготовке книги.

ВВЕДЕНИЕ

Ядерная энергетика в СССР и за рубежом переживает период своего бурного развития. Предполагается, что к концу века в мировой структуре топливного баланса электростанций доля ядерного топлива составит 45 % и к 2020 г. — до 60 %.

В СССР в 10-й пятилетке (1976—1980 гг.) превзойден рубеж ежегодного ввода энергомощностей на АЭС 2 млн. кВт. К концу 80-х годов ежегодный ввод мощностей превысит 5 млн. кВт. В принятых XXVI съездом КПСС «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года установлено задание довести производство электроэнергии на АЭС в 11-й пятилетке до 220—225 млрд. кВт·ч (из общего производства 1550—1600 кВт·ч). Ввод мощности на АЭС составит около 30 % ввода мощностей на электростанциях страны и более 50 % в европейских районах.

Развитие ядерной энергетики началось с пуска 27 июня 1954 г. в СССР в г. Обнинске Первой атомной электростанции мощностью 5000 кВт. Ее эксплуатация убедительно доказала техническую возможность превращения ядерной энергии в электрическую в промышленных масштабах. Человечество получило возможность использовать новый, чрезвычайно высококалорийный источник энергии, который позволит в перспективе резко сократить потребление традиционного органического топлива для выработки электроэнергии. Была продемонстрирована возможность создания и использования на АЭС материалов, оборудования и приборов такого качества и с такими характеристиками, которые обеспечили высокий уровень надежности и безопасности эксплуатации в отношении окружающей среды, населения и эксплуатационного персонала.

Период после пуска Первой АЭС был периодом строительства более мощных АЭС, при этом преследовалась цель доказать их экономическую конкурентоспособность с электростанциями на органическом топливе. Этот период практически завершился в 60-х годах. Начиная с 70-х годов разворачивается широкое строительство мощных АЭС. В 1975 г. установленная мощность на АЭС в мире составила уже 76 ГВт, к 2000 г. предполагается увеличение установленной мощности до 1500 ГВт, к 2020 г. — до 5000 ГВт. Темпы развития ядерной энергетики определяются конкретными условиями и прежде всего ресурсами органического топлива той или иной страны. В странах, обеспеченных органическим топли-

вом, на первом этапе наращивание мощностей АЭС шло более медленными темпами, но по мере совершенствования техники АЭС и повышения их экономичности они возрастали. Так, если в 1975 г. в странах социалистического содружества на АЭС приходилось около 10 % установленной мощности, то к 2000 г. эта доля превысит 30 %.

Основные предпосылки быстрого роста ядерной энергетики следующие.

Высокая калорийность (удельное тепловыделение ядерного топлива примерно в $2 \cdot 10^6$ раз выше, чем у органического топлива). Поэтому на основе ядерной энергетики можно развивать энергетическую базу районов, лишенных собственных запасов энергетического сырья, без увеличения транспортных расходов на его доставку. К числу таких районов относится европейская часть СССР, где проживает свыше 60 % населения и производится свыше 80 % промышленной продукции. Поэтому именно в европейской части широким фронтом развернулось строительство мощных АЭС.

Другое важное преимущество ядерных установок — малое загрязнение окружающей среды. Традиционные электростанции в процессе своей работы расходуют для сжигания топлива огромное количество кислорода, выбрасывают в окружающую среду продукты сгорания топлива, в том числе и такие вредные вещества, как окислы азота и серы, а при работе на твердом топливе и значительные количества золы. Рабочий процесс в ядерных энергетических установках практически не связан с окружающей средой, за исключением сброса тепла — теплового загрязнения на холодном источнике цикла (охлаждение конденсаторов турбин), но такая связь приблизительно в тех же размерах присутствует и на традиционных тепловых электростанциях.

Развитие ядерной энергетики в СССР в настоящее время базируется на двух основных типах ядерных реакторов: канальных с графитовым замедлителем в одноконтурных установках и водяных корпусных реакторах в двухконтурных установках. В обоих типах установок используется паротурбинный цикл.

Канальные реакторы с графитовым замедлителем (рис. В.1) за рубежом по праву называются советским типом. Конструкция такого реактора была предложена в СССР еще в 40-х годах. Применительно к энергетическим целям канальные реакторы использованы на Первой АЭС, Сибирской АЭС (1958 г.), Белоярской АЭС им. И. В. Курчатова (1964 г.), на мощных АЭС нового поколения, начиная с первого блока Ленинградской АЭС им. В. И. Ленина (1973 г.), а также на Курской, Чернобыльской, Игналинской АЭС и др.

К главным преимуществам такого типа реакторов можно отнести следующее:

- возможность реализации больших единичных мощностей;
- отсутствие единого тяжелого корпуса, затрудняющего изготовление и транспортировку реактора;
- возможность секционирования реактора и создание реакторов

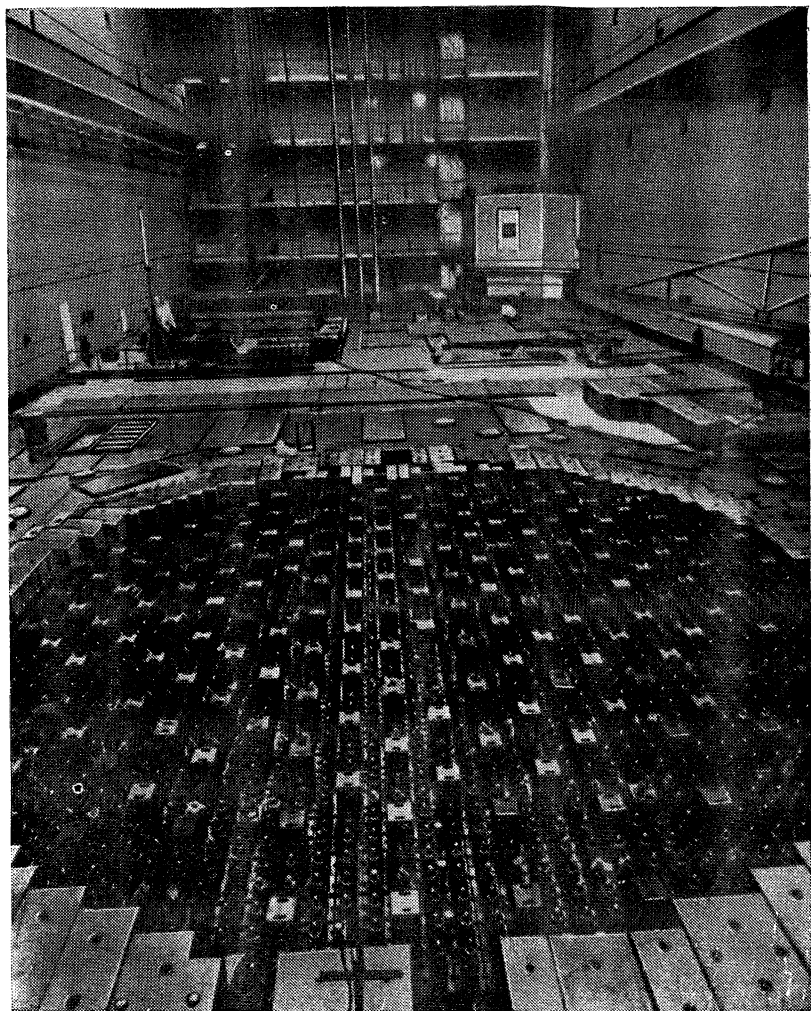


Рис. В.1. Реактор РБМК (центральный зал)

различной мощности из стандартных секций заводского изготовления;

возможность осуществления ядерного перегрева пара в активной зоне реактора, получение высоких параметров, а следовательно, и повышения КПД цикла;

возможность непрерывной перегрузки топлива без остановки реактора.

Водо-водяные корпусные реакторы можно использовать в двухконтурных схемах с некипящей водой под давлением в первом контуре и в одноконтурных схемах с кипением воды в активной зоне,

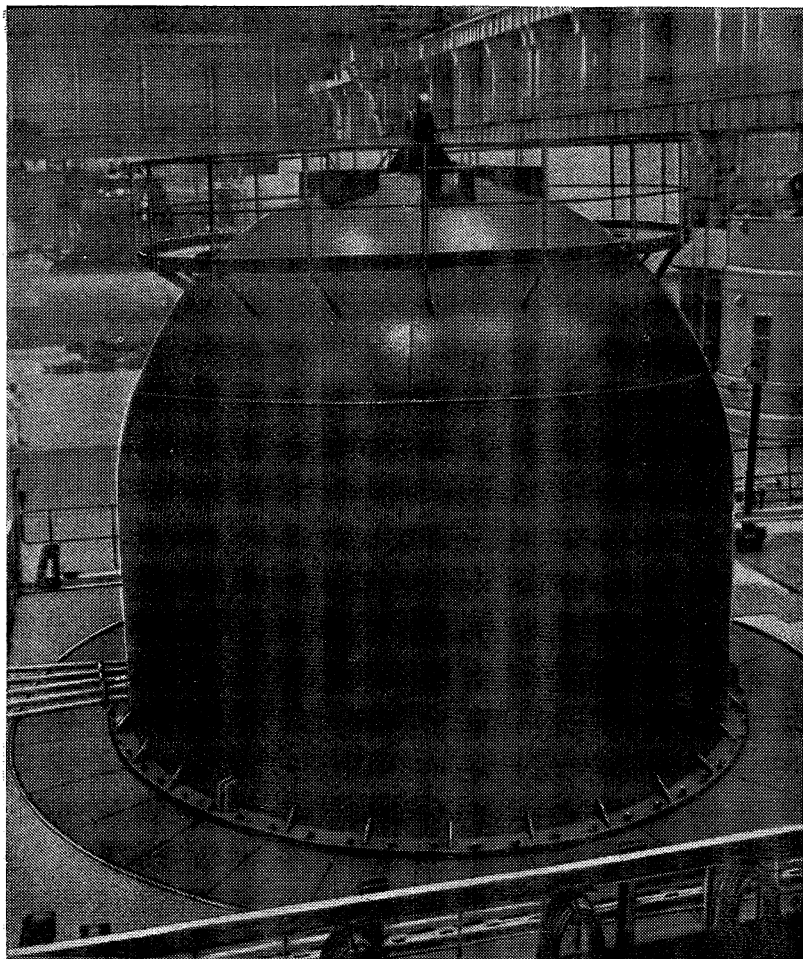


Рис. В.2. Реактор ВВЭР-440 (центральный зал)

В отечественной практике используются преимущественно реакторы с водой под давлением, которые в стационарной энергетике получили название водо-водяные энергетические реакторы (ВВЭР) — рис. В.2, В.3. Преимуществами таких реакторов (по сравнению с канальными) являются их большая компактность, простые коммуникации, более простые условия управления работой реактора. Однако для них требуются тяжелые толстостенные корпуса большого диаметра, работающие при высоких давлениях в условиях облучения мощными потоками нейтронов; топливо перегружается с остановкой реактора; ограничены возможности повышения пара-

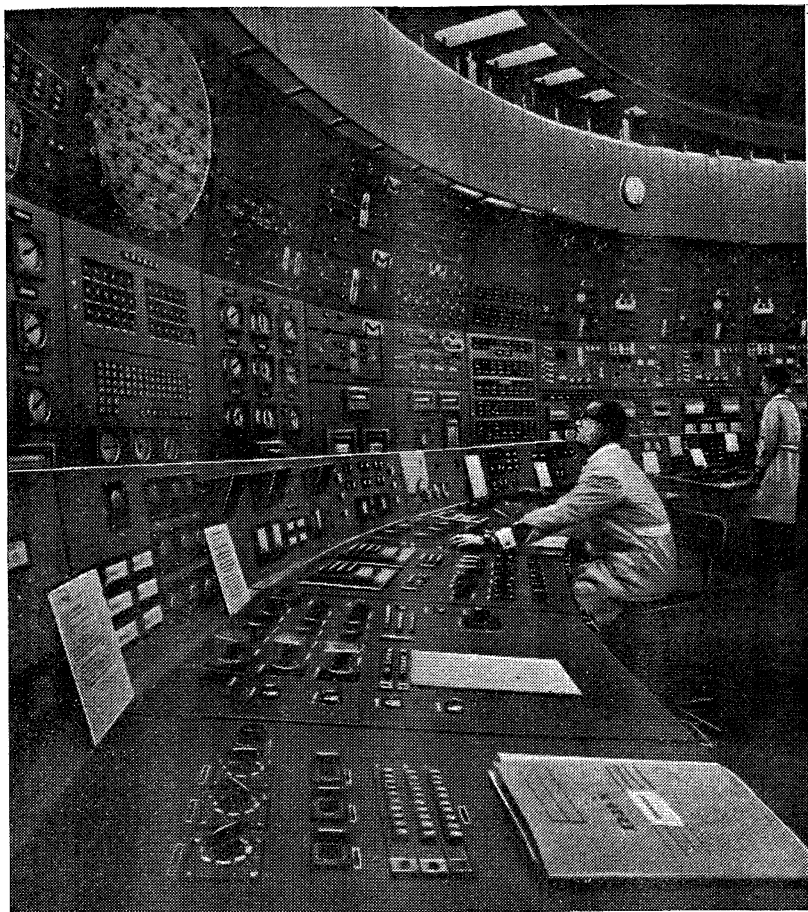


Рис. В.3. Щит управления энергоблоком АЭС

метров пара перед турбиной, невозможна организация ядерного перегрева пара.

Реакторы типа ВВЭР используются на АЭС в нашей стране с 1964 г. (I блок Нововоронежской АЭС им. 50-летия СССР). В настоящее время они успешно эксплуатируются также на Кольской и Армянской, Ровенской АЭС и др. в СССР и за рубежом: в ГДР, Финляндии и НРБ, сооружаются на новых АЭС — Южноукраинской, Калининской и др.

Использование двух типов реакторов для наращивания мощностей ядерной энергетики в стране — широко распространенное явление в мировой практике, поскольку в этом случае повышается надежность энергоснабжения страны.

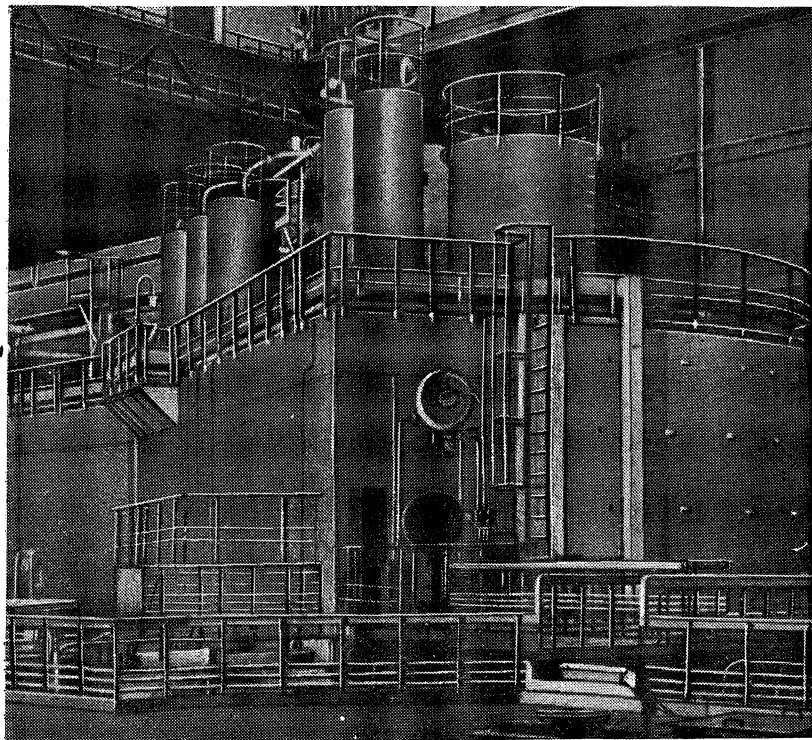


Рис. В.4. Реактор БН-350

Рассмотренные типы реакторов работают на тепловых нейтронах, и в них используется в качестве делящегося нуклид ^{235}U (содержание которого в природном уране составляет около 0,7 %). Перспективы развития ядерной энергетики связывают со строительством реакторов на быстрых нейтронах, с вводом которых в широкую эксплуатацию можно будет использовать сырьевой нуклид ^{238}U . В СССР в 1973 г. пущен первый в мире крупный энергетический реактор на быстрых нейтронах БН-350 (рис. В.4) электрической мощностью 150 МВт, в 10-й пятилетке пущен реактор БН-600 электрической мощностью 600 МВт (Белоярская АЭС). Установки выполнены по трехконтурной схеме. В качестве теплоносителей первого контура в реакторах применен жидкий натрий. Широкого использования таких реакторов на АЭС можно ожидать к концу текущего столетия. Другие типы реакторов — на быстрых и тепловых нейтронах с газовым теплоносителем, на тепловых нейтронах с органическим теплоносителем, водо-водяные реакторы с кипящим теплоносителем (широко распространенные за рубежом) и др. — распространения в ядерной энергетике СССР не получили.

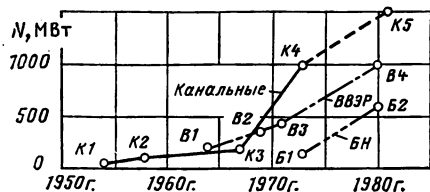


Рис. В.5. Увеличение единичной электрической мощности энергоблоков на АЭС в СССР:

K1 — Первая в мире АЭС; K2 — I блок Сибирской АЭС; K3 — II блок Белоярской АЭС; K4 — I блок Ленинградской АЭС; K5 — I блок Игналинской АЭС (строится); B1, B2, B3, B4 — соответственно I, II, III и V блоки Нововоронежской АЭС; B1 — БН-350 в г. Шевченко; B2 — БН-600 (III блок на Белоярской АЭС)

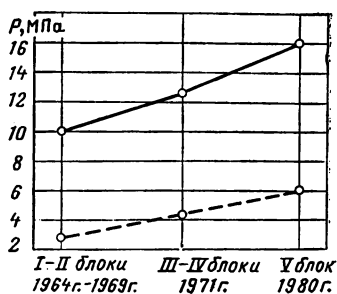


Рис. В.6. Рост давления в первом контуре (—) и давления пара перед турбиной (---) энергоблоков Нововоронежской АЭС

Перечислим основные тенденции, наблюдающиеся в стационарной ядерной энергетике.

1. Увеличение единичной мощности блоков АЭС. Так, мощность канальных реакторов увеличилась с 5 МВт на Первой АЭС до 1000 МВт на Ленинградской, Курской, Чернобыльской АЭС, блоки мощностью 1500 МВт строятся на Игналинской АЭС, разработаны и демонстрировались на ВДНХ проекты реактора РБМКП-2400 мощностью 2400 МВт (рис. В.5). Увеличивается мощность и ВВЭР, и реакторов на быстрых нейтронах. Вместе с ростом мощности блока увеличивается единичная мощность входящего в него оборудования — парогенераторов в двухконтурных установках, паротурбинных установок (мощность паровых турбин на АЭС составляет 500 и 1000 МВт), насосного оборудования и т. д.

2. Увеличение мощности АЭС. Установленные мощности АЭС уже достигают 4000 МВт (Ленинградская АЭС — четыре блока по 1000 МВт). Проектная мощность ряда других станций составляет 4—6 тыс. МВт.

3. Повышение параметров теплоносителя первого контура и параметров пара перед турбиной. Это особенно наглядно видно на примере развития блоков Нововоронежской АЭС (рис. В.6).

подавляющее большинство ядерных энергетических установок (ЯЭУ) работает в настоящее время на насыщенном паре. На Белоярской АЭС впервые в мире осуществлен ядерный перегрев пара до 773—783 К, что позволило получить высокий КПД (~37 %). При создании канальных реакторов нового поколения РБМК-1000 их создатели временно отказались от перегрева пара. Однако в следующем поколении реакторов РБМКП-2400 опять предусматривается ядерный перегрев пара. Широкие перспективы использования перегретого пара открываются с применением реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем. Благодаря высокой температуре натрия на выходе из реактора можно получить перегретый пар высоких параметров.

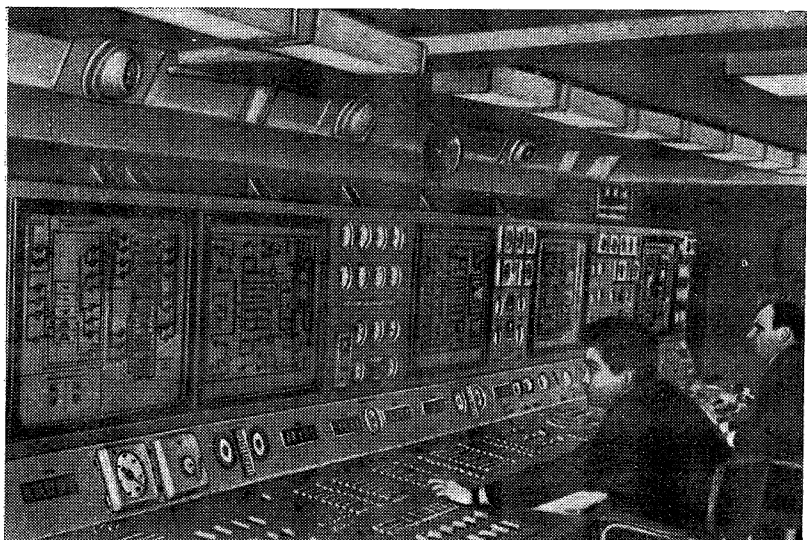


Рис. В.7. Щит управления энергоустановкой атомохода «Ленин»

Стационарная ядерная энергетика — одно из основных направлений использования ЯЭУ. Другое направление — применение ЯЭУ на судах морского флота. Использование ЯЭУ позволяет придать судам качества, недостижимые при работе на органическом топливе. Это прежде всего практически неограниченный район плавания при работе на большой мощности и длительная автономность. Особенно важны эти качества для ледоколов. Атомные ледоколы, не нуждаясь в пополнении топливом, могут работать, не уходя с трассы, всю навигацию.

В нашей стране с 1959 г. эксплуатируется первый в мире атомный ледокол «Ленин» (рис. В.7). В 1975 г. сдан в эксплуатацию атомный ледокол «Арктика»*, а в 1977 г. — ледокол «Сибирь». Успешная эксплуатация советских атомоходов наглядно продемонстрировала преимущества атомного ледокольного флота. Ледокол «Арктика» стал первым надводным судном, достигшим Северного полюса.

В табл. В.1 приведены сравнительные характеристики атомных и дизельных ледоколов приблизительно одного времени постройки.

Приведенные данные показывают преимущество атомных ледоколов как по мощности энергоустановки, так и по скорости хода, и по удельному упору. В 11-й пятилетке предусматривается в СССР оборудование транспортных судов ЯЭУ.

* С ноября 1982 г. «Леонид Брежнев».

Т а б л и ц а В.1. Характеристики атомных и дизельных ледоколов

Характеристика	Ледоколы с ЯЭУ		Ледоколы с дизель-электрической установкой	
	«Ленин»	«Арктика»	«Москва»	«Ермак»
Год постройки	1959	1974	1960	1974
Длина, м	124	135	122	135
Ширина, м	26,8	28,0	23,5	25,8
Водоизмещение, т	19 240	23 460	13 300	20 000
Мощность электрической установки, МВт (л. с)	32,4 (44 000)	55,2 (75 000)	19,1 (26 000)	30,5 (41 400)
Отношение мощности к водоизмещению (удельная мощность), МВт/т (л. с./т)	1,685 (2,28)	2,350 (3,20)	1,440 (1,95)	1,525 (2,07)
Скорость хода, узлы*	19,7	21	18,6	19,5
Удельный упор, кН/м (тс/м)	120,5 (12,3)	167,6 (17,1)	94 (9,6)	121,5 (12,4)

* Скорость один узел равна одной морской миле (1853,2 м) в час.

Широко используются ЯЭУ на кораблях военно-морского флота высокоразвитых стран мира. По данным зарубежной печати, на начало 1982 г. только в составе ВМФ США действовало 123 подводных лодки и свыше 10 надводных кораблей.

Перспективной областью использования ЯЭУ является космическая техника. Уже в ближайшем будущем на борту космических объектов потребуются мощности в десятки, сотни и тысячи киловатт при ресурсе работы 1 год и более. Такое энергетическое обеспечение возможно только при использовании ЯЭУ, так как мощности химических источников и солнечных батарей, используемых в настоящее время, недостаточны.

В Советском Союзе впервые в мире разработана, создана и прошла испытания ЯЭУ «Топаз» мощностью 7—10 кВт, в которой осуществлено безмашинное преобразование тепловой энергии в электрическую непосредственно в ядерном реакторе.

Изложение основ расчета и проектирования основного и вспомогательного оборудования, за исключением собственно реактора, ЯЭУ различного назначения и является главной задачей настоящего учебного пособия.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

Общие вопросы проектирования ядерных энергетических установок

Глава 1

СХЕМЫ И СОСТАВ ОБОРУДОВАНИЯ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

1.1. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ

Энергия, выделяющаяся в результате деления ядер тяжелых элементов, выводится из *реактора* в виде *теплоты*. Далее тепловая энергия преобразуется в энергию другого вида, необходимую внешнему потребителю. Комплекс оборудования, обеспечивающий работу ядерного реактора, вывод из реактора тепловой энергии и преобразование ее в энергию другого вида, составляет *ядерную энергетическую установку* (ЯЭУ).

Всех потребителей по виду используемой энергии можно разделить на три группы: 1) потребители тепловой энергии; 2) потребители механической энергии; 3) потребители электрической энергии. На подобные группы можно разделить и ЯЭУ. В установках первой группы потребителю отдается тепловая энергия. Сюда относятся, например, атомные станции теплоснабжения (АСТ), термоопреснительные установки, энерготехнологические.

В установках второй группы используется механическая энергия. К ним относятся транспортные и ракетные двигатели. Например, на судах турбоустановка преобразует тепловую энергию в механическую, которая с помощью механической передачи передается на гребные винты.

В установках третьей группы потребителю отдается электрическая энергия. Это прежде всего АЭС, а также транспортные установки с электрическим приводом или движителем (например, электрореактивные двигатели).

Тепловая энергия выводится из реактора с помощью специальной среды, называемой *теплоносителем*. В качестве теплоносителя в ядерной энергетике используются вода и водяной пар, жидкие металлы, различные газы (инертные или диссоциирующие), органические жидкости. Выбор теплоносителя определяется типом реактора и заданной температурой теплоносителя.

Установки первой группы с внешним потребителем связаны через концевой *теплообменник*. Следовательно, ЯЭУ первого типа включает в себя ядерный реактор и концевой теплообменник

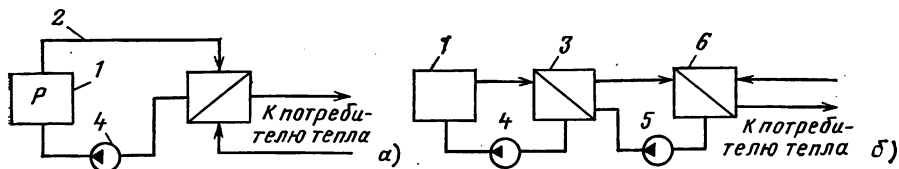


Рис. 1.1. Одноконтурная (а) и двухконтурная (б) ЯЭУ для потребителя тепловой энергии:

1 — ядерный реактор; 2 — трубопровод; 3 — промежуточный теплообменник; 4, 5 — циркуляторы первого и второго контуров; 6 — конечный теплообменник

(рис. 1.1, а). Между собой они связаны системой *трубопроводов*. Теплоноситель из реактора в теплообменник и обратно перемещается циркулятором. В качестве последнего в зависимости от свойств теплоносителя и его параметров можно использовать *насосы, газодувки, компрессоры*.

Представленная на рис. 1.1, а установка *одноконтурная*. Отличительной особенностью является то, что отбор теплоты в реакторе и передача ее в конечном теплообменнике происходят с помощью одного и того же теплоносителя (он может изменять фазовое состояние, например испаряться при кипении в реакторе и конденсироваться в конечном теплообменнике). Основное достоинство одноконтурных установок — простота тепловой схемы. Однако теплоноситель на выходе из реактора может иметь большую наведенную активность, а в ряде случаев содержать радиоактивные продукты деления. Поэтому весь контур, в том числе и конечный теплообменник, должен иметь надежную биологическую защиту. В конечном теплообменнике тепловая энергия передается потребителю непосредственно от радиоактивного теплоносителя. Принципиально существует возможность попадания радиоактивных продуктов в рабочую среду потребителя в случае разуплотнения теплообменника. Поэтому одноконтурные установки нельзя использовать в тех случаях, когда должна быть в принципе исключена возможность радиоактивного загрязнения, в том числе и в аварийных ситуациях. С этой точки зрения более благоприятны условия в многоконтурных установках.

На рис. 1.1, б приведена принципиальная схема двухконтурной установки. Ее отличительная особенность состоит в том, что отвод теплоты из реактора и передача ее внешнему потребителю происходят с помощью двух различных, непосредственно не контактирующих теплоносителей. Передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит в промежуточном теплообменнике (ПТ). Реактор и ПТ с системой трубопроводов образуют первый замкнутый контур, а ПТ, конечный теплообменник и трубопроводы — второй. Каждый контур имеет свой циркулятор. Между первым ПТ и конечным теплообменником может быть включен еще один ПТ, еще раз разделяющий теплоноситель, тогда ЯЭУ трехконтурная.

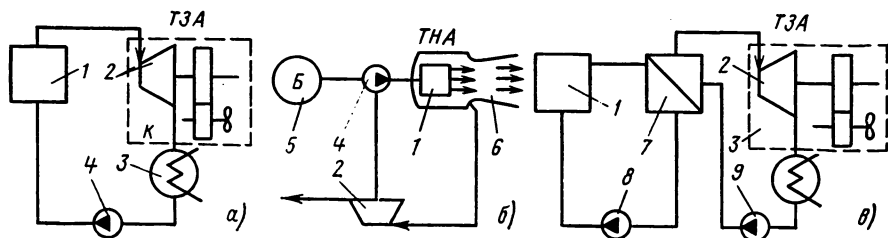


Рис. 1.2. Одноконтурные (а, б) и двухконтурная (в) ЯЭУ для потребителя механической энергии:

1 — ядерный реактор; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — циркулятор; 5 — бак; 6 — сопло; 7 — парогенератор; 8, 9 — циркуляторы первого и второго контуров

Многоконтурная схема практически исключает контакт радиоактивного теплоносителя с рабочей средой потребителя. Кроме того, в многоконтурной установке теплоносители для первого и последующих контуров могут быть выбраны с различными оптимальными свойствами для работы в реакторе и в конце теплообменнике. Конструктивное оформление многоконтурной ЯЭУ более сложное, чем одноконтурной, поскольку требуется дополнительное оборудование: ПТ, циркуляторы, трубопроводы и т. д.

В установках второй группы потребителю отдается механическая энергия. На рис. 1.2, а, в показаны принципиальные схемы паротурбинных одно- и двухконтурных транспортных установок с турбозубчатым агрегатом (ТЗА). В одноконтурной установке в реакторе вырабатывается насыщенный или перегретый пар. Пар поступает в проточную часть турбины, где при его расширении тепловая энергия превращается в механическую (кинетическую) энергию парового потока, который приводит во вращение ротор турбины, его энергия вращения через редуктор передается на винты судна. Турбина и редуктор образуют ТЗА. Пар по выходе из турбины конденсируется в конденсаторе, и конденсат с помощью насоса (циркулятора) возвращается в реактор. Среда, используемая для преобразования тепловой энергии в механическую, обычно называется *рабочим телом*. Таким образом, в одноконтурной установке одна и та же среда является и теплоносителем и рабочим телом. И понятия эти равнозначны. В двухконтурных (многоконтурных) установках, работающих по паротурбинному циклу, пар вырабатывается в специальном *парогенераторе* 7 (рис. 1.2, б). Парогенератор обогревается теплоносителем первого контура аналогично ранее рассмотренным установкам для потребителей тепловой энергии.

В одноконтурных газотурбинных установках (ГТУ) и во втором контуре двухконтурных ГТУ в качестве рабочего тела используются неконденсирующиеся газы, например гелий. Принципиальные схемы аналогичны схемам с паротурбинным циклом, но оборудование рассчитано для работы на газе. В состав ТЗА входит *газовая турбина*, вместо конденсатора используется конечный холодильник, роль циркулятора играет компрессор и вместо паро-

генератора в двухконтурной схеме должен быть использован теплообменник для нагрева газа.

К установкам второй группы относятся также ядерные ракетные двигатели с реактивным движителем (рис. 1.2, б). Рабочее тело из бака с помощью циркулятора подается в ядерный реактор, где оно газифицируется и нагревается до значительных температур (2500—3000 К). По выходе из реактора рабочее тело расширяется в сверхзвуковом сопле, при этом тепловая энергия преобразуется в кинетическую энергию потока. Поток покидает сопло, образуя тягу ракеты. Для привода циркулятора используется часть рабочего тела, которая после реактора направляется в специальную приводную турбину.

В установках третьей группы тепловая энергия в конечном итоге превращается в электрическую. Их можно разделить на установки: с термоэмиссионными преобразователями (ТЭП); с термоэлектрическим генератором (ТЭГ); с магнитно-гидродинамическим (МГД) генератором; с электрическим генератором машинного типа.

В установке с ТЭП тепловая энергия реактора используется для обогрева катода. ТЭП может быть как выносным (рис. 1.3, а), так и встроенным в ядерный реактор. В последнем случае говорят о реакторах-генераторах. Использование реакторов-генераторов — одно из перспективных направлений ядерной энергетики, особенно космической. Однако в настоящее время у них не достаточен ресурс работы и относительно невелик КПД (около 10—15 %).

В установках с ТЭГ тепловая энергия реактора используется для нагрева горячих спаев разнородных электродов (рис. 1.3, б). В цепи, содержащей горячие и холодные спаи разнородных провод-

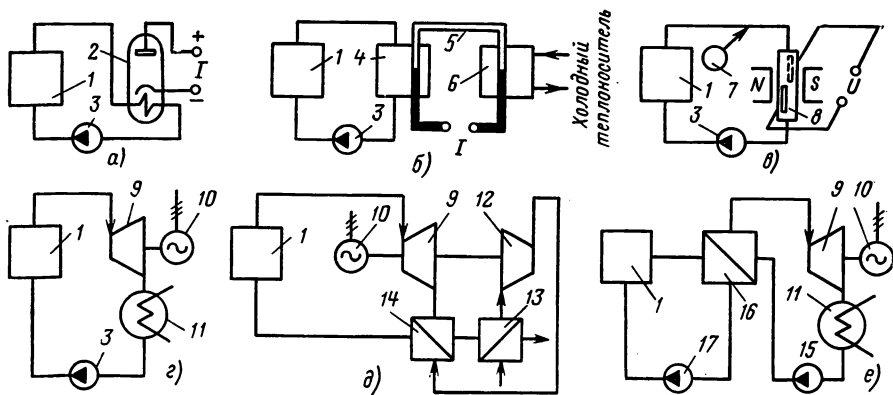


Рис. 1.3. Одноконтурные ЯЭУ с ТЭП (а), ТЭГ (б), МГД-преобразователем (в), машинным электрогенератором с паровой (г) и газовой (д) турбиной и двухконтурная ЯЭУ с машинным электрогенератором с паровой турбиной (е):

1 — ядерный реактор; 2 — ТЭП; 3 — циркулятор; 4 — горячий спай; 5 — ТЭГ; 6 — холодный спай; 7 — ионизирующие добавки; 8 — МГД-генератор; 9 — турбина; 10 — электрогенератор; 11 — конденсатор; 12 — компрессор (циркулятор); 13 — концевой холодильник; 14 — регенеративный теплообменник; 15, 17 — циркуляторы первого и второго контуров; 16 — парогенератор

ников, возникает электрический ток, который отдается потребителю. Так же, как и ТЭП, ТЭГ может быть выносным или встроенным в реактор. Основная область применения ТЭГ — космические установки малой мощности (достигнутый КПД около 3 %). В установках с МГД-генератором используется явление возбуждения электрического тока при движении проводника в магнитном поле, при этом роль проводника играет нагретый в реакторе до высоких температур поток ионизированного газа. В реакторе (рис. 1.3, в) газ нагревается до температуры 3000 К, в рабочее тело вводятся ионизирующие добавки для увеличения степени ионизации. По выходе из МГД-генератора газ циркулятором возвращается в реактор. До настоящего времени вопрос о промышленном использовании установок с МГД-генератором нельзя считать решенным. Главные их недостатки — сравнительно небольшой КПД (~10 %) и громоздкость оборудования.

Основной путь получения электроэнергии в ЯЭУ — использование электрических генераторов машинного типа с механическим приводом от паровой, реже от газовой турбины.

Тепловая энергия теплоносителя в проточной части паровой турбины при его расширении преобразуется в механическую (кинетическую) энергию потока пара, которая используется для вращения ротора турбины электрогенератора. Отработанный пар за турбиной конденсируется и возвращается в виде питательной воды в реактор (одноконтурная схема, рис. 1.3, г) или в парогенератор (двухконтурная схема, рис. 1.3, е).

В одноконтурной газотурбинной установке (рис. 1.3, д) газ (гелий, углекислый газ и т. п.) нагревается в реакторе и направляется в газовую турбину, где при его расширении высвобождается механическая энергия, передаваемая на ротор турбины. По выходе из турбины газ охлаждается в регенеративном теплообменнике и конечном холодильнике и поступает в компрессор, где сжимается до заданного давления. После компрессора газ, проходя через регенеративный теплообменник, подогревается за счет охлаждения газа, выходящего из турбины, и поступает на нагрев в активную зону реактора. Механическая энергия вращения ротора газовой турбины используется частично на привод компрессора, а в основном идет на привод электрического генератора. В реальных установках привод компрессора и генератора часто осуществляется от разных турбин.

Рассмотренная принципиальная схема относится к ГТУ замкнутого цикла. В традиционной энергетике наиболее распространен разомкнутый цикл с использованием продуктов сгорания топлива в воздухе в качестве рабочего тела. При этом отработанный газ после турбины сбрасывается в атмосферу и из атмосферы же засасывается свежий воздух в компрессор. В одноконтурных ЯЭУ разомкнутый цикл неприемлем по условиям радиационной безопасности. В многоконтурных установках газ нагревается в промежуточном теплообменнике, поэтому может быть использован и разомкнутый цикл.

ГТУ становятся конкурентоспособными с паротурбинными установками при использовании газа с температурой перед турбиной более 1100 К. Такие температуры в энергетических ядерных реакторах еще только осваиваются.

Все рассмотренные типы установок включают в себя ядерный реактор — источник энергии, теплообменное оборудование для передачи тепловой энергии от одного теплоносителя к другому или внешнему потребителю, связывающие коммуникации (трубопроводы) и машинное оборудование различного назначения (циркуляторы — машины-орудия для сообщения энергии теплоносителю или рабочему телу и машины-двигатели для преобразования тепловой энергии рабочей среды в механическую).

Условия работы установок и требования к ним существенно различаются в зависимости от назначения. Так, для стационарных ЯЭУ главными требованиями являются надежность и высокая экономичность при длительной эксплуатации (расчетный срок службы 30 лет). Для судовых установок, кроме указанных, существенными становятся массогабаритные соотношения оборудования и обеспечение безопасной работы оборудования в ограниченных объемах судна. Расчетный срок эксплуатации может быть сокращен, появляется требование высокой маневренности установки. Для космических ЯЭУ при сохранении требования надежности и экономичности появляются еще более жесткие требования к массогабаритным соотношениям при относительно небольшом ресурсе работы, а также к устойчивости при больших механических нагрузках. Ниже более подробно остановимся на необходимом составе и условиях работы основного оборудования стационарных, судовых и космических ЯЭУ.

1.2. СТАЦИОНАРНЫЕ ЯЭУ

Стационарные ЯЭУ применяются в основном на АЭС. На АЭС широко используются реакторы ВВЭР-440 с электрической мощностью блока 440 МВт (Нововоронежская АЭС, Кольская АЭС, Армянская АЭС и др.). Введены в строй блоки с ВВЭР единичной мощностью 1000 МВт. На ряде АЭС (Ленинградской, Курской, Чернобыльской и др.) в промышленной эксплуатации находятся крупнейшие в мире канальные реакторы РБМК-1000 мощностью 1000 МВт. На очереди освоение РБМК единичной мощностью 1500 и 2400 МВт. Длительная эксплуатация реактора на быстрых нейтронах БН-350 с эквивалентной электрической мощностью 350 МВт (г. Шевченко) и освоение реактора мощностью 600 МВт (БН-600 на Белоярской АЭС) создают предпосылки широкого внедрения реакторов подобного типа на АЭС.

Рассмотрим необходимый состав и условия работы теплосилового оборудования стационарных ЯЭУ на примерах установок ВВЭР-1000, РБМКП-2400 и БН-600. На рис. 1.4 представлена упрощенная тепловая схема с реактором ВВЭР-1000.

Первый контур состоит из реактора 1 и четырех параллельных петель (на рисунке изображена одна петля), каждая из кото-

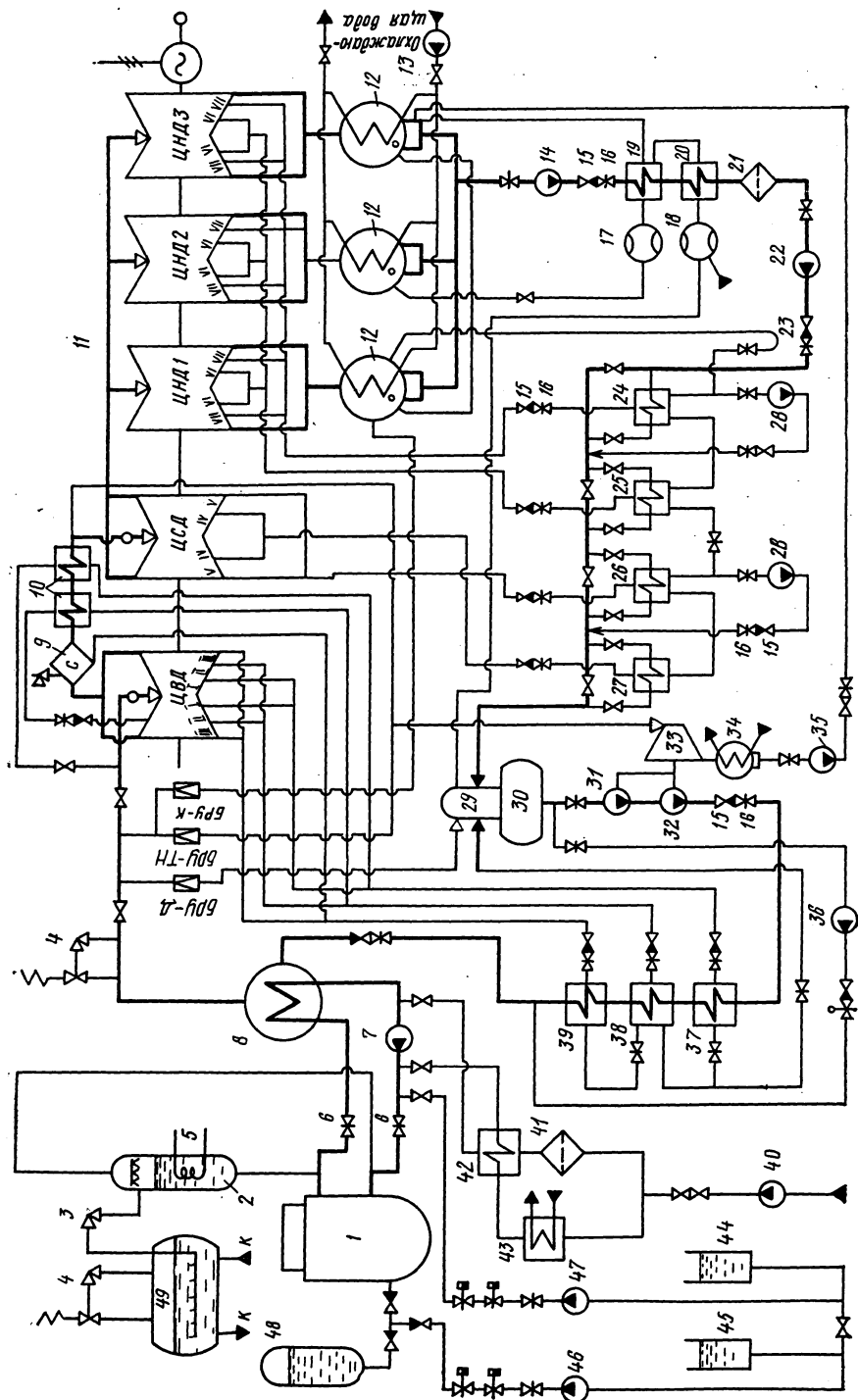


Рис. 1.4. Схема двухконтурной ЯЭУ с реактором ВВЭР-1000

рых включает парогенератор 8, *главный циркуляционный насос* (ГЦН) 7, *главные запорные задвижки* 6 и *главные циркуляционные трубопроводы*. Устройство нескольких параллельных петель исключает необходимость резервирования оборудования, в частности циркуляционных насосов. Число параллельных петель определяется максимально достижимой мощностью отдельных элементов оборудования. Вода в реактор поступает при давлении 16,6 МПа с температурой 562 К. В активной зоне реактора она нагревается до 595 К и направляется в парогенератор, где охлаждается, отдавая теплоту теплоносителю второго контура. Из парогенератора вода главным циркуляционным насосом возвращается в реактор. Между реактором и парогенератором установлены главные запорные задвижки, позволяющие отключить от реактора любую петлю. ГЦН установлены на отключаемой части «холодного» трубопровода. Передача теплоты в парогенераторе происходит без фазовых превращений теплоносителя первого контура. Вскипание теплоносителя предотвращается высоким давлением в контуре. Для создания необходимого давления требуется специальный внешний источник, которым является *паровой компенсатор давления* (ПКД) 2. Он служит для компенсации изменения объема теплоносителя при нагревании его в контуре и создания начального давления.

Вода в ПКД нагревается электронагревателями 5 и частично испаряется, что и приводит к повышению давления. ПКД соединен с «горячим» трубопроводом на его неотключаемой стороне. Для предотвращения повышения давления сверх допустимого в паровое пространство ПКД впрыскивается теплоноситель из холодной ветви трубопровода. Если при впрыске холодного теплоносителя повышение давления не прекращается, то срабатывает *предохранительный клапан* 3, выход которого соединен с *барботером* 49. Температура воды в барботере поддерживается ~333 К для конденсации пара из ПКД. Если давление в барботере в свою очередь превышает допустимое, срабатывает предохранительный клапан 4 на барботере и среда первого контура выбрасывается в помещение. Вероятность последнего незначительна.

Вода первого контура при работе реактора приобретает высокую наведенную радиоактивность даже без нарушения плотности оболочек твэлов, так как в воде практически всегда присутствуют примеси, которые активируются в активной зоне (например, продукты коррозии, соли и т. п.). Оборудование первого контура становится источником ионизирующего излучения, и поэтому его размещают в необслуживаемых помещениях. Следовательно, конструкция оборудования должна обеспечить его длительную работу (например, в течение года) без обслуживания и прямого контроля со стороны персонала. Это требование принципиально новое по сравнению с традиционными энергоустановками на органическом топливе.

Вследствие высокой радиоактивности теплоносителя требуется сведение к минимуму или полное исключение его *утечки*. На АЭС

первого поколения (ВВЭР-440 и АМБ) широко используются полностью герметизированные насосы, в которых собственно насос и электродвигатель выполнены в виде моноблока в общем корпусе, так что исключается выход вала через неподвижный корпус и тем самым полностью исключается утечка теплоносителя. Однако такие насосы имеют чрезвычайно сложную конструкцию, характеризуются низкой экономичностью, а максимальная мощность их ограничена (до 2000 кВт). Последнее обстоятельство в значительной мере определило выбор шести параллельных петель в ЯЭУ с реактором ВВЭР-440.

В рассматриваемых блоках с ВВЭР-1000 используется оборудование (насосы, арматура) с ограниченными контролируемыми утечками и подачей чистых буферных сред в месте выхода вала или штока из неподвижного корпуса. Мощность одного насоса составляет 5500 кВт при подаче воды 5,5 м³/с, что и позволило сократить число петель до четырех, несмотря на увеличение мощности реактора более чем в 2 раза. Гидравлическое сопротивление первого контура равно 0,7 МПа.

Для предотвращения накопления примесей в теплоносителе первого контура часть его (так называемая *продувка*) с расходом до 22 кг/с с напорной стороны ГЦН отводится для очистки в фильтрах 41. Перед фильтрами продувочная вода охлаждается до температуры 318 К (по условиям работы ионообменных смол фильтров). Охлаждение происходит за счет нагрева очищенной воды в регенеративном теплообменнике 42, которая после фильтров возвращается в контур на всасывающую сторону ГЦН. Окончательное охлаждение продувочной воды происходит технической водой в холодильнике 43.

Компенсация потерь теплоносителя первого контура, а также первичное заполнение контура производятся подпиточными насосами 40 из специальной системы приготовления чистого конденсата. Параллельно устанавливается не менее двух *центробежных* или *трих поршневых* насосов.

Все современные ЯЭУ снабжены *системами аварийного охлаждения* активной зоны реактора (САОЗ), которые обеспечивают отвод теплоты из активной зоны в случае аварии с потерей теплоносителя из циркуляционного контура. САОЗ реактора ВВЭР-1000 включает в себя насосы низкого ННД 46 и высокого НВД 47 давления, гидроаккумуляторы 48, в которых вода находится под давлением азота, и баки запаса воды и раствора борной кислоты 44, 45. Когда потеря теплоносителя происходит с небольшой скоростью, включают НВД. При большой разгерметизации, вплоть до полного мгновенного обрыва циркуляционного трубопровода (диаметр трубопровода в ВВЭР-1000 составляет 850 мм) вначале вода подается из гидроаккумулятора, затем включаются НВД и, если их подачи не хватает для поддержания давления в контуре, в работу вступают ННД.

Энергетически связь первого и второго контуров осуществляется через ПГ. Из парогенераторов пар направляется на турби-

ны 11. Давление пара на выходе из ПГ 6,3 МПа, температура 551 К, влажность менее 0,1 %. Таким образом, в отличие от традиционных энергоустановок на органическом топливе турбины существующих ЯЭУ с водо-водяными реакторами под давлением работают на насыщенном паре. Уже в первых ступенях турбины процесс расширения происходит в области влажного пара. Возникает опасность эрозионного износа проточной части турбины, уменьшается КПД. По сравнению с перегретым паром располагаемая энергия 1 кг влажного пара меньше, а следовательно, для получения той же мощности требуется больший расход пара. Все это свидетельствует о том, что для рассматриваемого типа энергоустановок необходимы специальные турбины, обеспечивающие надежную и экономичную работу в условиях повышенной влажности и больших удельных расходов пара. Такие турбины созданы и успешно работают на АЭС. Рассматриваемый блок на 1000 МВт включает в себя одну турбину К-1000-60/1500 мощностью 1000 МВт. (Первый отечественный блок ВВЭР-1000 на Нововоронежской АЭС имеет две турбины до 500 МВт.) Давление свежего пара перед турбиной составляет 5,88 МПа. Расход пара на турбину 1780 кг/с. Частота вращения ротора турбины 25 с^{-1} (1500 об/мин).

Проточная часть турбины разделена на *цилиндр высокого давления* (ЦВД), *цилиндр среднего давления* (ЦСД) и часть *низкого давления* из трех включенных параллельно цилиндры низкого давления ЦНД1, ЦНД2, ЦНД3. В дальнейшем предполагается использование турбины подобной мощности без ЦСД.

По условиям работоспособности и экономичности влажность пара в проточной части турбины не должна превышать некоторого предельного значения (оно зависит от линейной скорости вращения лопаток турбины и обычно составляет 12—14 %). Поэтому после ЦВД пар отводится в *сепаратор* 9, где из него выделяется вода, которая затем направляется в *систему регенеративного подогрева* питательной воды. Одной ступени сепарации при используемых параметрах пара оказывается недостаточно для того, чтобы во всех ступенях ЦНД влажность не превышала допустимую. Поэтому после сепаратора пар перегревается в поверхностном *промежуточном пароперегревателе* (ПП) 10 за счет отбора части острого пара и отбора пара из ЦВД. Конденсат греющего пара сливается в регенеративные подогреватели. Из ПП перегретый пар при 1,12 МПа и 523 К поступает в ЦСД, ЦНД и затем после расширения в *конденсаторы* 12. Конечная влажность за турбиной 14 %.

Расчетное давление в конденсаторе составляет 3,9 кПа (в других вариантах 5,8 кПа), т. е. конденсатор работает в условиях достаточно глубокого вакуума. Давление в нем поддерживается за счет конденсации пара. Теплота при конденсации отбирается технической водой, охлаждающей теплообменную поверхность конденсатора. Циркулирующая охлаждающая вода охлаждается в специальных сооружениях — градирнях, в бассейнах охлаждающей воды или берется из природного водоема (на схеме не показаны), а для ее циркуляции используются циркуляционные насо-

сы охлаждающей воды 13. Неконденсирующиеся газы из конденсатора отсасываются паровыми эжекторами 17. Вода из конденсатора конденсатным насосом первой ступени 14 и конденсатными насосами второй ступени 22 через конденсаторы 19, 20 эжекторов 17, 18, конденсатоочистку 21 и подогреватели низкого давления (ПНД) (на схеме подогреватели 24—27) подается в деаэратор 29 — устройство для термической дегазации воды за счет уменьшения растворимости газов при нагревании воды до температуры насыщения и поддержания парциального давления пара близким к давлению в деаэраторе. Давление в деаэраторе 0,69 МПа. Нагрев воды в нем до ~433 К происходит в результате смешения с паром, который отбирается из турбины.

Подача конденсатных насосов примерно равна расходу на выхлопе турбины, работают эти насосы при невысокой температуре (300—315 К), создают небольшие напоры, необходимые для повышения давления от давления в конденсаторе до давления в деаэраторе и преодоления гидравлического сопротивления магистрали ПНД. На выходе из насоса установлен обратный клапан 15 для предотвращения обратного движения среды при выключении конденсатных насосов. На входе и выходе конденсатных насосов установлены запорные задвижки 16. ПНД служат для подогрева воды до температуры, несколько меньшей температуры в деаэраторе. Для этого из турбины в процессе расширения отбирается часть пара и направляется в соответствующие ПНД. Нумерация отборов I—VII происходит по ходу пара. Пар из отборов конденсируется, нагревая воду магистрали. Вода после конденсатных насосов называется питательной. Нумерация подогревателей происходит по ходу питательной воды. Конденсат из ПНД4 сливается в ПНД3, а из ПНД3 дренажным насосом 28 подается в основную магистраль питательной воды. Аналогичным образом включены ПНД2 и ПНД1. Кроме того, из ПНД1 конденсат через гидрозатвор 23 может сливаться в главные конденсаторы.

Нагретая и деаэрированная вода из деаэратора поступает в бак питательной воды (БПВ) 30.

Из БПВ вода питательными насосами 32 через систему подогревателей высокого давления ПВД (на схеме подогреватели 37—39), в которых она нагревается до 493 К, подается в ПГ. Нагрев воды в ПВД происходит за счет соответствующих отборов пара из турбины. Регенеративный подогрев питательной воды приводит к повышению КПД цикла. Нумерация ПВД продолжает нумерацию ПНД. ПВД7 и ПВД6 по конденсату включены последовательно (каскадное включение). Из ПВД6 и ПВД5 за счет разницы давлений конденсат сливается в деаэратор. Переключением соответствующих задвижек (на схеме не показаны) можно изменить схему слива конденсата (из ПВД6 в ПВД5 и далее в ПНД4). Для подачи питательной воды из БПВ в парогенератор используется питательный насос с приводом от конденсационной турбины 33, с отдельным конденсатором 34 и конденсатным насосом 35. Главному питательному насосу предвключен бустерный насос 31 с приводом от

той же турбины, но через понижающий редуктор (на схеме не показан). Создаваемый *бустерным насосом* напор обеспечивает бескавитационную работу главного насоса в рабочем диапазоне подач. Питательные насосы обеспечивают повышение давления от 0,685 МПа в деаэраторе до 6,4 МПа в парогенераторе и преодоление гидравлического сопротивления. Максимальное давление на выходе насоса составляет 10 МПа. Параллельно может быть установлено несколько питательных насосов. Для блоков большой мощности (500 МВт и более) разрешается установка одного насосного агрегата без резервирования.

В рассматриваемом случае используются два питательных насоса с подачей по 1040 кг/с, мощность насоса 9200 кВт. Именно большая единичная мощность определила использование турбопривода. Мощность бустерного насоса 2400 кВт. По сравнению с максимальной паропроизводительностью питательные насосы обеспечивают запас по подаче около 17 %. На турбопривод пар отбирается за промежуточным пароперегревателем. При нагрузках на главной турбине менее 30 % подача пара к турбине привода питательного насоса осуществляется через *быстродействующую редукционную установку БРУ-ТН*.

На случай аварии с потерей подачи питательной воды в ПГ предусмотрена установка трех *аварийных питательных насосов* АПН 36, включенных параллельно главным питательным насосам и тракту ПВД. Согласно правилам устройства и безопасной эксплуатации (см. литературу) должно быть установлено не менее двух аварийных питательных насосов с электрическим приводом. На выходе питательных насосов обязательна установка обратных клапанов, так как оборудование до питательных насосов рассчитано на значительно более низкое давление, чем за ними. Подогреватели за питательными насосами называются ПВД именно потому, что работают на питательной воде высокого давления. До и после питательных насосов устанавливаются запорные задвижки.

На линиях отборов включена соответствующая арматура — обратные клапаны и запорные задвижки.

На главном паропроводе, баке питательной воды, сепараторе установлены предохранительные клапаны со сбросом в атмосферу.

Параллельно турбине включены быстродействующие редукционные установки БРУ-К и БРУ-Д для сброса пара помимо турбины соответственно в главные конденсаторы и в деаэратор при внезапном выключении турбины и при пусках и остановках ЯЭУ, когда количество и качество пара не обеспечивают поддержание устойчивой частоты вращения холостого хода. КПД блока ВВЭР-1000 равен 33 %.

Все оборудование второго контура в нормальных условиях работает на чистой, нерадиоактивной, рабочей среде. В этом смысле условия его работы не отличаются от условий работы оборудования традиционных установок на органическом топливе. Отличие заключается в рабочих параметрах (относительно невысокое дав-

ление, отсутствие перегрева рабочей среды). Радиоактивность в рабочей среде может появиться при нарушении плотности (аварийная ситуация) теплопередающей поверхности, работающей в условиях значительных перепадов давлений (в данном случае ~ 10 МПа) и температур до 100 К.

Рассмотренная установка содержит все основные элементы двухконтурной ЯЭУ с ВВЭР. Освоенные в отечественной энергетике в 70-х годах блоки ВВЭР-440 единичной электрической мощностью 440 МВт имеют пониженные по сравнению с ВВЭР-1000 параметры теплоносителя в первом и втором контурах (давление в первом контуре 13 МПа, температура на входе и выходе реактора соответственно 543 и 573 К, давление насыщенного пара перед турбиной 4,3 МПа). КПД блока ВВЭР-440 равен 32 %. Главное отличие в составе оборудования от рассмотренного заключается в использовании полностью герметичных ГЦН, питательных насосов с электроприводом и в отсутствие конденсатоочистки.

КПД блока, как будет показано ниже, не является единственным критерием экономичности ЯЭУ, но его повышение служит важным фактором в повышении эффективности ЯЭУ. Для увеличения КПД паротурбинного блока необходимо повышать начальные параметры пара и использовать на входе в турбину перегретый пар. Впервые в мире перегрев пара в ядерном реакторе (*ядерный перегрев*) был реализован на канальных реакторах АМБ мощностью 100 и 200 МВт на Белоярской АЭС ($T_0=783$ К, $p_0=10$ МПа, $\eta=37$ %). В используемых в настоящее время одноконтурных установках с канальными кипящими реакторами типа РБМК-1000 производится насыщенный пар ($p_0 \approx 6,3$ МПа), и по КПД эти установки в сравнении с двухконтурными установками ВВЭР-1000 преимуществ не имеют. Однако уже в 70-х годах разработаны одноконтурные ЯЭУ с реактором РБМКП-2400 с ядерным перегревом пара ($T_0=723$ К, $p_0=6,3$ МПа), КПД блока 37 %.

Один из вариантов упрощенной схемы ЯЭУ с РБМКП-2400 показан на рис. 1.5. Установка включает в себя канальный реактор тепловой мощностью 6500 МВт и две паровые турбины электрической мощностью по 1200 МВт (на рисунке показана одна турбина). Турбины такой мощности, но на сверхкритические параметры ($p_0=24$ МПа, $T_0=833$ К) осваиваются в традиционной энергетике, а на их базе разработаны турбины для ЯЭУ на пониженные параметры пара.

В испарительных каналах (ИК) 1 реактора 2 вода частично испаряется. Пароводяная смесь поступает в сепараторы (С) 45, где при давлении 8,35 МПа пар отделяется. Отсепарированная вода смешивается с частью потока питательной воды от питательных насосов и главными циркуляционными насосами 44 возвращается на вход ИК (другая часть питательной воды подается непосредственно на вход ИК), а осушенный пар влажностью менее 0,1 % по паропроводам с обратными клапанами 5 поступает в пароперегревательные каналы 3, где и перегревается до температуры 723 К. На выходе ГЦН установлены запорные задвижки 17

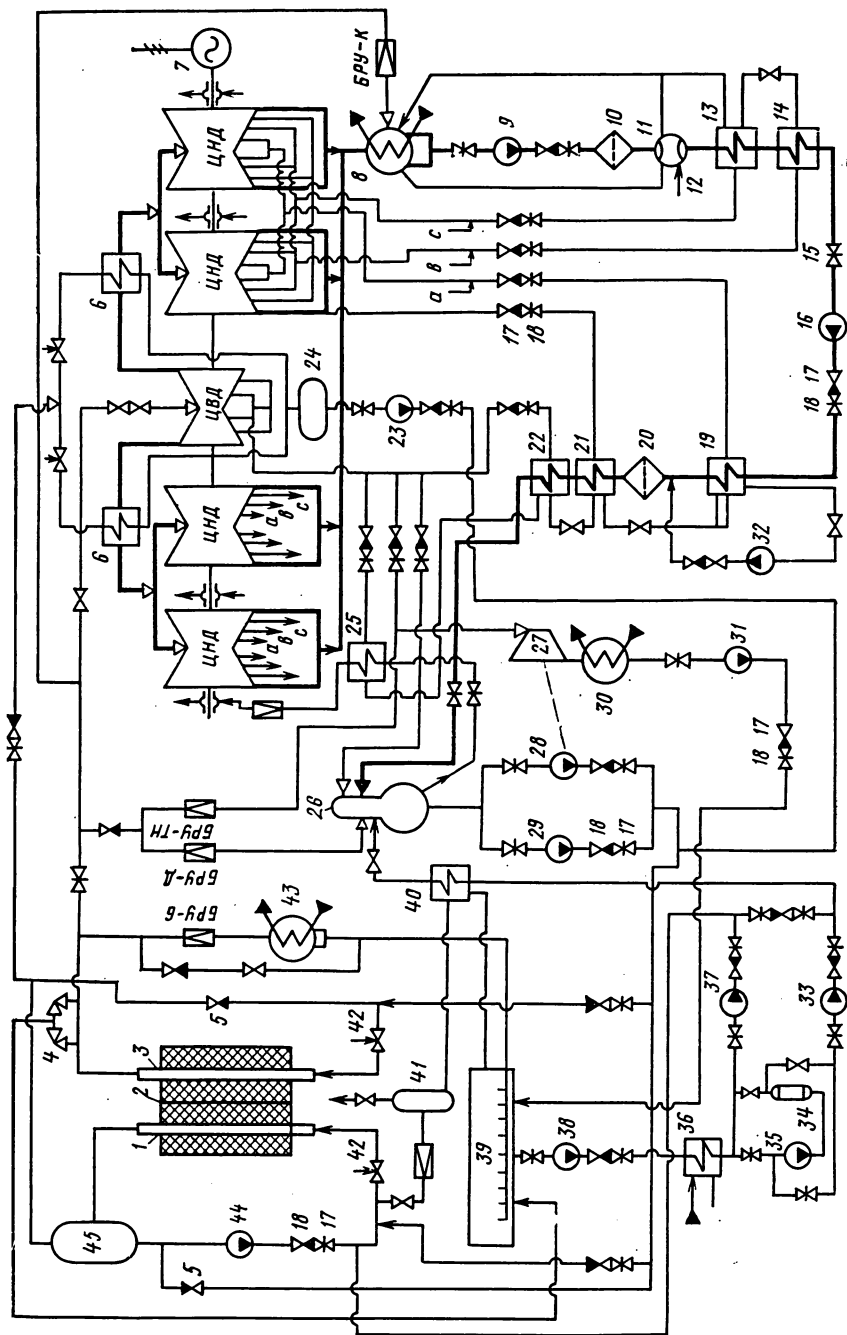


Рис. 1.5. Схема ЯЭУ с реактором РБМКП-2400

и обратный клапан 18. На входе в каждый испарительный и перегревательный каналы установлены *запорно-регулирующие клапаны* (ЗРК) 42. ИК, сепараторы, ГЦН и трубопроводы с арматурой образуют *контур многократной принудительной циркуляции* (МПЦ). Перегретый пар поступает в ЦВД турбины, вращающей электрогенератор 7. Параметры пара здесь выше, чем в турбинах, работающих насыщенным паром, но ниже, чем в турбинах установок на органическом топливе на подобную мощность.

Использование перегрева пара облегчило работу первых ступеней турбины, уменьшило удельный расход пара, позволило исключить из схемы промежуточный сепаратор [ограничиться промежуточными перегревателями (ПП) 6, в качестве греющей среды в которых используется насыщенный пар после сепаратора реактора]. После сепараторов дренаж собирается в баке 24 и подается в питательную магистраль насосом 23.

Пар из ПП поступает в ЦНД, расширяется до $p_k \approx 5$ кПа и направляется в главные конденсаторы. Таким образом, паровая турбина и конденсатор в данном случае, как и во всех одноконтурных ЯЭУ, работают радиоактивным паром.

Далее схема в основном похожа на ранее рассмотренную, но имеются и существенные отличия. За конденсатором последовательно установлены два конденсатных насоса КН1 9 и КН2 16, между которыми включена конденсатоочистка 10 — устройство для удаления примесей из конденсата, паровые эжекторы 11, в которые отсасывается паровоздушная смесь из конденсаторов 8 и из уплотнений и деаэратора 12. Такое решение принимается практически во всех установках при работе турбины радиоактивным паром. После очистки среда не радиоактивна. Перед конденсатными насосами включены запорные задвижки. После КН2 включена вторая ступень конденсатоочистки 20. Это позволяет дренаж из ПНДЗ подать насосом 32 непосредственно в главную магистраль без загрязнения тракта деаэратора и питательных насосов. В схеме применены только ПНД 13, 14, 19, 21, 22, после которых вода поступает в деаэратор 26 (давление в нем 6,85 МПа), а оттуда питательными насосами возвращается в контур многократной принудительной циркуляции, причем питательные насосы 28 и 29 имеют как паровой, так и электрический приводы. Вспомогательная паровая турбина 27 для привода питательного турбонасоса питается из отборов главной турбины или через быстродействующую редуцирующую установку БРУ-ТН из магистрали острого пара. Турбонасос имеет свой конденсатор 30 и конденсатный насос 31, который направляет конденсат в бассейн-барботер 39. Другая особенность, характерная для одноконтурных ЯЭУ при работе радиоактивным паром, — наличие *испарителя* 25, в котором получают чистый пар и направляют его на уплотнения турбины для предотвращения утечки радиоактивного пара в помещение.

Как и в ранее рассмотренной схеме, параллельно турбине включены БРУ. Причем пар после БРУ-К сбрасывается в главные конденсаторы турбины 8, а после БРУ-Б — через вспомогательный

конденсатор 43 в бассейн-барботер 39. На главном паропроводе перегретого пара и на деаэраторе установлены предохранительные клапаны 4, радиоактивный пар из них сбрасывается в бассейн-барботер, где конденсируется при барботаже через холодную воду. В схеме предусмотрена система пуска и расхолаживания реактора. Насосы пуска 33 или расхолаживания 37 осуществляют циркуляцию воды из бассейна-барботера через испарительные и перегревательные каналы и линию БРУ-Б. В схеме установки предусмотрена продувка контура МПЦ через фильтры 41 и регенеративный теплообменник 40. До образования уровня в сепараторе циркуляция идет через байпас БРУ-Б.

В систему пуска — расхолаживания вода из бака-барботера подается насосом 38 через теплообменник 36. Часть циркулирующей воды проходит через фильтры 34, куда подается насосом 35.

Для повышения надежности охлаждения пароперегревательных каналов (ППК), например при остановке ГЦН или разрыве питающих трубопроводов, питательная вода через отключаемые перемычки может быть подана непосредственно на вход ППК.

Высокие параметры пара могут быть получены в установках с реакторами, охлаждаемыми *жидкими металлами*. На рис. 1.6 показана принципиальная схема ЯЭУ с реактором БН-600. Установка выполнена по трехконтурной схеме. В первом и втором контуре теплоносителем является натрий, а в третьем — вода — пар. Особенность рассматриваемой схемы — интегральная компоновка первого контура, когда все основное оборудование размещено в общем баке 9 под уровнем жидкого натрия. Пространство над уровнем заполнено инертным газом — аргоном с давлением 0,3—0,4 МПа. Таким образом, бак реактора одновременно является и компенсатором давления.

Нагретый в активной зоне (АЗ) 8 натрий направляется в верхнюю часть промежуточного теплообменника 10 и после охлаждения поступает в нижнюю часть бака в. Далее натрий а забирается циркуляционным насосом первого контура 7 и подается в активную зону. Насос размещен под уровнем натрия, а электрический привод б, как и органы управления реактором, вынесен за крышку бака. В составе первого контура параллельно включены три циркуляционных насоса и шесть промежуточных теплообменников. На выходе каждого насоса установлен обратный клапан. В состав первого контура входят также быстродействующее сбросное устройство 5, бак с натрием 2, подпиточный насос 3, арматура — задвижка 4 и система очищенного инертного газа 1. Одна из особенностей натрия как теплоносителя — его высокая температура кипения при атмосферном давлении ($T_s=1256$ К), поэтому для получения высоких температур в контуре не требуется повышения давления. Температура натрия на входе в активную зону 653 К, а на выходе 823 К. Расход натрия в первом контуре 6700 кг/с. Оборудование первого контура работает в условиях ионизирующих излучений высокой интенсивности как со стороны активной зоны, так и со стороны теплоносителя.

Второй контур имеет три параллельные петли, каждая из которых включает в себя два промежуточных теплообменника 10, парогенератор 12—14, циркуляционный насос 48, компенсаторы давления 46, запорные задвижки 4, обратные клапаны, сбросные устройства 15, подпиточный насос 11, баки натрия 16, фильтры: натрия промежуточного контура 47. Расход натрия в одной петле второго контура 1920 кг/с. Давление натрия во втором контуре выбрано несколько выше, чем в первом, и составляет в газовой полости компенсаторов давления, заполненной аргоном, ~1 МПа, благодаря чему исключается попадание в промежуточный контур радиоактивного натрия при разуплотнении промежуточного теплообменника.

Парогенератор включает в себя испаритель 13, *пароперегреватель 12* и промежуточный пароперегреватель 14. Причем первичный и промежуточный пароперегреватели по греющей среде включены параллельно и обогреваются натрием второго контура. Температура натрия на входе в ПГ равна 793 К, а на выходе 593 К. Промежуточный перегрев горячим теплоносителем приводит не только к снижению конечной влажности, как при перегреве острым паром в ранее рассмотренных схемах, но и к существенному повышению КПД цикла. Оборудование второго контура, за исключением парогенератора, работает на нерадиоактивных средах.

Каждая петля второго контура через парогенератор связана с петлей третьего контура. Параметры пара на выходе из парогенератора 778 К, давление 13,7 МПа. Благодаря высоким параметрам пара в установке оказалось возможным применить стандартные турбины К-200-130 электрической мощностью 200 МВт, используемые и на ТЭС.

Перегретый пар из парогенератора поступает в ЦВД турбины 18, вращающей электрогенератор 19, расширяется до 2,5 МПа и направляется в промежуточный пароперегреватель, где перегревается до температуры 778 К. Далее пар поступает в ЦСД и ЦНД, а затем в конденсаторы 20.

Давление отработавшего пара 3,5 кПа. Турбина имеет два отбора в ЦВД, четыре отбора в ЦСД и один в ЦНД. В схему включены четыре ПНД 31, 34—36 и три ПВД 42—44, два последовательных конденсатных насоса 21 и 25 подают конденсат в деаэрактор 37. Между конденсатными насосами включена конденсатоочистка 24. Кроме того, в тракт ПНД включены обратные клапаны 22, 26, запорные задвижки 23, 27, эжекторы 32, отсасывающие паровоздушную смесь из конденсаторов, деаэратора и уплотнений 33, 30. Дренаж из первого эжектора 32 сливается через гидрозатвор 29, отключаемый задвижкой 28. Параллельно с главным питательным насосом 41 и ПВД включен питательный насос системы расхолаживания 45. Помимо турбины, пар может быть сброшен через быстродействующую редукционно-охладительную установку БРОУ-К в конденсатор или через редукционно-охладительную установку БРОУ-Д в отдельный конденсатор 38. Далее кон-

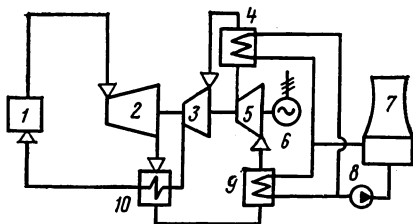


Рис. 1.7. Схема газотурбинной ЯЭУ:
1 — реактор; 2 — газовая турбина; 3 — компрессор высокого давления; 4, 9 — охладители; 5 — компрессор низкого давления; 6 — электрогенератор; 7 — градирня; 8 — насос; 10 — регенеративный теплообменник

денсат насосом 39 направляется в деаэратор 37 и бак питательной воды 40. На трубопроводах установлены обратные клапаны 21, запорные задвижки 4 и предохранительные клапаны 17. Рассмотренная схема третьего контура типична для паротурбинных установок, работающих чистым перегретым паром. Особенность парогенератора состоит в том, что в отличие от установок с ВВЭР давление нагреваемой среды значительно превышает давление греющей среды (жидкого натрия).

Состав оборудования газотурбинных установок ГТУ принципиально не отличается от рассмотренного, но при газовом охлаждении реактора появляется циркулятор газа вместо циркуляционного насоса, а в схеме собственно ГТУ — компрессор вместо питательного насоса и теплообменники без изменения агрегатного состояния среды вместо парогенератора и конденсатора. В одноконтурной замкнутой ГТУ, предназначенной для АЭС на гелии электрической мощностью 1000 МВт (рис. 1.7), газ, нагретый в реакторе 1 до температуры 1123 К, при давлении 6,0 МПа поступает на газовую турбину 2, где расширяется до параметров 2,07 МПа, 760 К. Расход газа 1258 кг/с. После турбины газ охлаждается в регенераторе РТ 10, отдавая тепло газу, направляемому в реактор. Далее газ охлаждается в первичном охладителе 9 до температуры 303 К, сжимается в компрессоре низкого давления 5 до 3,5 МПа, вновь охлаждается во вторичном охладителе 4 до 303 К и сжимается в компрессоре высокого давления 3 до 6,43 МПа, температура газа 400 К. Далее газ нагревается в регенераторе до 728 К и направляется в реактор. В охладителях тепло отбирается циркулирующей водой, которая нагревается от 298 до 358 К и циркуляционными насосами охлаждающей воды 8 подается на охлаждение в сухую градирню 7, КПД установки ~35 %. Для его повышения необходимо существенно поднять максимальную температуру газа (до 1300—1500 К). Таким образом, при создании ядерных ГТУ предполагается достичь значительно более высоких температур, чем в паротурбинных установках. Оборудование на такие температуры (ядерные реакторы, газовые турбины и т. д.) к настоящему времени не освоено. При разработке крупных ЯЭУ с газоохлаждаемыми реакторами, по зарубежным данным, конструкторы ориентируются на применение паротурбинного цикла во втором контуре.

1.3. СУДОВЫЕ ЯЭУ

На судах принципиально могут быть применены ЯЭУ с реактором любого освоенного типа и с использованием как паротурбинного, так и газотурбинного цикла. Наибольшее распространение получили двухконтурные ЯЭУ с водо-водяными реакторами под давлением, поскольку они наиболее отработаны, компактны, просты в управлении, характеризуются повышенной устойчивостью к качкам и дифферентам. Такими установками оборудованы советские атомные ледоколы, а также зарубежные транспортные суда, например «Саванна» (США), «Отто Ган» (ФРГ), «Муцу» (Япония).

Схема первого контура судовой ЯЭУ с реактором под давлением принципиально не отличается от схемы стационарной ЯЭУ. Схема второго контура отличается наличием вспомогательного турбогенератора, включенного параллельно главному турбогенератору, использованием турбопривода практически для всех насосов второго контура, менее развитой системой регенеративного подогрева питательной воды.

Главный турбогенератор служит для привода гребной установки, а вспомогательный — для обеспечения электроэнергией систем и механизмов судна. На транспортных судах главная турбина с гребной установкой связана преимущественно механической передачей, и турбина вместе с понижающим редуктором образует ТЗА. На ледоколах в связи с большими динамическими нагрузками применяется электрическая передача. Главные турбины используются для привода электрических генераторов, которые питают электродвигатели гребной установки.

Для примера рассмотрим упрощенную тепловую схему ЯЭУ ледокола с параметрами, близкими к параметрам установок атомных судов типа «Арктика» (рис. 1.8).

Первый контур, как и в стационарных установках с ВВЭР, включает в себя реактор 1, парогенератор 6, главный 29 и аварийные 28 циркуляционные насосы, связанные между собой трубопроводами. Реактор от парогенератора и насосов может быть отключен с помощью запорных задвижек 4, 31. На выходе насосов предусмотрены обратные клапаны 30. К неотключаемой «горячей» части трубопровода на выходе из реактора подключен паровой компенсатор объема 3. Впрыск холодной воды в паровое пространство компенсатора производится из «холодной» нитки трубопровода. Так же как и в стационарных установках, около 1 % теплоносителя постоянно отбирается из первого контура (постоянная продувка первого контура), охлаждается в холодильнике 32 и проходит через фильтры очистки 37, далее очищенная вода возвращается в основной контур. Для прокачки теплоносителя через контур очистки на приведенной схеме используется напор ГЦН, при этом фильтры должны быть рассчитаны на полное давление контура. В других схемах могут быть использованы фильтры низкого давления. В этом случае продувка дросселируется до задан-

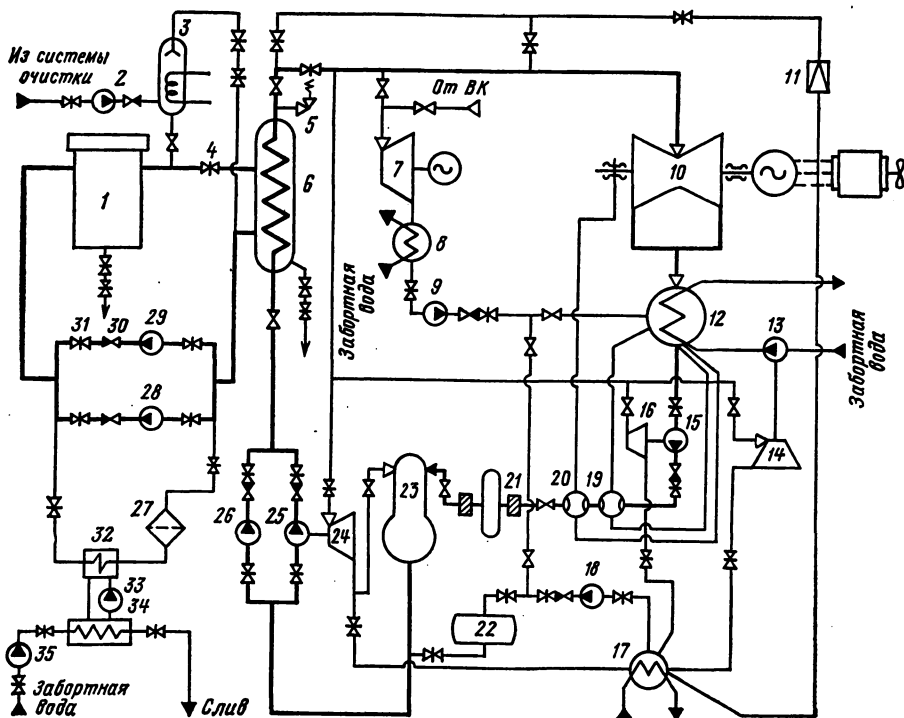


Рис. 1.8. Схема судовой ЯЭУ

ного давления, а после очистки вода в контур возвращается с помощью специальных насосов.

Для исключения возможности попадания радиоактивного теплоносителя за борт при нарушении герметичности холодильника контура очистки используется промежуточный контур охлаждения, состоящий из холодильника контура очистки 32, промежуточного теплообменника 34 и насоса промежуточного контура 33. Промежуточный контур заполнен чистой водой. Этой же водой охлаждаются ГЦН первого контура (на схеме не показано). Для охлаждения воды промежуточного контура используется заборная вода, которая подается специальными насосами заборной воды 35.

Первый контур подпитывается из резервного бака с помощью насоса 2: вода подается в компенсатор давления, возможны другие схемы подпитки.

Установки с реактором под давлением характеризуются высокими давлениями в первом контуре (10—20 МПа). Давление в первом контуре ЯЭУ атомных ледоколов составляет около 20 МПа, что позволяет иметь на выходе из реактора среднюю температуру теплоносителя около 598 К при значительном недогреве до кипения — около 40 К. Высокая температура теплоносителя на выходе

из реактора позволяет получать во втором контуре слабо перегретый пар давлением 3,1 МПа, температурой 583 К.

Перегретый пар из парогенератора 6 поступает на главные турбины 10. Ледоколы типа «Арктика» имеют по две главные турбины мощностью 27,6 МВт (37 500 л. с.). Параметры пара перед турбиной $p_0=3$ МПа, $T=572$ К. Полный процесс расширения такого пара в турбине осуществляется при допустимой влажности. Поэтому в схеме турбоустановки в отличие от ранее рассмотренной схемы стационарной ЯЭУ с реактором с водой под давлением не требуются промежуточные сепараторы влаги, и они в рассматриваемой схеме отсутствуют. Использование слабоперегретого пара не является обязательным и типичным для всех судовых установок. На зарубежных транспортных судах, например на «Саванне» и «Муцу», во втором контуре генерируется насыщенный пар. Поэтому в турбоустановке используется, как и в стационарных установках, промежуточная сепарация.

Пар за турбиной конденсируется в конденсаторе 12 при давлении 3,5—7 кПа. Конденсатор охлаждается забортной водой, подаваемой насосом 13. Конденсатным насосом 15 образовавшийся конденсат направляется через конденсаторы эжекторов 19, 20 и конденсатоочистку 21 в деаэратор 23. Из деаэратора вода питательными насосами 25 при температуре 373 К направляется в парогенератор. Предусмотрены также аварийные питательные насосы с электроприводом 26. Так как конденсаторы охлаждаются забортной соленой водой, имеется принципиальная возможность попадания забортной воды в контур при нарушении герметичности конденсаторов. Поэтому во втором контуре судовых ЯЭУ используется 100%-ная конденсатоочистка. Турбоустановка допускает до 15 полных сбросов и набросов нагрузки в час.

В связи с частыми и значительными изменениями нагрузки на ледоколах не считается целесообразным применять регенеративный подогрев питательной воды из отборов главной турбины. Вода подогревается в деаэраторе паром выхлопа турбоприводов питательных и других насосов второго контура (на схеме показана подача пара в деаэратор только с выхлопа турбопривода 24 питательного насоса). Другая часть пара выхлопа турбоприводов конденсируется, и конденсат также используется для подогрева питательной воды. На транспортных судах, энергоустановки которых работают преимущественно в стационарных, близких к оптимальным режимам, наряду с подогревом в деаэраторе и за счет дренажа конденсата вспомогательных турбин используется и регенеративный подогрев из отборов главных турбин. Однако число отборов и соответственно ступеней регенеративного подогрева, как правило, значительно меньше, чем в стационарных ЯЭУ. Так, на судне «Саванна» имеется один подогреватель низкого давления, обогреваемый из отбора главной турбины, далее питательная вода нагревается в деаэраторе и в подогревателе высокого давления, обогреваемом отработавшим паром турбопривода питательных насосов.

Параллельно главной турбине включены вспомогательные турбогенератор 7 с отдельным конденсатором 8 и конденсатным насосом 9 и турбоприводы питательного и других насосов второго контура (конденсатного 16, заборной воды 14 и др.). Турбопривод работает с противодавлением на выходе (около 0,12 МПа). Именно поэтому отработавший пар турбопривода и может быть использован для подогрева питательной воды.

На вспомогательный турбогенератор предусмотрена подача насыщенного пара от вспомогательных котлов ВК. При внезапном сбросе нагрузки пар направляется помимо турбин в конденсатор 17 через редуционно-охлаждающее устройство 11, которое включено параллельно главной турбине. Избыток конденсата турбоприводов направляется насосом 18 в так называемый «теплый ящик» или уравнительную цистерну 22, откуда при падении уровня в деаэраторе конденсат может подаваться непосредственно на вход питательных насосов. На главном паропроводе установлен предохранительный клапан 5. На соединительных трубопроводах размещены запорная и регулирующая арматура и обратные клапаны.

1.4. ОСОБЕННОСТИ КОСМИЧЕСКИХ ЯЭУ

Космические энергетические установки предназначены для получения непосредственно на борту космического аппарата механической или электрической энергии путем преобразования солнечной, химической, ядерной и других видов энергии. Наибольшие возможности для создания энергоустановок большой мощности с длительным ресурсом работы, обладающих минимальной массой и габаритами, предоставляет использование ядерной энергии путем превращения ее в тепловую в радиоизотопных источниках энергии или в ядерных реакторах с последующим преобразованием тепловой энергии в электрическую.

Космическая ЯЭУ включает в себя три основных элемента: источник тепловой энергии, преобразователь тепловой энергии в электрическую и устройство для сброса неиспользованной теплоты в окружающее пространство. Принципиальные схемы космических энергоустановок не отличаются от рассмотренных в § 1.1. Существует большое разнообразие разработанных и уже созданных космических энергоустановок с ядерными источниками энергии. Они различаются по многим признакам, основные из них следующие:

- тип источника энергии — *радионуклидный источник* или ядерный реактор;

- тип преобразователя энергии — машинный или обеспечивающий прямое преобразование тепла в электроэнергию;

- тип теплоносителя и рабочего тела — газообразный или жидкий;

- тип схемы энергоустановки — одноконтурная или многоконтурная.

Ядерные реакторы целесообразно применять в энергоустановках большой мощности. По соображениям наибольшей освоенности, возможности обеспечения малых габаритов и массы широкое распространение для космических энергоустановок получили гетерогенные ядерные реакторы на тепловых нейтронах. В качестве теплоносителей в них применяются жидкие металлы (Hg, Na—K, K, Li), органические теплоносители (даутерм, дифенил) или газы (гелий, водород). Требование обеспечения минимальной массы энергоустановки приводит к необходимости максимального ее формирования по основным параметрам. Так, максимальная температура, которая рассматривается в качестве допустимой, для жидкометаллических контуров составляет ~ 1500 К, для газообразных ~ 2700 К, что значительно превышает температуры, например, в стационарных энергоустановках. Ведутся исследования по разработке новых типов реакторов для космических энергоустановок: реакторов с жидким делящимся веществом и газофазных реакторов, в которых делящееся вещество пребывает в активной зоне в виде плазмы. В первом случае возможно повышение температуры рабочего тела в реакторе до 3200 К, во втором — до 6000—8000 К.

Радионуклидные источники энергии специфичны для космических ЯЭУ и широко применяются в энергоустановках малой мощности.

Радиоактивные нуклиды характеризуются двумя важными особенностями: во-первых, они при распаде самопроизвольно испускают ядерные частицы (α -частицы — ядра гелия, β -частицы — электроны или позитроны) или электромагнитное излучение — γ -кванты, или и то и другое одновременно; во-вторых, скорость распада ядер не зависит от внешних условий и не может регулироваться. Образовавшиеся при радиоактивном распаде ядерные частицы или электромагнитное излучение тормозятся и поглощаются в окружающем материале, при этом их кинетическая энергия превращается в теплоту. Энергия распада ядра при испускании α -частиц определяется выражением

$$E_p = E_\alpha (1 + m_\alpha/M),$$

где E_α — энергия α -частицы; m_α — масса α -частицы; M — масса материнского ядра. При распаде ^{210}Po $E_p \approx 1,2 E_\alpha$, т. е. энергия распада ядра практически равна кинетической энергии α -частицы, составляющей 5,3 МэВ.

Один из основных критериев, по которым выбирается радиоактивный нуклид, — удельная мощность радиоактивного источника $N_{\text{уд}0}$ в момент $t=0$, т. е. мощность моноэнергетического источника, отнесенная к его массе, Вт/г:

$$N_{\text{уд}0} = 2,12 \cdot 10^3 E_{\text{ср}} (AT_{1/2})^{-1},$$

где $E_{\text{ср}}$ — средняя энергия, поглощенная в топливе, МэВ; A — атомная масса, г/моль; $T_{1/2}$ — период полураспада, год.

Изменение удельной мощности во времени определяется в соответствии с экспоненциальным законом радиоактивного распада:

$$N_{\text{уд}} = N_{\text{уд}0} \exp(-\lambda t),$$

где λ — постоянная распада, с^{-1} .

Для получения энергии наиболее пригодны источники с $N_{\text{уд}0} \geq 0,1$ Вт/г. При меньших значениях возрастают размеры генераторов и их масса.

Второй важный фактор — период полураспада. Его удовлетворительный интервал $100 \text{ сут} \leq T_{1/2} \leq 100 \text{ лет}$. При малом $T_{1/2}$ нуклид быстро распадется, и не хватит времени на его полноценное использование, ибо его мощность существенно упадет уже в период изготовления радионуклидного генератора. При большом $T_{1/2}$ слишком мала удельная мощность: она обратно пропорциональна $T_{1/2}$.

Следующий фактор — состав частиц распада. Широко применяются источники с использованием α - и β -частиц. Моноэнергетические γ -излучатели, требующие более сложных мер биологической защиты на всех этапах производства и эксплуатации, применять нецелесообразно.

Немаловажную роль при выборе нуклидов играют такие показатели, как совместимость радиоактивного вещества с конструк-

Таблица 1.1. Характеристики нуклидов, пригодных для применения энергоустановках

Нуклид	Период полураспада $T_{1/2}$, год	Характер распада, дочерний нуклид	Удельная мощность источника $N_{\text{уд. о'}}$, Вт/г	Способ получения
$^{60}_{27}\text{Co}$	5,26	β^- , $^{60}_{28}\text{Ni}$	9	Облучение нейтронами природного кобальта
$^{90}_{38}\text{Sr}$	28	β^- , $^{90}_{39}\text{Y}$	0,93	Из продуктов деления
$^{137}_{55}\text{Cs}$	30	β^- , $^{137}_{56}\text{Ba}$	0,27	То же
$^{147}_{61}\text{Pm}$	2,5	β^- , $^{147}_{62}\text{Sm}$	0,37	То же
$^{210}_{84}\text{Po}$	0,379	α , $^{206}_{82}\text{Pb}$	141	Облучение нейтронами ^{209}Bi
$^{238}_{94}\text{Pu}$	89	α , $^{234}_{92}\text{U}$	0,55	Облучение нейтронами ^{137}Np с последующим превращением
$^{242}_{96}\text{Cm}$	0,447	α , $^{238}_{94}\text{Pu}$	120	Облучение нейтронами ^{238}U с последующим превращением

ционными материалами, химическая стабильность нуклидов и их физические свойства (температура плавления, теплопроводность, плотность), размерная стабильность, стоимость производства нуклида.

Учет всех перечисленных факторов приводит к тому, что из большого многообразия радиоактивных нуклидов только около десяти могут быть с успехом применены для производства энергии на борту космического аппарата (табл. 1.1).

Обычно применяют не чистые нуклиды, а их соединения, что позволяет поднять температуру плавления или просто разбавить нуклид с целью снизить рабочую температуру. При этом понижается удельная мощность радиоактивного источника. Например, чистый ^{90}Sr имеет температуру плавления 1040 К и удельную мощность 0,93 Вт/г, а его соединения — следующие характеристики:

$$\begin{array}{ll} \text{SrO} & T_{\text{пл}} = 2700 \text{ К}, & N_{\text{уд } 0} = 0,79 \text{ Вт/г}; \\ \text{SrZrO}_3 & T_{\text{пл}} = 2970 \text{ К}, & N_{\text{уд } 0} = 0,34 \text{ Вт/г}. \end{array}$$

Необходимость разбавления можно проиллюстрировать тем, что, например, навеска из чистого ^{242}Cm массой 1 г находится в раскаленном состоянии из-за интенсивного радиоактивного распада, т. е. без разбавления этот нуклид использовать невозможно.

К особенностям радионуклидных источников энергии можно отнести следующее.

1. В радиоизотопных генераторах топливо может использоваться в любом количестве и в любой конфигурации, так как в отличие от ядерных реакторов для них не требуется создания критических сборок. Однако для уменьшения размеров и массы защиты радионуклидным источникам придают компактную форму. При высоких уровнях мощности необходимо применение теплоносителей.

2. Характер распада радиоактивных нуклидов и связанное с ним уменьшение со временем теплового потока и температуры нагревателя экспоненциальные. Поэтому необходимы меры по стабилизации полезной мощности генератора. Частично этого можно достичь при проектировании путем выбора нуклида с периодом полураспада, существенно большим времени эксплуатации установки, или такого нуклида, продуктом распада которого будет также радиоактивный нуклид, компенсирующий частично падение мощности исходного продукта. При использовании короткоживущих нуклидов, обеспечивающих высокую удельную мощность, постоянно электрической мощности может быть обеспечено двумя путями: сбросом изменяющейся по времени избыточной тепловой энергии или сбросом электрической энергии.

3. Радиоактивные нуклиды постоянно испускают излучение, поэтому требуется применение надежной биологической защиты, а также принятие мер безопасности при изготовлении и эксплуатации генераторов.

Первая мера безопасности — создание прочного корпуса. Типичная конструкция радионуклидного генератора без теплоносителя

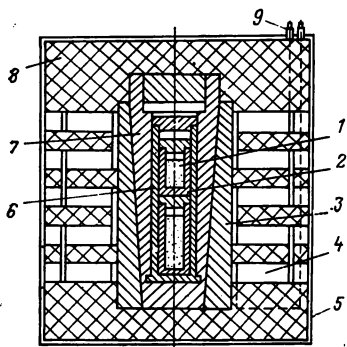


Рис. 1.9. Термоэлектрический генератор с радионуклидным источником:

1 — радиоактивный нуклид; 2 — ампула; 3, 5, 6 — оболочки; 4 — теплоэлементы; 7 — топливный блок; 8 — изоляция; 9 — контакты

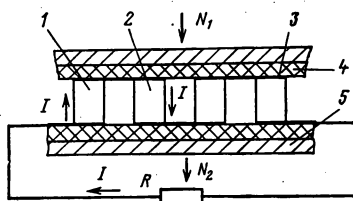


Рис. 1.10. Принципиальная схема термоэлектрического генератора:

1 — полупроводник *n*-типа; 2 — полупроводник *p*-типа; 3 — коммуникационная металлическая пластина; 4 — изоляция; 5 — стенка корпуса

представлена на рис. 1.9. Радиоактивный нуклид помещен в герметичную ампулу из нержавеющей стали или жаропрочных свариваемых сплавов. Часть внутреннего объема ампулы остается свободной. В процессе работы генератора в этом свободном пространстве скапливаются газообразные продукты распада (гелий при α -распадах), а также газы, выделяющиеся из разбавителей и связующих веществ. В свою очередь ампула с нуклидом, которая герметизируется путем приварки к корпусу крышки, устанавливается в оболочку, которая также герметизируется путем приварки крышки.

Вторая оболочка увеличивает надежность конструкции благодаря дополнительной защите ампулы с топливом от коррозии и механических воздействий. Вторая оболочка вставляется в корпус топливного блока с приварной крышкой. Корпус имеет надежный тепловой контакт с оболочкой и воспринимает механическую нагрузку от давления газов в ампулах и, кроме того, нагрузку от термических деформаций.

Корпус часто имеет коническую наружную поверхность для обеспечения при сборке хорошего контакта с теплопроводной оболочкой, с которой через изоляцию контактируют, например, горячие спаи электродов ТЭГ. Холодные спаи сбрасывают тепло через наружную оболочку, которая может иметь оребрение для увеличения эффективной поверхности излучения. Внутренняя полость оболочки заполняется теплоизоляцией. Электрическая энергия снимается с контактов.

Радионуклидные источники используются, как правило, в составе ТЭГ (равным образом возможно использование реактора деления). Работа ТЭГ основана на использовании физических эффектов Зеебека, Пельтье и Томпсона. Первый из них состоит в том, что если спаи разнородных проводников (рис. 1.10) поместить в среды

с разными температурами, то в цепи, включающей эти проводники, возникает электрический ток, причем электродвижущая сила цепи будет пропорциональна разности температур, что в дифференциальном виде можно записать как

$$dE_{a,b} = \alpha_{a,b} dT,$$

где $E_{a,b}$ — термоэлектродвижущая сила; $\alpha_{a,b}$ — коэффициент дифференциальной термо-ЭДС проводников a и b , который в общем случае зависит от температуры:

$$\alpha_{a,b} = f(T).$$

Если температура горячего спая T_1 , а холодного T_2 , то

$$\Delta E_{a,b} = \int_{T_2}^{T_1} \alpha_{a,b} dT = \bar{\alpha}_{a,b} (T_1 - T_2),$$

где $\bar{\alpha}_{a,b}$ — коэффициент средней дифференциальной термо-ЭДС.

Если через цепь, состоящую из двух разнородных проводников, пропускать ток, то на контакте этих проводников выделяется или поглощается теплота в зависимости от направления тока. Поглощаемая в этом случае тепловая мощность пропорциональна силе тока I :

$$N_{\pi} = \Pi_{a,b} I,$$

где $\Pi_{a,b}$ — коэффициент Пельтье, зависящий от свойств проводников и температуры их спаев.

Эффект Томпсона состоит в том, что если температура изменяется по длине проводника, т. е. в проводнике имеется градиент температуры dT/dx , то при протекании электрического тока в этом проводнике выделяется или поглощается теплота, количество которой в единицу времени пропорционально силе тока:

$$dN_T = \tau I \frac{\partial T}{\partial x} dx,$$

где $\tau = f(T)$ — коэффициент Томпсона, зависящий от свойств проводника и его температуры.

При работе ТЭГ, помимо действия указанных эффектов, часть энергии электрического тока выделяется в проводниках в виде джоулевой теплоты, а часть теплоты перетекает по проводникам путем теплопроводности от горячих спаев к холодным. Последние два процесса приводят, естественно, к понижению полезной мощности ТЭГ.

Эффекты Зеебека, Пельтье и Томпсона связаны между собой. В теории термоэлектрических эффектов выводится связь коэффициентов Пельтье и Томпсона с коэффициентом термо-ЭДС. В частности,

$$\Pi_{a,b} = \alpha_{a,b} T;$$

$$\alpha_{a,b} = \int_0^T \frac{\tau_1}{T} dT - \int_0^T \frac{\tau_2}{T} dT,$$

где τ_1, τ_2 — коэффициенты Томпсона.

Теплоту Томпсона при инженерных расчетах можно не учитывать ввиду ее малости.

Наибольшей термо-ЭДС обладают некоторые полупроводники. Так, у теллурида свинца Pb—Te $\alpha_{a,b}$ достигает $1 \cdot 10^{-3}$ В/К. Особый интерес представляет применение для элемента ТЭГ полупроводников, один из которых имеет электронный, а другой — дырочный механизм проводимости. Первые, как известно, являются полупроводниками n -типа, вторые — p -типа.

Принципиальная схема ТЭП представлена на рис. 1.3, а. В вакуумную камеру помещены два электрода: катод и анод; к одному из них — катоду подводится тепловая мощность N_1 , что обеспечивает температуру электрода T_1 . Подведенная теплота вызывает эмиссию электронов с поверхности электрода, т. е. свободные электроны, энергия которых превышает работу выхода, покидают поверхность катода. Часть электронов, обладающих наибольшей энергией, попадет на анод, совершая при этом работу по перемещению электрических зарядов и создавая таким образом разность потенциалов, которая при замыкании внешней цепи вызовет электрический ток, способный совершать работу на внешнем сопротивлении. Электроны, попадая на анод, отдают ему свою энергию, разогревая его. Поэтому, чтобы поддержать разность температур, анод нужно охлаждать.

Плотность тока эмиссии определяется по уравнению Ричардсона — Дешмана:

$$j = BAT^2 \exp(-W/kT), \quad (1.1)$$

где B — безразмерный коэффициент, учитывающий состояние поверхности металлов (обычно $B=1$); A — коэффициент пропорциональности, равный $120 \text{ А}/(\text{см}^2 \cdot \text{К}^2)$ для чистых металлов; W — работа выхода электродов, эВ; k — постоянная Больцмана, равная $8,62 \cdot 10^{-5} \text{ эВ}/\text{К}$; T — температура электрода, К.

Как видно из приведенной формулы, плотность тока эмиссии сильно зависит от температуры и работы выхода. Первую надо по возможности максимально повышать, а вторую — понижать. Работа выхода чистых металлов имеет следующие значения: для вольфрама 4,52 эВ; молибдена 4,29 эВ; тантала 4,1 эВ.

Формула (1.1) справедлива для эмиссии электронов в безграничное вакуумное пространство. Если рядом с эмиттером поместить второй электрод, то на последнем будут накапливаться электроны и между электродами появится разность потенциалов. Тогда электронам с катода для достижения поверхности анода надо будет иметь большую кинетическую энергию. В случае двух электродов сумма работы выхода анода W_2 и работы по размещению заряда при разности потенциалов U будет больше работы

выхода W_1 , т. е. $W_2 + Uq > W_1$, поэтому плотность тока эмиссии с катода

$$j_1 = AT_1^2 \exp\{(-W_2 + Uq)/kT_1\}$$

будет меньше тока эмиссии в безграничном вакууме. Здесь q — заряд электрона.

Одновременно с прямым током электронов от катода к аноду существует обратный ток вследствие эмиссии электронов с анода. Так как $T_1 > T_2$, то $j_2 < j_1$, а суммарная плотность тока определится по закону Кирхгофа:

$$j = j_1 - j_2.$$

Если площадь поверхности электродов одинаковая и равна F , то сила тока

$$I = jF,$$

а мощность, отдаваемая нагрузке, $N = IU$.

Электродвижущую силу ТЭП можно определить, приравняв $j = 0$. Тогда

$$AT_1^2 \exp\{-(W_2 + Uq)/kT_1\} - AT_2^2 \exp(-W_2/kT_2) = 0.$$

Прологарифмировав полученное выражение и выполнив преобразования, получим

$$U_{\text{макс}} = E = \frac{1}{q} \left[2kT_1 \ln \frac{T_1}{T_2} + W_2 \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right) \right].$$

Пространственный отрицательный заряд, образуемый между электродами электронным облаком, сильно уменьшает плотность тока эмиссии из-за появления поля, препятствующего уходу электронов с катода. Поэтому всемерное уменьшение пространственного заряда — одна из основных проблем, которую приходится решать при создании ТЭГ.

Существует несколько способов уменьшения пространственного заряда. Один из них — максимальное сближение электродов при глубоком вакууме. Однако зазоры между электродами при этом становятся слишком малыми, так что их практически нельзя реализовать в мощных установках при высоких температурах электродов. Действительно, при $p = 10^{-5}$ Па необходима ширина зазора $\delta = 0,01 \div 0,15$ мм. Второй способ — введение в зазор положительных ионов, которые при сравнительно небольшой концентрации полностью компенсируют отрицательный пространственный заряд. Наиболее перспективный путь — наработка положительных ионов непосредственно в зазоре между анодом и катодом за счет поверхностной ионизации на электродах какого-либо отдающего свои электроны вещества. Наименьший потенциал ионизации имеет цезий (3,88 эВ). Он и используется для компенсации отрицательного пространственного заряда.

Введение цезия позволяет увеличить зазор между анодом и катодом до конструктивно выполнимых размеров. При этом может быть несколько возможных режимов работы ТЭП по давлению

цезия в межэлектродном пространстве, а именно: квазивакуумный режим ($p=10^{-2}\div 10^{-1}$ Па, $\delta=0,15\div 0,3$ мм); диффузионный ($p=10^2\div 10^3$ Па, $\delta=1\div 1,5$ мм) и дуговой режим, когда плотность тока возрастает до значений, при которых возбуждается, помимо поверхностной, объемная ионизация с образованием электрической дуги.

Глава 2

ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И РАБОЧИЕ ТЕЛА ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

2.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Теплоноситель первого контура переносит выделенную в реакторе теплоту в парогенератор или теплообменник. Теплоноситель второго контура (или третьего в многоконтурных установках), а также первого контура в одноконтурной ЯЭУ одновременно является рабочим телом при преобразовании тепловой энергии в механическую в тепловых машинах.

В связи с назначением и условиями работы теплоносители должны удовлетворять следующим требованиям.

1. Обеспечивать интенсивный отвод теплоты при малых разностях температур теплопередающей стенки и теплоносителя, малых разностях температуры теплоносителя на входе и выходе аппарата; малых затратах энергии на прокачку; при наименьшем избыточном давлении в аппарате.

2. Теплофизические и химические свойства теплоносителя должны быть стабильными в рабочих интервалах температур и давлений.

3. Обладать высокой химической стойкостью и малой химической и эрозивной активностью по отношению к конструкционным материалам и к другим теплоносителям, участвующим в теплообмене.

4. Иметь оптимальные ядерно-физические свойства (для теплоносителей первого контура), а именно обладать достаточной стойкостью под действием ионизирующих излучений (ядерная и химическая стабильность) и иметь малые сечения поглощения нейтронов.

5. Теплоноситель должен быть доступным, дешевым, безопасным в эксплуатации и при хранении.

Требование интенсивного отвода теплоты и минимума затрат энергии на прокачку определяется соответствующим подбором теплофизических свойств теплоносителя, к которым относятся *плотность ρ , кг/м³; удельная теплоемкость c_p , Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К); кинематическая вязкость ν , м²/с; динамическая вязкость $\mu=\nu\rho$, кг/(м·с); температура кипения T_s , К;*

давление насыщенного пара p_s , Па; удельная теплота парообразования r , Дж/кг; температура плавления $T_{пл}$, К.

Так как количество переданной в единицу времени теплоты N_T определяется соотношением

$$N_T = G(c_{p2}T_2 - c_{p1}T_1), \quad (2.1)$$

где G — массовый расход теплоносителя; c_{p1} и c_{p2} — теплоемкости теплоносителя на входе и выходе теплообменного аппарата при температурах T_1 и T_2 соответственно, то наименьшая разность температур на входе и выходе будет соответствовать наибольшему значению c_p .

Для обеспечения наибольшей плотности теплового потока согласно выражению

$$q = \alpha(T_T - T_{ст}), \quad (2.2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; T_T , $T_{ст}$ — температуры теплоносителя и стенки соответственно, при малой разности температур необходимо иметь большие значения α .

Влияние теплофизических свойств на коэффициент теплоотдачи можно проследить на примере конвективной теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя. Коэффициент теплоотдачи в этом случае может быть найден по зависимости вида

$$Nu \sim C_1 Re^m Pr^n, \quad (2.3)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = ud / \nu = ud \rho / \mu$ — число Рейнольдса; $Pr = \nu c_p / \lambda = \mu c_p / \lambda$ — число Прандтля; u — скорость теплоносителя; d — характерный геометрический размер; C_1 , m , n — постоянные, $m \geq n$; $m < 1$; $n < 1$.

Из (2.3) следует

$$\alpha \sim \lambda^{1-n} \rho^m \mu^{-(m-n)} c_p^n. \quad (2.4)$$

Следовательно, для получения больших значений коэффициента теплоотдачи теплоноситель должен характеризоваться высокими значениями коэффициента теплопроводности, плотности, теплоемкости и малой вязкостью.

Температура кипения теплоносителя T_s (насыщения) является также важным фактором. Желательно, чтобы она была достаточно высокой при небольшом давлении насыщенного пара p_s . Возможность сохранения теплоносителя в жидком состоянии при высокой температуре и умеренном давлении сказывается на удешевлении конструкции и повышении термического КПД.

Температуру плавления $T_{пл}$ жидких теплоносителей целесообразно иметь ниже температуры окружающей среды, что облегчает заполнение контура, процессы пуска и остановки установки.

Необходимые затраты мощности на прокачку теплоносителя при заданном массовом расходе пропорциональны гидравлическому сопротивлению теплообменного аппарата. Потери на гидравли-

ческое сопротивление трения в трубе определяются выражением

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d} \frac{\rho u^2}{2}, \quad (2.5)$$

где ξ — коэффициент трения; L — характерная длина. При турбулентном течении

$$\xi = C_2 / \text{Re}^n, \quad (2.6)$$

C_2 и n — постоянные; $n < 1$.

Из (2.5) и (2.6) получаем

$$\Delta p \sim \mu^n \rho^{1-n}. \quad (2.7)$$

Следовательно, потери давления при прокачке теплоносителя уменьшаются с уменьшением его вязкости и плотности.

Удовлетворить одновременно все перечисленные требования к теплоносителю и рабочему телу полностью не удастся. Поэтому в зависимости от конкретных требований, предъявляемых к ЯЭУ, выбор теплоносителя является компромиссным решением. В большинстве действующих ЯЭУ температура теплоносителя на выходе из реактора имеет значения в интервале 575—625 К. В реакторах типа реактора Белоярской АЭС, высокотемпературных газоохлаждаемых реакторах (ВТГР) и реакторах на быстрых нейтронах (например, БН-350) температура теплоносителя на выходе находится в интервале от 775 до 1225 К. В этой связи принято все виды теплоносителей делить на две группы: низкотемпературные ($T_{\text{вых}} < 725$ К) и высокотемпературные ($T_{\text{вых}} > 725$ К).

Энергия, выносимая теплоносителем из активной зоны реактора, может быть передана или непосредственно тепловой машине, или рабочему телу второго контура, совершающего работу в тепловой машине. Рабочее тело должно обеспечивать необходимую термодинамическую эффективность цикла. В большинстве ЯЭУ рабочим телом является водяной пар. В то же время при выборе рабочего тела необходимо учитывать ряд теплофизических свойств, определяющих как *термический КПД* цикла, так и удельную мощность.

Известно, что термический КПД энергетических установок η_t , работающих по циклу Ренкина при максимальных температурах, заметно меньших $T_{\text{кр}}$, может быть выражен через КПД цикла Карно η_K :

$$\eta_t \approx \eta_K / (1 + \eta_K / K_1), \quad (2.8)$$

где $K_1 = r / (c'_p T_1)$ — число Клаузиуса. Так как $K_1 \neq 0$, то из формулы (2.8) следует, что $\eta_t < \eta_K$, причем с ростом K_1 $\eta_t \rightarrow \eta_K$. Следовательно, для увеличения термического КПД цикла Ренкина целесообразно использовать рабочие тела с максимальной теплотой испарения r и меньшей теплоемкостью жидкости c'_p .

Если в качестве рабочего тела в турбине (и компрессоре) ис-

пользуется газ, то η_t установки возрастает по мере увеличения показателя изэнтропы $k=c_p/c_v$:

$$\eta_t = 1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (2.9)$$

Поэтому предпочтительнее использовать одноатомные газы, имеющие максимальный показатель изэнтропы $k=1,66$.

Другой важный показатель эффективности энергетической установки — *удельная мощность* и *удельная работа*, которые оцениваются коэффициентом полезной работы

$$\varphi_t = (l_t - l_k)/l_t. \quad (2.10)$$

Очевидно, что если в качестве рабочего тела используется конденсирующийся теплоноситель, то работа сжатия l_k много меньше работы расширения l_t и коэффициент φ_t близок к единице, что и имеет место в энергетических установках, работающих по циклу Ренкина.

В случае использования в установке неконденсирующихся газов работа сжатия в компрессоре возрастает и значительная часть работы расширения в турбине расходуется на привод компрессора. Для таких установок полезная работа является разностью двух больших величин $l_t - l_k$, поэтому даже малые потери энергии в турбомашине приводят к сильному снижению удельной полезной мощности, росту расхода теплоносителя и размеров установки в целом. Характерно при этом, что

$$\varphi_t = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} (p_1/p_2)^{(k-1)/k}, \quad (2.11)$$

т. е. с ростом k коэффициент полезной работы в отличие от η_t падает.

2.2. ОСНОВНЫЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

В табл. 2.1 приведены теплофизические свойства некоторых теплоносителей при температуре 625 К.

Таблица 2.1. Характеристики теплоносителей при 625 К

Тепло-носитель	p , МПа	ρ , кг/м ³	T_s , К	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, кг/(м·с)	r , кДж/кг
Na	0,1	868	1155	1,29	73,5	308	4 345
K	0,1	758	1033	0,77	41,5	213,4	2 080
Li	0,1	500	1623	4,28	14,7	437,5	23 000
H ₂ O	16,55	574	623	9,8	0,43	72,3	892
(жидкая)							
H ₂ O (пар)	6,55	114	—	16,1	0,107	26,6	—892
CO ₂	0,1	0,873	195	1,082	0,0416	30,35	573
He	0,1	0,0708	4,23	5,2	0,26	34,2	1 951
							при 4,3 К
H ₂	0,1	0,0396	20,38	14,56	0,328	15,41	454

Вода. Обычная вода обладает такими свойствами, что ее можно считать хорошим замедлителем, теплоносителем и рабочим телом. Активные зоны реакторов с водой в качестве замедлителя получаются компактными. Однако в таких реакторах требуется применение обогащенного урана из-за относительно большого сечения захвата нейтронов. Известно, что в случае использования в качестве теплоносителя тяжелой воды отпадает необходимость в применении обогащенного урана, но вследствие большой длины миграции нейтронов размеры активной зоны получаются большими по сравнению с реакторами на обогащенном уране. В большинстве выполненных конструкций тяжелая вода как теплоноситель не используется из-за ее высокой стоимости. Теплофизические свойства обычной и тяжелой воды различаются незначительно.

В энергетических реакторах температура воды на выходе имеет значение в интервале 550—615 К. При такой температуре углеродистые стали активно корродируют. Поэтому весь контур, с которым контактирует первичный теплоноситель, выполняется из аустенитных нержавеющих сталей типа 1X18H10T. В ряде случаев из экономических соображений внутренние части корпуса, выполненные из обычных углеродистых сталей, плакируются нержавеющей сталью.

Вода подвержена радиолизу. Механизмы радиолиза обычной и тяжелой воды одинаковы.

Так как вода обладает высокой теплоемкостью, малой вязкостью и большой плотностью, затраты на прокачивание воды оказываются по сравнению с большинством других теплоносителей небольшими.

Вода имеет невысокую склонность к активации: γ -активность возникает в основном благодаря взаимодействию быстрых нейтронов с ^{16}O с образованием короткоживущего нуклида ^{16}N ($T_{1/2} = 7,4$ с). Небольшая β - и γ -активность наблюдается вследствие взаимодействия тепловых нейтронов с изотопом ^{18}O с образованием также короткоживущего нуклида ^{19}O ($T_{1/2} = 29$ с). При захвате тепловых нейтронов нуклиды ^{16}O и ^{17}O превращаются в стабильные ^{17}O и ^{18}O .

При температуре выше 575 К отмечается интенсификация коррозии металлов в водной среде. Продукты коррозии зачастую образуют долгоживущие радиоактивные нуклиды. Поскольку вода — хороший растворитель, приходится предъявлять повышенные требования к водоподготовительным установкам, которые должны удалять не только коллоидные частицы, но и растворенные примеси. Последние могут сильно активироваться и отлагаться в тракте, в том числе в теплообменниках, так что они становятся недоступными для обслуживания и, как следствие, возникает необходимость в тяжелой биологической защите.

Получение высоких температур насыщенного пара, как известно, связано с необходимостью создавать высокие давления. Так, при давлении 0,98 МПа температура насыщения равна 372,6 К,

при давлении 22,11 МПа — 647,1 К. Как видно, с ростом давления более чем в 20 раз температура повышается не более чем в 3 раза. В результате конструкции, работающие на водяном теплоносителе, получаются, как правило, металлоемкими и требуется специальное технологическое оборудование для их изготовления, что существенно сказывается на их стоимости.

Отметим также сильную зависимость плотности воды от температуры (давление слабо влияет на плотность). Например, при давлении 10,0 МПа с изменением температуры воды от 525 до 575 К ее удельный объем увеличивается на 11 %, так что в контурах необходимы компенсаторы объема.

В существующих энергетических установках вода занимает доминирующее положение как теплоноситель.

Газовые теплоносители. Газовые теплоносители обладают хорошими ядерными свойствами (малое сечение захвата нейтронов), в то же время такие важные теплофизические характеристики, как теплоемкость и теплопроводность, у газов низкие, вследствие чего увеличивается массовый расход теплоносителя и как результат — расход энергии на его прокачку.

Наилучшими характеристиками обладает водород. Однако известные трудности, возникающие при работе с водородом, исключили его из числа возможных теплоносителей, по крайней мере в стационарных и судовых ЯЭУ. Приемлемыми теплофизическими характеристиками обладает метан, но его радиационная нестабильность, а также определенная опасность в обращении с ним исключают его из рассмотрения.

Теплофизические характеристики водяного пара несколько уступают характеристикам водорода и метана. Вместе с тем предпринятые попытки использования водяного пара в качестве теплоносителя ЯЭУ показали, что трудности, возникающие при создании надежно работающих твэлов, не позволяют, по крайней мере в настоящее время, рассчитывать на широкое использование водяного пара в качестве теплоносителя. Широкое использование в зарубежной практике получил углекислый газ (CO_2). Этот газ имеет малое сечение захвата нейтронов, инертен при умеренных температурах, нетоксичен и, что не менее важно, приемлем с экономической точки зрения. На английских газоохлаждаемых реакторах в течение многих лет используется CO_2 в качестве теплоносителя.

Максимальная температура CO_2 как теплоносителя ограничена двумя причинами. Во-первых, при высоких температурах происходит реакция восстановления CO_2 в СО при контакте с углеродом и, во-вторых, окисление углеродистых сталей становится весьма заметным при температуре более 625 К. Это является главной причиной, по которой так называемые магноксвые реакторы имеют температуру газа на выходе из реактора, не превышающую 635 К. В реакторах с оболочками твэлов из нержавеющей стали температура CO_2 достигает 825 К.

Согласно программе развития ВТГР на первое место по сравнению с другими газами выдвинут гелий в качестве единственно-

го теплоносителя. Теплофизические характеристики гелия уступают лишь водороду. Гелий — химически инертный газ, безопасен в работе, практически не активизируется, но он дорог и обладает высокой текучестью, поэтому предъявляются повышенные требования к конструкции установки.

Как указывалось выше, существенными недостатками газовых теплоносителей являются малая плотность и теплоемкость, что вызывает необходимость больших массовых расходов и отрицательно сказывается на экономике установки. Частично эти недостатки можно ликвидировать, используя диссоциирующие среды, например, в газовом или газожидкостном цикле на N_2O_4 . Реакция диссоциации происходит с поглощением теплоты, а реакция ассоциации — с выделением. В результате кажущаяся теплоемкость теплоносителя увеличивается (более подробно см. гл. 3). Диссоциирующие теплоносители в энергетике находятся в стадии освоения.

Жидкие металлы. Развитие реакторов на быстрых нейтронах позволило при использовании в качестве теплоносителя *жидкого металла* существенно повысить параметры пароводяного цикла. Жидкие металлы имеют высокую температуру кипения и низкое давление насыщенных паров; благодаря простой атомной структуре они стабильны в условиях облучения и высоких нагревов. Высокая теплопроводность жидких металлов компенсирует в определенной степени невысокую теплоемкость, в результате расход энергии на прокачивание теплоносителя находится в приемлемых пределах.

Необходимо отметить, что большинство металлов, которые при умеренных температурах находятся в жидком состоянии, не могут применяться в качестве теплоносителя в ядерных реакторах. Так, ртуть имеет большое сечение поглощения нейтронов, кроме того, она токсична. Свинец, висмут и сплавы олова, имея малые сечения поглощения нейтронов, характеризуются высокими сечениями упругого рассеяния нейтронов, что делает эти металлы нежелательными как теплоносители первого контура реакторов на быстрых нейтронах.

Естественный литий имеет высокие значения сечения поглощения тепловых нейтронов ($\sim 70 \cdot 10^{-24}$ см²), но у изотопа 7Li , содержащегося в естественном литии до 92 %, сечение поглощения всего $\sim 3,3 \cdot 10^{-22}$ см². С этой точки зрения 7Li может быть использован в качестве теплоносителя. Однако стоимость 7Li высока, и для крупных энергетических установок он не нашел применения.

Наиболее подходящим теплоносителем из жидких металлов оказался Na. Сечение поглощения относительно невысоко. Стоимость также сравнительно небольшая. В настоящее время это практически единственный металл, рассматриваемый как теплоноситель для реакторов на быстрых нейтронах. В недалеком прошлом предполагалось использование в качестве теплоносителя эвтектического сплава Na—K, находящегося в жидком состоянии при комнатной температуре. Однако вследствие высокой стоимости калия и относительно высокого сечения захвата тепловых нейтронов

(около $2 \cdot 10^{-24}$ см²) этот теплоноситель исключили из рассмотрения. В реакторах с натрием в качестве теплоносителя, переходящим в жидкое состояние при температуре 371 К, требуется прогрев всех коммуникаций. Расходы на прогрев сравнительно невелики. Коррозия обычных углеродистых сталей, находящихся в контакте с чистым натрием, незначительна, но она резко возрастает из-за присутствия окиси натрия Na_2O . Поэтому обычно применяется нержавеющая сталь 1X18H10T.

Натрий активируется, образуя изотоп ^{24}Na с $T_{1/2}=15$ ч, так что требуется защита системы коммуникаций. Натрий при контакте с воздухом горит. Он также бурно реагирует с водой, образуя NaOH и H_2 , поэтому в каждом аппарате и установке должны быть предусмотрены необходимые конструкционные решения, учитывающие возможность возникновения такой реакции.

Близкими к натрию свойствами обладает калий. Хотя число Клаузиуса у калия меньше, чем у натрия, его можно рассматривать как перспективное рабочее тело при использовании парового цикла на парах металла, поскольку он имеет более низкую температуру насыщения, чем натрий, а это позволяет значительно упростить конструкцию парогенерирующих устройств.

Органические теплоносители. *Органические вещества* являются водородсодержащими соединениями и поэтому обладают хорошими ядерно-физическими свойствами. Давление в первом контуре существенно ниже по сравнению с ВВЭР и в выполненных конструкциях находится в интервале 0,3—0,6 МПа. Так, в советской установке АРБУС давление в компенсаторе первого контура равно 0,6 МПа при температуре теплоносителя на выходе из реактора 522 К, температура насыщенного пара в парогенераторе 496 К. Практически коррозионная инертность и невысокие давления делают возможным использование углеродистых сталей для всего первого контура, за исключением активной зоны реактора.

В то же время органические теплоносители неустойчивы в условиях облучения и высоких температур. Это приводит к изменению их физических свойств, что требует установки специальных устройств по очистке теплоносителя и частичной его замены. Количество органического теплоносителя, заменяемого в установке, зависит от его вида. Температура плавления большинства органических теплоносителей выше температуры окружающей среды, так что требуются подогреватели коммуникационных линий.

Существующие в настоящее время органические теплоносители (дифенил, изопропилдифенил, нафталин и др.) не могут конкурировать с водой и не нашли широкого применения в ЯЭУ.

РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

3.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ

Принципиальная тепловая схема является основной расчетной и технологической схемой энергетической установки любого типа: электростанции, судовой или космической. Выбор типа, составление принципиальной тепловой схемы и ее расчет представляют собой один из важнейших этапов проектирования энергетической установки, на этом этапе определяется ее тепловая экономичность. В основе оценки тепловой экономичности лежит термодинамическая эффективность преобразования тепловой энергии, характеризующаяся КПД термодинамического цикла — термическим КПД. Реализуемые в ЯЭУ термодинамические циклы и начальные параметры рабочего тела в значительной мере зависят от конструкции и типа реактора и от физических свойств используемого теплоносителя.

Большое количество типов реакторов, разнообразие применяемых теплоносителей в сочетании с разнообразием функционального назначения действующих и проектируемых ЯЭУ, режимов их работы и условий эксплуатации, также в сильной степени влияющих на состав оборудования и особенности тепловых схем, привело к тому, что применительно к ЯЭУ предложено большое количество различных тепловых схем. Наибольшая определенность в принципах построения тепловых схем и выборе состава оборудования достигнута при разработке тепловых схем АЭС. Это объясняется прежде всего тем, что сразу же после постройки и успешной эксплуатации первых АЭС вопросам тепловой экономичности придавалось одно из первостепенных значений. Кроме того, для АЭС, особенно для двухконтурных, можно было в полной мере использовать имеющийся опыт разработки тепловых схем паротурбинных электростанций на органическом топливе.

Тепловые схемы действующих и проектируемых в настоящее время судовых ЯЭУ главным образом подчинены условиям обеспечения различных режимов работы, необходимых для выполнения требований по ходовым качествам и маневренности судна, надежности и безопасности работы установки (резервирование основного и вспомогательного оборудования, наличие аварийных систем, защитных устройств и т. п.). Стремление к компактности установки, позволяющей уменьшить массу и объем биологической защиты ЯЭУ и противоударной защиты корпуса судна, также сильно повлияло на выбор состава оборудования энергоустановок. В результате в ущерб тепловой экономичности тепловые схемы действующих судовых ЯЭУ более просты и в термодинамическом отношении менее совершенны по сравнению со схемами АЭС. Вместе с тем общность процессов, протекающих в реакторах, механизмах и

устройствах судовых и стационарных энергетических установок, позволяет считать, что опыт работы стационарных энергетических установок может быть с успехом использован в дальнейшем при создании судовых ЯЭУ.

Тепловые схемы космических энергетических установок на ядерном топливе еще в большей степени подчинены особым условиям работы в космосе. Основные отличия космоса — отсутствие атмосферы и невесомость — влекут за собой необходимость сброса тепла только излучением и особый подход к организации теплообмена (особенно в испарителях и конденсаторах). Эти особенности в сочетании с требованием минимума массы космической ЯЭУ приводят при проектировании к оптимизации ее по массе в целом (с учетом массы холодильника-излучателя). В связи с этим, как правило, приходится отходить от оптимума по коэффициенту полезного использования тепловой энергии. Если в наземных электростанциях для повышения тепловой экономичности идут на усложнения циклов и схем преобразования энергии, то в космических установках, наоборот, приходится избегать каких-либо усложнений, связанных с введением дополнительного оборудования и коммуникаций.

Изложенное позволяет считать целесообразным в методическом отношении рассмотреть вопросы, относящиеся к содержанию, расчету и обоснованию принципиальных тепловых схем ЯЭУ на примерах тепловых схем АЭС.

3.2. СОСТАВ И НАЗНАЧЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ АЭС

Схему преобразования и использования тепловой энергии рабочего тела в энергетической установке (в том числе в АЭС) называют *тепловой*. Она наглядно показывает оборудование, участвующее в осуществлении тепловых процессов, и объединение этого оборудования в единую установку линиями трубопроводов. Различают принципиальную и полную (развернутую) тепловые схемы.

Принципиальная тепловая схема включает только основное оборудование — реактор, парогенератор, турбину, основные и вспомогательные теплообменные аппараты (конденсаторы, регенеративные подогреватели, деаэраторы, испарители, холодильники, питательные насосы и компрессоры и т. п.). Состав этого оборудования определяется прежде всего типом термодинамического цикла и его параметрами, видом теплоносителя или рабочего тела и целевым назначением установки. На принципиальной тепловой схеме для достижения большей четкости не показываются оборудование, агрегаты и целые системы, имеющие одинаковое функциональное назначение и работающие параллельно. По тем же соображениям на схему не наносятся дублирующие линии трубопроводов, переключающие и вспомогательные соединительные трубопроводы и арматура.

В отличие от принципиальной тепловой схемы на *полной (развернутой) тепловой схеме* показывается все оборудование, все агрегаты и системы — рабочие, резервные, вспомогательные. Трубопроводы изображаются со всеми параллельными линиями, обводами и соединениями. Наносится основная и дублирующая арматура. Чертеж полной тепловой схемы сопровождается спецификацией, содержащей данные о типе, числе и технических характеристиках оборудования. Полная тепловая схема и ее спецификация характеризуют уровень надежности и технического совершенства АЭС. Полная тепловая схема разрабатывается после составления и расчета принципиальной тепловой схемы, после выбора основного оборудования, решения вопросов о его резервировании и других вопросов, связанных с обеспечением необходимого уровня надежности.

Такая классификация тепловых схем является условной, принятой при рассмотрении тепловых схем электростанций. Встречаются схемы, которые по количеству и составу упрощений занимают промежуточное положение. Например, для принципиальных тепловых схем судовых ЯЭУ обязателен показ резервного оборудования (главного и вспомогательного), принципа построения систем, обеспечивающих работу основного оборудования, в том числе систем охлаждения, смазки, водоподготовки и др.

Принципиальная тепловая схема станции составляется на основании планируемых для нее электрических и тепловых нагрузок с учетом необходимости обеспечения требуемого уровня надежности и экономичности отпуска электроэнергии и теплоты потребителям. При составлении принципиальной тепловой схемы АЭС выбирают:

- 1) тип электростанции;
- 2) тип реактора, его мощность и параметры теплоносителя;
- 3) вид цикла (паротурбинный, газотурбинный, комбинированный и т. п.) и его начальные параметры;
- 4) применительно к паротурбинному циклу: тип, количество, а следовательно, и единичную мощность турбин, схему регенеративного подогрева воды; расположение и тип устройств, обеспечивающих допустимую конечную влажность пара; тип и место включения деаэраторов питательной воды и питательных насосов; тип привода питательных насосов (электрический и паротурбинный) и схему включения приводной турбины; способ и схему подготовки добавочной воды (химическое или термическое обессоливание); при термической подготовке добавочной воды определяют место и схему включения испарителей в систему регенеративного подогрева; схему отпуска теплоты на собственные нужды и внешним потребителям; схемы и оборудование для использования теплоты различных вспомогательных потоков пара и воды (теплоты непрерывной продувки, выпара из деаэраторов, пара из эжекторов и уплотнений турбин и т. п.);

5) применительно к газотурбинному циклу: тип и мощность турбин и компрессоров; степень регенерации; количество ступеней сжатия и промежуточного охлаждения газа; схему и оборудование

поддержания давления в контуре; схему регулирования мощности для работы на частичных нагрузках; схему очистки газа и др.;

б) применительно к комбинированным циклам: параметры соответствующих ступеней комбинированной схемы (газопаровой, натрий-водяной и т. п.); мощность основного оборудования главной ступени; соответствующее оборудование и схемы для паротурбинной (п. 4) и газотурбинной (п. 5) части.

Таким образом, можно видеть, что принципиальная тепловая схема станции состоит из ряда схем, выбор которых и взаимная увязка в единое целое и составляют задачу начального этапа разработки тепловой схемы станции. Составление принципиальной тепловой схемы может быть проведено лишь на основании предварительных проработок, сопоставления и анализа различных вариантов, оптимизационных и технико-экономических расчетов с учетом опыта эксплуатации действующих станций и результатов научных исследований.

Следующий этап разработки принципиальной тепловой схемы — ее расчет, а именно: определение расходов и параметров рабочего тела и теплоносителя в любой точке схемы. На основании полученных данных уточняют технические характеристики основного оборудования и устанавливают технические условия, по которым могут быть выбраны или запроектированы элементы вспомогательного оборудования. На основании расчета определяются показатели тепловой экономичности станции и ее основных элементов. Такими показателями тепловой экономичности АЭС и ее элементов, равно как и показателями тепловой экономичности любой другой энергоустановки, предназначенной для преобразования тепловой энергии (или посредством тепловой энергии) в другие виды (механическую, электрическую и т. п.), являются КПД и удельные расходы теплоты. Определить эти характеристики можно из уравнений теплового баланса:

$$Q_{\text{затр}} = Q_{\text{исп}} + Q_{\text{пот}}, \quad (3.1)$$

или в относительном виде

$$1 = \eta + q_{\text{пот}}, \quad (3.2)$$

где $Q_{\text{затр}}$, $Q_{\text{исп}}$, $Q_{\text{пот}}$ — количества затраченной, полезно использованной и потерянной теплоты соответственно; $\eta = Q_{\text{исп}}/Q_{\text{затр}}$ — КПД; $q_{\text{пот}} = Q_{\text{пот}}/Q_{\text{затр}}$ — относительные потери теплоты, где учтена и теплота, отводимая в «холодном источнике» при низшей температуре термодинамического цикла.

Равенство (3.2) показывает, что оценку тепловой экономичности можно проводить как по КПД, так и по относительным потерям. Это имеет большое практическое значение, поскольку часто бывает проще и точнее определить относительные потери или их изменение, чем КПД. Для станций и энергоустановок, вырабатывающих один вид энергии, КПД можно определить также из выражения

$$\eta = \eta_i \prod_{j=1}^n \eta_{ej}, \quad (3.3)$$

где η_i — внутренний абсолютный КПД цикла; η_{ej} — *эффективные КПД*, характеризующие неизбежные потери, вносимые каждым из n элементов станции или энергетической установки. Для простых циклов η_i можно выразить через η_t — *термический КПД* и η_{oi} — относительный внутренний КПД:

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \quad (3.4)$$

При комбинированной выработке энергии (например, электроэнергии и теплоты для отопления зданий) на АЭС или в какой-либо другой энергетической установке двухцелевого назначения возникают трудности при оценке тепловой экономичности такого комбинированного энергопроизводства. Эти трудности обусловлены тем, что на станции вырабатываются одновременно качественно неравноценные виды энергии — электрическая и тепловая. Эта неравноценность не учитывается таким показателем, как КПД. Кроме того, при комбинированном производстве энергии за счет общих затрат ядерного топлива, когда вырабатываемая энергия разных видов направляется разным потребителям, всегда возникает необходимость раздельного определения показателей экономичности производства этих видов энергии. Поэтому для характеристики степени совершенства комбинированного энергопроизводства принято использовать не один, а два и больше показателей.

В последнее время для термодинамического анализа и оптимизации тепловых циклов и схем энергоустановок все чаще применяется эксергетический метод анализа. В этом методе тепловая экономичность характеризуется *эксергетическим КПД* $\eta_{\text{экс}}$, который в отличие от термического и внутреннего КПД количественно учитывает неравноценность различных видов энергии, в частности механической (работы) и теплоты. Это позволяет использовать эксергетический КПД как единственный показатель при оценке энергетической эффективности комбинированного производства энергии*.

Проиллюстрируем приведенные положения, рассмотрев определение показателей тепловой экономичности для двухконтурной конденсационной АЭС и АТЭЦ, работающих на насыщенном паре.

Конденсационная АЭС. Такая станция вырабатывает только электроэнергию, и в основе ее работы лежит *цикл Ренкина*. На рис. 3.1, а представлены простейшая тепловая схема такой станции и T — S -диаграмма идеального цикла. Как известно, в этом цикле подвод и отвод тепла происходят по изобаре (отвод тепла и при $T = \text{const}$), а сжатие и расширение по адиабате. Существенное преимущество цикла Ренкина для жидкостей, изменяющих аг-

* Подробнее см. Гохштейн Д. П., Верхивкер Г. П. Анализ тепловых схем атомных электрических станций: Учебное пособие. — М.: Атомиздат, 1978. — 240 с.

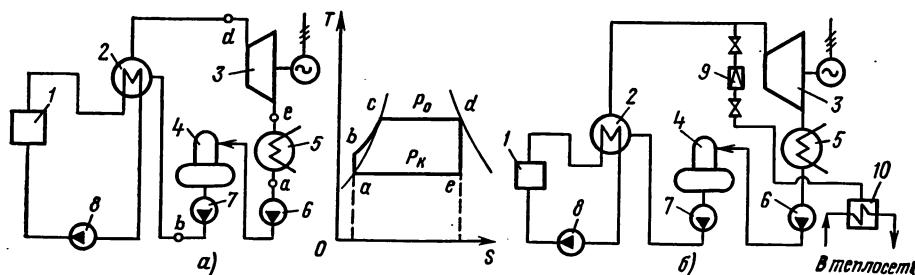


Рис. 3.1. Схемы конденсационной АЭС (а) и АТЭЦ (б):

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — турбогенератор; 4 — деаэратор; 5 — конденсатор; 6 — конденсационный насос; 7 — питательный насос; 8 — циркуляционный насос; 9 — РОУ; 10 — подогреватель сетевой воды

регатное состояние, заключается в значительно меньшей затрате работы на сжатие. Термический КПД такого цикла

$$\eta_t = \frac{q_0 - q_k}{q_0} = \frac{l}{q_0} = \frac{(i_0 - i'_{п.в}) - (i_{к0} - i'_k)}{q_0} = \frac{H_0 - H_{0н}}{q_0} = \frac{H_0}{q_0}, \quad (3.5)$$

где q_0 — удельное количество теплоты (на 1 кг пара), подводимой в парогенераторе, кДж/кг; q_k — удельное количество теплоты, отводимой в конденсаторе, кДж/кг; i_0 — энтальпия пара на выходе из парогенератора, кДж/кг; $i'_{п.в}$ — энтальпия воды на входе в парогенератор, кДж/кг; $i_{к0}$ — энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг; i'_k — энтальпия воды на выходе из конденсатора, кДж/кг; $H_0 = i_0 - i_k$ — располагаемый изэнтропический перепад; l — полезная удельная работа идеального цикла, кДж/кг.

За счет потерь в турбине срабатывается не весь располагаемый теплоперепад H_0 , а действительный H_i . Отношение действительного теплоперепада к располагаемому определяют *внутренний относительный КПД*:

$$\eta_{oi} = H_i / H_0. \quad (3.6)$$

Внутренний абсолютный КПД турбины:

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}), \quad (3.7)$$

где $\xi_{пр}$ — коэффициент потерь с протечками.

Теперь, если определить механические потери в турбине в виде $\eta_m = N_e / N_i$, потери в генераторе (электрические) $\eta_r = N_o / N_e$ (где N_i , N_e , N_o — соответственно мощности внутренняя, на валу турбины и электрическая), то можно написать выражение для абсолютного электрического КПД турбоустановки АЭС:

$$\eta_o = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_m \eta_r. \quad (3.8)$$

Рассмотренные коэффициенты характеризуют потери, которые относятся только к турбоустановке и генератору. Кроме этих потерь,

на АЭС имеются еще потери теплоты и в других элементах энергоустановки: ядерном реакторе, парогенераторе, теплообменниках, трубопроводах и др. Эти потери учитываются при подсчете полного КПД АЭС соответствующими относительными коэффициентами

$$\eta_{\text{АЭС}} = \eta_{\text{э}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр I}} \eta_{\text{тр II}}, \quad (3.9)$$

где $\eta_{\text{р}}$ учитывает потери тепла в реакторе; $\eta_{\text{пг}}$ — потери в парогенераторе; $\eta_{\text{тр I}}$, $\eta_{\text{тр II}}$ — потери в трубопроводах 1-го и 2-го контуров.

Величины $\eta_{\text{э}}$ и $\eta_{\text{АЭС}}$ — коэффициенты брутто, так как не учитывают расхода электроэнергии на собственные нужды станции. Если удельный расход энергии на собственные нужды составляет $W_{\text{с.н.}}$, то КПД АЭС нетто с учетом затраты энергии на собственные нужды

$$\eta_{\text{АЭС}}^{\text{н}} = \frac{W_{\text{э}} - W_{\text{с.н.}}}{q_0} = \frac{W_{\text{э}}}{q_0} \left(1 - \frac{W_{\text{с.н.}}}{W_{\text{э}}} \right) = \eta_{\text{АЭС}} (1 - \overline{W}_{\text{с.н.}}), \quad (3.10)$$

где $\overline{W}_{\text{с.н.}} = W_{\text{с.н.}}/W_{\text{э}}$ — доля затраты энергии на собственные нужды.

КПД АЭС нетто может быть определен по зависимости

$$\eta_{\text{АЭС}}^{\text{н}} = \eta_{\text{АЭС}} \eta_{\text{с.н.}}, \quad (3.11)$$

где $\eta_{\text{с.н.}} = W_{\text{н.}}^{\text{н}}/W_{\text{э}}$ — КПД собственных нужд АЭС.

Отметим, что приведенные соотношения справедливы как для простых, так и для сложных циклов (циклы с регенерацией, с промежуточным перегревом пара и т. п.). Различие между этими циклами отразится в определении величин q_0 и H_0 . Например, при наличии промежуточного перегрева

$$q_0 = (i_0 + \alpha_{\text{п.п}} \Delta i_{\text{п.п}}) - i'_{\text{п.в}}; \quad H = H'_0 + H''_0, \quad (3.12)$$

где H'_0 и H''_0 — располагаемые изоэнтروпические перепады, срабатываемые в ступенях турбины соответственно до и после перегрева; $\alpha_{\text{п.п}}$ — массовая доля пара после промежуточного перегрева; $\Delta i_{\text{п.п}}$ — изменение удельной энтальпии в результате промежуточного перегрева; $i'_{\text{п.в}}$ — энтальпия питательной воды.

Очень часто в расчетах при проектных разработках принимают $W_{\text{с.н.}}$ равным расходу энергии на привод питательных и циркуляционных насосов. Если для привода насоса используется паровая турбина, то полезная мощность турбоустановки уменьшается соответственно на величину мощности, равную расходуемой на насос:

$$W_{\text{с.н.}} = \alpha_{\text{п.в}} K_{\text{р}} H_{0\text{н}} / \eta_{\text{нас.}} \quad (3.13)$$

Здесь $\alpha_{\text{п.в}}$ — отношение расходов питательной воды и пара; $K_{\text{р}}$ — отношение фактического напора насоса к минимально необходимому; $\eta_{\text{нас}}$ — КПД насоса; $H_{0\text{н}}$ — изоэнтропический перепад в насосе.

Тогда полезная мощность главной турбоустановки (нетто)

$$W_{\text{э}}^{\text{н}} = W_{\text{э}} - W_{\text{с.н.}}$$

и КПД нетто АЭС

$$\eta_{\text{АЭС}}^{\text{н}} = (W_{\text{э}} - W_{\text{с.н}})/q_0 = W_{\text{э}}^{\text{н}}/q_0. \quad (3.14)$$

Как уже отмечалось, оценка тепловой экономичности проводится также по удельному расходу теплоты. Обычно в расчетах используют *удельный расход теплоты* на турбоустановку $q_{\text{э}}$ и *удельный расход теплоты по всей АЭС* $q_{\text{АЭС}}$. Эти величины обратно пропорциональны ранее определенным КПД $\eta_{\text{э}}$ и $\eta_{\text{АЭС}}$:

$$q_{\text{э}} = 3600/\eta_{\text{э}}; \quad (3.15)$$

$$q_{\text{АЭС}} = 3600/\eta_{\text{АЭС}}. \quad (3.16)$$

Здесь $q_{\text{э}}$ и $q_{\text{АЭС}}$ выражены в килоджоулях на 1 кВт·ч.

Показатели тепловой экономичности АТЭЦ. Упрощенная тепловая схема АТЭЦ изображена на рис. 3.1, б. АТЭЦ вырабатывает электроэнергию и одновременно через сетевые подогреватели отпускает тепло главным образом для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции жилых и промышленных зданий. Пар для подогрева воды в сетевом подогревателе направляется из регулируемого отбора турбины. Для покрытия пиковых нагрузок по производству тепла может использоваться редукционно-охладительная установка (РОУ). Для того чтобы выяснить влияние теплофикационного отбора пара на показатель тепловой экономичности, необходимо рассмотреть паровой и тепловой балансы АТЭЦ:

$$G = G_{\text{п}} + G_{\text{к}}; \quad (3.17)$$

$$N_{\text{э}} = N_{\text{п}} + N_{\text{к}}, \quad (3.18)$$

где G — общий расход пара на турбину; $G_{\text{п}}$ — расход пара, отбираемого из промышленного отбора турбины; $G_{\text{к}}$ — расход пара, направляемого в конденсатор; $N_{\text{э}}$, $N_{\text{п}}$, $N_{\text{к}}$ — соответственно общая электрическая мощность турбоустановки, электрическая мощность, вырабатываемая паром отбора, и электрическая мощность, производимая паром, поступающим в конденсатор.

Сравним этот расход пара на турбоустановку с расходом пара на такую же турбину, работающую по чисто конденсационному циклу без отбора пара, на той же мощности $N_{\text{э}}$:

$$G_{\text{к.э}}^0 = N_{\text{э}}/\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}(i_0 - i_{\text{к}}) = N_{\text{э}}/H_i\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}. \quad (3.19)$$

При наличии отбора пара $G_{\text{п}}$ при том же расходе пара на турбину G мощность турбины (ее части низкого давления) уменьшится на величину

$$\Delta N_{\text{э}} = G_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}. \quad (3.20)$$

Здесь $i_{\text{п}}$ — удельная энтальпия пара регулируемого промышленного отбора турбины.

Для поддержания постоянной мощности турбины при наличии отбора пара $G_{\text{п}}$ необходимо увеличить расход пара на турбину (той части расхода, которая поступает в конденсатор) на величину

$$\Delta G = \frac{\Delta N_{\text{э}}}{(i_0 - i_{\text{к}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} G_{\text{п}}. \quad (3.21)$$

Тогда для работы на мощности $N_{\text{э}}$ общий расход пара через турбину

$$G = G_{\text{к.э}} + \Delta G = \frac{N_{\text{э}}}{(i_0 - i_{\text{к}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} + \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} G_{\text{п}}, \quad (3.22)$$

где отношение $(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})/(i_0 - i_{\text{к}})$ принято называть *коэффициентом недовыработки электроэнергии паром отбора* и обозначать обычно $Y_{\text{п}}$.

На основании полученных зависимостей можно определить расход пара в конденсатор и его уменьшение при отборе:

$$G_{\text{к}} = G - G_{\text{п}} = G_{\text{к.э}} - (1 - Y_{\text{п}}) G_{\text{п}}, \quad (3.23)$$

где $1 - Y_{\text{п}} = (i_0 - i_{\text{п}})/(i_0 - i_{\text{к}})$ — показатель, определяющий долю выработки электрической энергии паром отбора.

В первом приближении можно считать, что $G_{\text{к.э}} = G_{\text{к.э}}^0$. Тогда уменьшение расхода пара в конденсатор при наличии отбора можно выразить в виде

$$\Delta G_{\text{к}} = G_{\text{к.э}}^0 - G_{\text{к}} = (1 - Y_{\text{п}}) G_{\text{п}}. \quad (3.24)$$

Экономия теплоты (уменьшение потерь в холодном источнике) при выработке одного и того же количества электроэнергии и теплоты по сравнению с их отдельным производством составит

$$\Delta Q = (1 - Y_{\text{п}}) G_{\text{п}} (i_{\text{к}} - i_{\text{к}}'). \quad (3.25)$$

Полученная экономия теплоты относится одновременно к производству и электроэнергии и теплоты. Поэтому тепловая экономичность АТЭЦ должна характеризоваться показателями тепловой экономичности по производству теплоты и по производству электроэнергии. Как уже отмечалось, используя только понятие КПД

$$\eta_{\text{АТЭЦ}}^{\text{п}} = Q_{\text{исп}}/Q_{\text{затр}} = (N_{\text{э}} + Q_{\text{тп}})/Q_{\text{р}}, \quad (3.26)$$

этого сделать нельзя, поскольку здесь и электроэнергия (более ценный вид энергии), и низкопотенциальное тепло, отдаваемое потребителям, входят как равноценные составляющие. Например, относительное увеличение отпускаемой теплоты за счет свежего пара (использование РОУ, см. рис. 3.1, б) или ухудшение экономичности преобразования энергии в проточной части турбины (снижение коэффициента $\eta_{\text{от}}$) будут так же влиять на изменение $\eta_{\text{АТЭЦ}}^{\text{п}}$, как и использование теплофикационного отбора.

В связи с этим в Советском Союзе принято всю экономию, получаемую от совместного производства электроэнергии и теплоты на ТЭЦ, относить на выработку электроэнергии. В этом случае потерями при производстве низкопотенциального тепла считаются только потери, связанные с производством и транспортом пара (т. е. потери, которые имеют место на ТЭЦ при отдельном про-

изводстве тепла и электроэнергии). Показателем тепловой экономичности производства тепловой энергии в этом случае служит

$$\eta_{т.п} = Q_{т.п}/Q_{т.р} = \eta_p \eta_{пг} \eta_{трI} \eta_{трII} \eta_{т.с}, \quad (3.27)$$

где $Q_{т.п}$ — количество теплоты, отведенной тепловому потребителю; $Q_{т.р}$ — количество тепловой энергии реактора, расходуемое для производства $Q_{т.п}$; $\eta_{т.с}$ — доля потерь теплоты в тепловых сетях.

Показателем тепловой экономичности по производству электроэнергии на АТЭЦ принимается при этом методе

$$\eta_{АТЭЦ}^э = \frac{N_э}{Q_p - Q_{т.п}/\eta_{т.п}}. \quad (3.28)$$

При постоянных электрической мощности станции и параметрах пара $\eta_{АТЭЦ}^э$ будет всегда выше, чем $\eta_{АЭС}$ конденсационной станции, и будет увеличиваться с ростом количества теплоты, отпускаемой тепловому потребителю. Однако так же, как и $\eta_{АТЭЦ}^п$, величина $\eta_{АТЭЦ}^э$ не дает полной характеристики термодинамического совершенства производства электроэнергии. Так, если на АТЭЦ с худшими техническими и тепловыми характеристиками отпуск теплоты через отборы турбины будет значительно выше, чем на станции, технически более совершенной, то и $\eta_{АТЭЦ}^э$ для нее может оказаться более высоким. Поэтому на АТЭЦ дополнительно применяется еще один показатель — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$ЭТП = N_{э.т.п}/Q_{т.п}, \quad (3.29)$$

где $N_{э.т.п}$ — количество электроэнергии, которое вырабатывается паром отборов для теплофикационных нужд, а также паром отборов на регенеративный подогрев питательной воды. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от термодинамического совершенства энергетической установки (η_{oi} , η_t , η_m , η_g и т. п.). Чем выше ЭТП, тем выгоднее применять комбинированное производство электроэнергии и теплоты.

3.3. ПАРОТУРБИННЫЕ АЭС

Основная задача расчета тепловой схемы АЭС, работающей по паротурбинному циклу, — определение расходов пара и воды на электростанции и прежде всего начального расхода пара на турбину при ее заданной мощности. В ряде случаев приходится решать обратную задачу, т. е. при заданном начальном расходе пара определять мощность турбоагрегата и станции в целом. Конечный результат расчета тепловой схемы — показатели тепловой экономичности АЭС и ее отдельных установок.

Расчет тепловой схемы проводится при номинальной (максимальной) нагрузке и частичных режимах нагрузки, что необходимо для построения энергетической характеристики станции. Основное и вспомогательное оборудование станции выбирают в результате

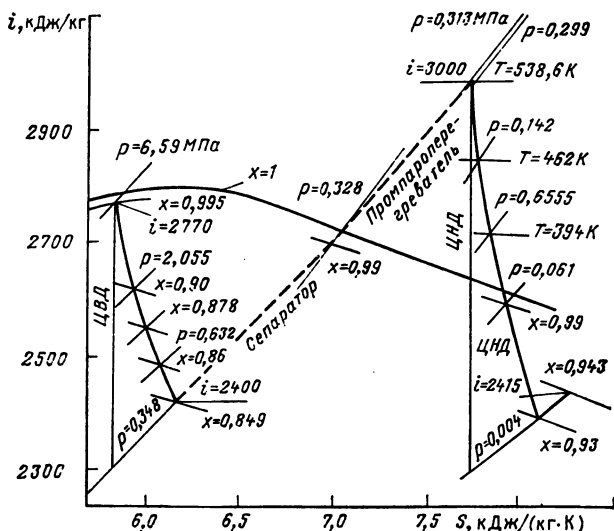


Рис. 3.2. i — S -диаграмма процесса расширения пара в турбине К-500-65/3000 (x — паросодержание)

расчета схемы при максимальной нагрузке с учетом возможности его работы на частичных нагрузках. Например, при расчете принципиальной тепловой схемы АТЭЦ рассматриваются следующие режимы: основной «расчетный» при максимальной тепловой нагрузке (наибольший отпуск тепла на отопление из отборов турбины и наибольший отпуск пара промышленному потребителю) и наибольшей электрической мощности N_e ; режим низшей расчетной температуры наружного воздуха; режим минимального отпуска тепла на отопление, соответствующий включению и отключению отопительной нагрузки; режим без отопительной нагрузки, но с бытовой нагрузкой (горячее водоснабжение) при чисто конденсационном режиме без отпуска тепла.

В соответствии с принятой методикой расчет тепловой схемы включает следующие этапы.

Первый этап. На основе заданных или выбранных начальных и конечных параметров пара строят i — S -диаграмму процесса работы пара в турбине (рис. 3.2). Помимо начальных параметров пара, должны быть известны (или варьироваться) параметры промежуточной сепарации влаги и параметры промежуточного перегрева пара. Для АТЭЦ должны быть определены параметры пара в отборах на тепловое потребление. Для построения i — S -диаграммы необходимо знать еще внутренний относительный КПД η_{oi} отдельных цилиндров турбины. Значение η_{oi} устанавливают в соответствии с имеющимися проектно-конструкторскими данными по турбинам аналогичных типов. Построенная i — S -диаграмма используется далее для выбора параметров регенеративного подогрева

питательной воды в отдельных его ступенях (см. § 3.4). Точки отбора пара в регенеративные подогреватели, равно как и точки отбора пара на теплофикацию, эжекторы, уплотнения валов турбины и другие цели, наносятся на i — S -диаграмму. Первый этап расчета завершается составлением сводной таблицы параметров пара и воды в турбоустановке и элементах тепловой схемы, участвующих в подогреве питательной воды. В таблицу вносятся: температура, давление, энтальпия пара от входа в турбину по ступеням отборов до входа в конденсатор (то же вносится для конденсата и воды, начиная от конденсатора и кончая последней ступенью регенеративного подогрева), параметры конденсата греющего пара, данные о подогреве воды и охлаждении греющего пара в подогревателях.

Второй этап. Составляют уравнения материального баланса, определяющие соотношения между расходами пара, конденсата, питательной и добавочной воды. При составлении этих уравнений устанавливают: потери пара и воды в системе АЭС, протечки пара через уплотнения, расход продувки парогенераторов и т. п. В результате, представляя расходы пара и воды в долях начального расхода пара на турбину G_0 , получают ряд безразмерных соотношений для относительных расходов. Например, *паровой баланс конденсационной турбины*:

$$G_0 = \Sigma G_r + \Sigma G_y + \Sigma G_e + G_k, \quad (3.30)$$

где G_0 — расход свежего пара на турбину; G_r — расход пара на регенеративные отборы; G_y — протечки пара через уплотнения; G_e — расход пара на различные отборы; G_k — отбор пара, поступающего в конденсатор.

Это уравнение может быть выражено в виде

$$1 = \Sigma \alpha_r + \Sigma \alpha_y + \Sigma \alpha_e + \alpha_k, \quad (3.31)$$

где $\alpha_r = G_r/G_0$; $\alpha_y = G_y/G_0$; $\alpha_e = G_e/G_0$; $\alpha_k = G_k/G_0$.

Третий этап. Составляют и решают уравнения теплового баланса различных подогревателей (регенеративных, сетевых, вспомогательных, испарителей, деаэраторов и т. п.). Последовательность расчета зависит от типа АЭС, особенностей конкретной тепловой схемы и задачи расчета. Обычно удобно придерживаться следующей последовательности расчета. Сначала составить и решить уравнения теплового баланса тех подогревателей и теплообменников, для которых известно абсолютное количество передаваемой теплоты (сетевых подогревателей, паропреобразователей, испарителей и т. п.). Потом составить и решить (если нужно, совместно) уравнения для регенеративных подогревателей высокого давления. Затем составить и решить уравнение материального и теплового баланса деаэратора и уравнения теплового баланса регенеративных и вспомогательных подогревателей низкого давления. В заключение расчетов проводится контроль правильности балансов подогревателей посредством определения пропуска пара в конденсатор турбины по паровому балансу [уравнение (3.31)] и по балан-

су конденсата (по результатам расчета тепловых балансов подогревателей).

Четвертый этап. Определяют расход пара на турбину или ее электрическую мощность (если задан расход пара). Для этого используется энергетическое уравнение турбоустановки, которое соответственно можно представить в двух видах:

$$G_0 = G_k + \sum_{j=1}^n Y_j G_j; \quad G_0 = G_{k.0} \left/ \left(1 - \sum_{j=1}^n Y_j \alpha_j \right) \right., \quad (3.32)$$

где G_j , α_j — расход и доля пара в отбор; Y_j — коэффициент недопроизводства энергии паром отбора; $G_{k.0} = N_3 / H_{ki} \eta_m \eta_r$ — расход пара на турбину без отборов; H_{ki} — теплоперепад конденсационного потока пара;

$$\frac{N_3}{\eta_m \eta_r} = \sum G_{j, j+1} H_{t, j, j+1}. \quad (3.33)$$

Здесь $G_{j, j+1}$ — расход пара через отсеки турбины между отборами j и $j+1$; $H_{t, j, j+1}$ — внутренний теплоперепад в соответствующих отсеках турбины.

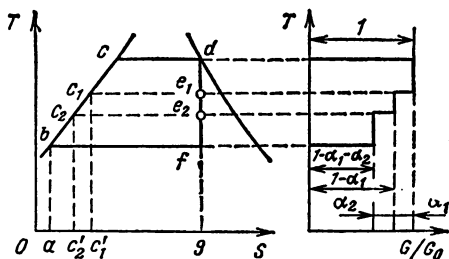
Пятый этап. Определяют показатели тепловой экономичности турбоустановки, энергоустановки (блока) и АЭС в целом. Для этого в зависимости от типа станции используют выражения (3.8), (3.15) или (3.28), (3.29) для КПД и удельного расхода теплоты.

3.4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Термодинамические основы и энергетическая эффективность регенерации тепла. Применительно к паротурбинному циклу *регенеративный подогрев рабочего тела* (питательной воды) осуществляется за счет отбора части пара в процессе его расширения в турбине в одной или нескольких точках. В этом случае часть теплоты отбираемого пара, которая при чисто конденсационном цикле терялась с охлаждающей водой, возвращается (регенерируется) обратно в цикл. Очевидно, что регенеративный подогрев питательной воды — один из способов использования отработанной теплоты в схеме самой станции. Это позволяет существенно повысить экономичность и является одним из важнейших мероприятий в усовершенствовании рабочего процесса тепловой электрической станции и энергетических установок, работающих по циклу Ренкина.

Непосредственное изображение такого регенеративного цикла в T — S - или i — S -координатах затруднительно, так как такие диаграммы циклов строятся для постоянного количества пара (обычно для 1 кг), а в рассматриваемом регенеративном цикле количество пара переменное из-за отборов на регенерацию. Для правильного изображения регенеративного цикла с отборами пара вводят третью координату — массу пара G . Тогда рядом с обычной T — S -диаграммой строят T — G -диаграмму. На рис. 3.3 изображены обе

Рис. 3.3. T - S и T - G -диаграммы идеального регенеративного цикла с отборами пара



диаграммы для цикла с двумя регенеративными отборами для насыщенного пара. Диаграмма T - G построена для относительного количества пара G/G_0 . Отрезки 1, $(1-\alpha_1)$, $(1-\alpha_1-\alpha_2)$ и другие соответствуют относительным количествам пара, проходящим по отдельным ступеням турбины, а отрезки α_1 , α_2 и т. д. — долям расхода пара, отбираемого для подогрева воды. Вода подогревается отборами пара соответственно: первым (по ходу пара) — до точки c_1 , вторым — до точки c_2 и т. д. Диаграмма T - S при таком изображении цикла как бы состоит из нескольких диаграмм, положенных друг на друга, а именно $bcdfeb$ — для 1 кг пара, расширяющегося от начальных параметров до давления в конденсаторе, $c_2cde_2c_2$ — для 1 кг пара, расширяющегося до давления последнего отбора и т. д., всего три диаграммы. При вычислении удельной полезной работы в этом случае площади диаграмм следует умножить на соответствующие относительные расходы пара и просуммировать:

$$l = \alpha_1 F_{c_1 c d e_1 c_1} + \alpha_2 F_{c_2 c d e_2 c_2} + \alpha_k F_{b c d f e b}, \quad (3.34)$$

где в соответствии с материальным балансом $\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$ — относительное количество пара, поступающего в конденсатор.

Эта же удельная работа может быть вычислена через энтальпии пара в точках отбора:

$$l = \alpha_1 (i_0 - i_1) + \alpha_2 (i_0 - i_2) + \alpha_k (i_0 - i_k). \quad (3.35)$$

Удельное количество теплоты, переданной питательной воде паром отборов, выражается как

$$q_{\text{рег}} = \alpha_1 F'_{c_1 c_1 e_1 g} + \alpha_2 F'_{c_2 c_2 e_2 g}, \quad (3.36)$$

или через энтальпию пара отборов

$$q_{\text{рег}} = \alpha_1 i_1 + \alpha_2 i_2. \quad (3.37)$$

КПД теоретического (идеального) паротурбинного цикла с регенеративным подогревом питательной воды в соответствии с общей формулой для КПД имеет вид:

$$\eta_r = l/q_0, \quad (3.38)$$

где $q_0 = (i - i'_{\text{п.в}})$ — удельный (на 1 кг пара) расход теплоты; $i'_{\text{п.в}}$ — удельная энтальпия питательной воды, поступающей в парогенератор. Величины q_0 и $i'_{\text{п.в}}$ могут быть представлены из урав-

нения теплового баланса через энтальпии пара отборов и относительные расходы пара:

$$i'_{п.в} = \alpha_k i'_k + \alpha_1 i_1 + \alpha_2 i_2 + \dots; \quad (3.39)$$

$$q_0 = (i_0 - i'_k) \alpha_k + \alpha_1 (i_0 - i_1) + \alpha_2 (i_0 - i_2) + \dots \quad (3.40)$$

Если обозначить удельную работу, производимую паром, поступающим в конденсатор,

$$l_k = (i_0 - i_k) \alpha_k,$$

а удельную работу, производимую паром отборов,

$$l_r = \sum_{j=1}^r (i_0 - i_j) \alpha_j,$$

то КПД регенеративного цикла

$$\eta_r = (l_k + l_r) / [\alpha_k (i_0 - i'_k) + l'_r]. \quad (3.41)$$

Так как $i_0 - i'_k = q_{0к}$ есть не что иное, как количество теплоты, подводимой к 1 кг пара в парогенераторе, при работе турбоустановки по простому циклу Ренкина без регенерации, то термический КПД этого простого цикла

$$\eta_{тк} = l_k / (q_{0к} \alpha_k). \quad (3.42)$$

Тогда КПД регенеративного цикла после несложных преобразований может быть представлен зависимостью

$$\eta_r = \eta_{тк} \frac{1 + l_r / l_k}{1 + \eta_{тк} l_r / l_k}. \quad (3.43)$$

Отношение

$$A_r = \frac{l_r}{l_k} = \frac{\sum_{j=1}^r \alpha_j h_j}{\alpha_k H_k} \quad (3.44)$$

называется *энергетическим коэффициентом регенеративного цикла*. Здесь A_r — отношение работы, совершаемой паром отборов, к работе конденсационного потока пара; $h_j = (i_0 - i_j)$ — теплоперепад, срабатываемый паром, поступающим в j -й отбор; $H_k = (i_0 - i_k)$ — теплоперепад, срабатываемый паром, поступающим в конденсатор.

Таким образом, коэффициент η_r зависит от A_r и $\eta_{тк}$. Относительное изменение КПД регенеративного цикла выражается зависимостью

$$\Delta \eta_r = \frac{\eta_r - \eta_{тк}}{\eta_{тк}} = \frac{1 - \eta_{тк}}{1 / A_r + \eta_{тк}}. \quad (3.45)$$

Из (3.45) видно, что $\Delta \eta_r$ всегда положительно при $A_r > 0$ и что $\Delta \eta_r$ тем больше, чем больше A_r и чем меньше $\eta_{тк}$. Величина $\eta_{тк}$ однозначно определяется начальными и конечными параметрами

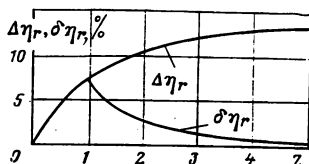
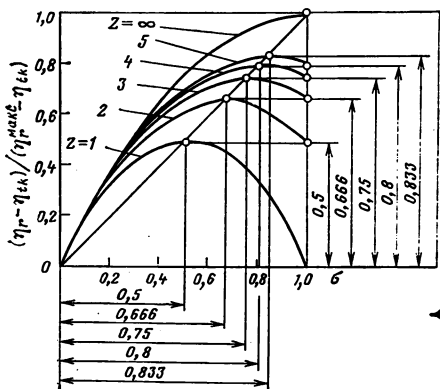


Рис. 3.5. Зависимость относительного прироста КПД регенеративного цикла от числа подогревателей

Рис. 3.4. Зависимость относительной экономии теплоты от степени регенерации и числа ступеней подогрева

пара, а величина A_r зависит от многих параметров (количества подогревателей r , теплоперепадов h_j , конечной температуры подогретой питательной воды $T_{п.в}$ и их соотношений). Очевидно, что при такой зависимости от нескольких параметров должны существовать значения этих параметров, при которых A_r максимальна. Поэтому один из важных этапов расчета схемы регенеративного подогрева составляет определение оптимальных значений температур питательной воды, числа регенеративных подогревателей и распределения подогрева между ними, при которых энергетическая эффективность регенеративного подогрева максимальна.

Характер зависимости экономии теплоты от температуры питательной воды и числа подогревателей иллюстрируется на рис. 3.4. По оси абсцисс отложен относительный подогрев питательной воды, т. е. величина $\sigma = (T_{п.в} - T_K) / (T_{он} - T_K)$, которую принято называть *степенью регенерации*. По оси ординат — относительная экономия $\frac{\eta_r - \eta_{lk}}{\eta_r^{\max} - \eta_{lk}}$. Кривые построены для случая равномерного распределения подогрева воды по ступеням. Видно, что при

одном подогревателе относительная экономия теплоты равна нулю при подогреве воды острым паром ($l_r=0$, так как $h_r=0$) и при использовании для подогрева отработавшего пара ($l_r=0$, так как $\alpha_r=0$). Максимальная экономия теплоты в этом случае получается при $\sigma=0,5$. При увеличении числа подогревателей относительная экономия теплоты растет, а оптимальная степень регенерации увеличивается. Максимальная энергетическая эффективность регенерации получается при бесконечном числе ступеней подогрева и степени регенерации $\sigma=1$. Однако анализ кривых показывает, что относительный прирост КПД с каждым последующим дополнительно включенным регенеративным подогревателем очень быстро уменьшается. Это хорошо видно на рис. 3.5, где $\Delta\eta_r$ — общее повышение КПД; $\delta\eta_r$ — повышение КПД от одной ступени. Термодинамически такая зависимость энергетической эффективности регенерации от рассматриваемых параметров объясняется необратимостью про-

цессов теплообмена в подогревателях при их конечном числе. Только при $Z \rightarrow \infty$ температурные перепады в подогревателях $\Delta T \rightarrow 0$ и процессы теплообмена приближаются к равновесным (обратимым), что и обуславливает максимально возможный КПД цикла. Для насыщенного пара при $\sigma = 1$ этот максимальный КПД регенеративного цикла равен КПД цикла Карно. С этими же условиями необратимости процессов связано и наличие оптимума в зависимости эффективности регенеративного подогрева от расположения отборов.

Оптимизация распределения подогрева питательной воды по ступеням обязательна при разработке и расчете регенеративных схем подогрева питательной воды. Выбор оптимальной схемы, особенно при разработке новых турбин, позволяет при прочих равных условиях без дополнительных затрат увеличить КПД энергетической установки.

Выбор числа и параметров регенеративных подогревателей.

Для достижения максимальной тепловой эффективности желательно иметь как можно больше ступеней регенеративного подогрева и максимальную температуру подогретой питательной воды (см. рис. 3.4), причем выгоднее использовать смешивающие подогреватели, так как в этом случае из-за отсутствия дополнительного перепада температур $\Theta = 2 \div 5$ К, необходимого для реализации теплообмена между греющим паром и водой, тепло пара отборов используется более полно. Вместе с тем увеличение числа регенеративных подогревателей и увеличение степени регенерации наряду с повышением КПД (сокращением расхода топлива) влечет за собой увеличение капитальныхложений, связанных как с изготовлением собственно подогревателей и соответствующих коммуникаций, так и с удорожанием основного оборудования (парогенераторов, сепараторов, паропроводов, ЦВД турбины и т. д.) в связи с ростом удельного расхода пара при увеличении степени регенерации.

Все это приводит к тому, что выбор числа регенеративных подогревателей и конечной температуры питательной воды превращается в комплексную технико-экономическую задачу. В результате решения этой задачи, в ходе которого приходится проводить варианты расчеты с различным числом подогревателей и с разной температурой питательной воды, определяется число подогревателей Z и $T_{п.в.}$, при которых устанавливается оптимальная общая экономичность, соответствующая минимуму удельных приведенных затрат (см. гл. 4). Как правило, эта экономически оправданная температура питательной воды и соответствующее значение степени регенерации σ ниже оптимальных в отношении тепловой экономичности. Опыт создания современных мощных конденсационных станций как на органическом, так и ядерном топливе показал, что оптимально использование 7—9 регенеративных подогревателей при степени регенерации 0,8—0,9 от значения, при котором КПД максимален.

Как уже отмечалось, при выбранном числе подогревателей энергетическая эффективность регенеративного подогрева зависит

от распределения подогрева между отдельными подогревателями, т. е. от параметров отбираемого пара, поступающего в подогреватели. Наиболее выгодное распределение подогрева между отдельными подогревателями определяется по максимуму КПД регенеративного цикла (3.43) или энергетического коэффициента A_r (3.44). При аналитическом решении этой задачи зависимость для КПД представляют в следующем виде:

$$\eta_r = 1 - q_k \alpha_k / q_0, \quad (3.46)$$

где $q_k = i_k - i'_k$ — удельное количество теплоты, передаваемой охлаждающей воде в конденсаторе, кДж/кг; $\alpha_k = 1 - \sum_{r=1}^z \alpha_r$ — относительное количество пара, поступающего в конденсатор; $q_0 = i_0 - i'_{п.в.}$ — удельное количество теплоты, подводимой в парогенераторе (реакторе), кДж/кг.

Если использовать уравнения теплового и материального балансов регенеративных подогревателей [например, для схемы с Z подогревателями смешивающего типа (рис. 3.6, а)], то входящие в выражение (3.46) величины α_k и α_r можно представить следующим образом. Из балансных уравнений получаем для подогревателя 1:

$$i'_{n1} = \alpha_1 i_1 + (1 - \alpha_1) i'_{n2};$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \dots + \alpha_Z = 1,$$

где i'_{n1} , i'_{n2} — удельная энтальпия при температурах насыщения соответствующих отборов; i_1 — удельная энтальпия пара отбора, поступающего в подогреватель;

$$\alpha_1 = \frac{i'_{n1} - i'_{n2}}{(i_1 - i'_{n1}) + (i'_{n1} - i'_{n2})} = \frac{\tau_1}{q_1 + \tau_1}; \quad (3.47)$$

$$1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1); \quad (3.48)$$

τ_1 — подогрев воды в подогревателе 1, кДж/кг; q_1 — удельное количество теплоты, переданной греющим паром отбора воде, кДж/кг. Для подогревателя 2:

$$\left. \begin{aligned} i'_{n2} (1 - \alpha_1) &= \alpha_2 i_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) i'_{n3}; \\ \alpha_2 &= (1 - \alpha_1) \frac{i'_{n2} - i'_{n1}}{(i_2 - i'_{n2}) + (i'_{n2} - i'_{n3})} = (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{q_2 + \tau_2} = \\ &= \frac{\tau_2}{q_2 + \tau_2} \frac{q_1}{q_1 + \tau_1}; \\ 1 - \alpha_1 - \alpha_2 &= \frac{q_1}{(q_1 + \tau_1)} \frac{q_2}{(q_2 + \tau_2)}. \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

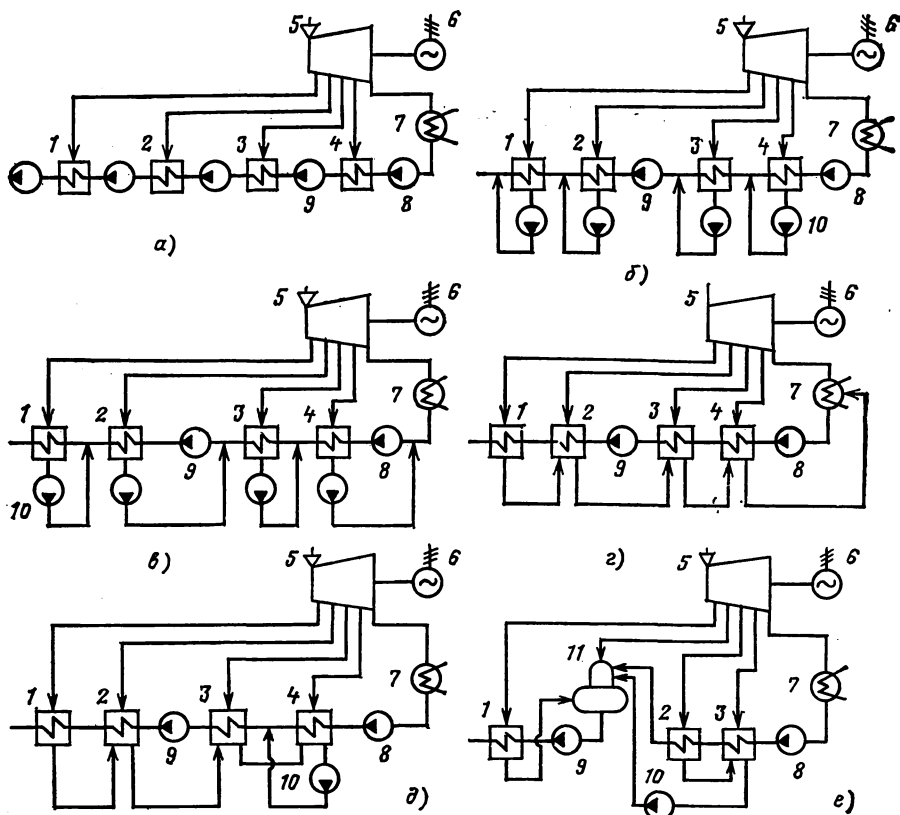


Рис. 3.6. Схемы регенеративного подогрева питательной воды со смешивающими подогревателями (а), с подачей конденсата дренажными насосами после соответствующего подогревателя (б), с подачей конденсата дренажными насосами перед соответствующим подогревателем (в), с каскадным сливом дренажа (г), с поверхностными и одним смешивающим подогревателями (е):

1—4 — регенеративные подогреватели; 5 — турбина; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8 — конденсатный насос; 9 — питательный насос; 10 — дренажный насос; 11 — деаэрактор

Для подогревателя r :

$$\left(1 - \sum_{j=1}^{j=r-1} \alpha_j\right) i'_{nr} = \alpha_r i_r + \left(1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j\right) i'_{n(r+1)}; \quad (3.50)$$

$$\alpha_r = \left(1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j\right) \frac{\tau_r}{r_r + \tau_r} \equiv \frac{\tau_r}{q_r + \tau_r} \prod_{j=1}^{r-1} \frac{q_j}{q_j + \tau_j}.$$

Из этих соотношений следует, что

$$\alpha_k = \left(1 - \sum_{r=1}^{Z-1} \alpha_r\right) \equiv \prod_{j=1}^Z q_j / (q_j + \tau_j). \quad (3.51)$$

Рис. 3.7. Изменение перепадов энтальпий по пару и воде между подогревателями и удельного количества теплоты, отдаваемого паром при регенеративном подогреве питательной воды от i'_k до i'_0

В зависимости для КПД (3.46) q_0 можно представить как

$$q_0 = i_0 - i'_0 + i'_0 - i'_{п.в} \equiv q_{пг} + \tau_{пг}, \quad (3.52)$$

где $q_{пг} = i_0 - i'_0$ — удельное количество теплоты, необходимой для испарения и перегрева 1 кг пара в парогенераторе, кДж/кг; $\tau_{пг} = i'_0 - i'_{п.в}$ — удельное количество теплоты, кДж/кг, необходимой для нагрева питательной воды в парогенераторе от температуры $T_{п.в}$ до температуры насыщения при начальном давлении T_0 . Подставляя (3.51) и (3.52) в (3.46), получаем

$$\eta_r = 1 - \frac{q_k}{q_{пг} + \tau_{пг}} \prod_{j=1}^z \frac{q_j}{q_j + \tau_j}. \quad (3.53)$$

Для того чтобы аналитически найти экстремум этой функции, в первом приближении принимаем, что q_j — ступенчатая функция (рис. 3.7, верхняя кривая 2). Тогда, считая q_j постоянной в пределах изменения параметров около каждого j -го отбора, экстремум величины η_r можно найти по экстремуму функции

$$F = (q_{пг} + \tau_{пг}) \prod_{j=1}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j}. \quad (3.54)$$

Поскольку τ_j связаны между собой уравнением подогрева питательной воды в системе подогревателей

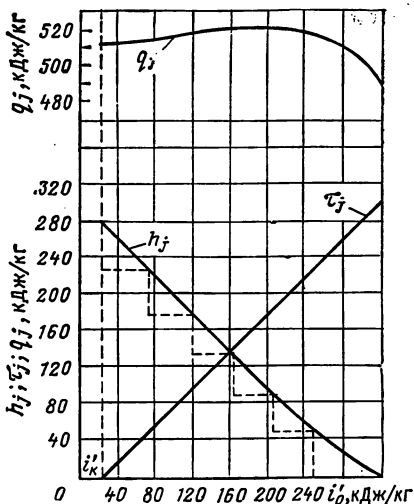
$$\tau_{пг} + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_z = i'_0 - i'_k = \Delta, \quad (3.55)$$

то для отыскания относительного максимума функции F используется метод Лагранжа. Согласно этому методу, вводя дополнительную функцию и неопределенный множитель λ , рассмотрим условный максимум для функции

$$\Phi = F + \lambda \varphi, \quad (3.56)$$

где

$$\varphi = \Delta - \tau_{пг} - \sum_{r=1}^z \tau_r.$$



Максимум Φ определяется условиями

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_{\Pi\Gamma}} = 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \tau_1} = 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \tau_z} = 0; \quad \dots; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \tau_z} = 0. \quad (3.57)$$

Продифференцировав (3.57), получим систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} \prod_{j=1}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j} - \lambda &= 0; \\ \frac{q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma}}{q_1} \prod_{j=2}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j} - \lambda &= 0; \\ \frac{(q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma})}{q_2} \frac{(q_1 + \tau_1)}{q_1} \prod_{j=3}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j} - \lambda &= 0; \\ \frac{q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma}}{q_r} \prod_{j=1}^{r-1} \frac{q_j + \tau_j}{q_j} \prod_{j=r+1}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j} - \lambda &= 0; \\ \frac{q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma}}{q_z} \prod_{j=1}^z \frac{q_j + \tau_j}{q_j} - \lambda &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.58)$$

Решая последовательно-попарно полученные уравнения, находим соотношения:

из первых двух

$$\frac{q_1 + \tau_1}{q_1} = \frac{q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma}}{q_1}; \quad q_1 + \tau_1 = q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma};$$

из второго и третьего

$$\frac{1}{q_1} \frac{q_2 + \tau_2}{q_2} = \frac{1}{q_2} \frac{q_1 + \tau_1}{q_1}; \quad q_2 + \tau_2 = q_1 + \tau_1;$$

и так далее

$$q_z + \tau_z = q_{z-1} + \tau_{z-1}.$$

Соотношения (3.59) можно представить в другом виде, если вместо $q_{\Pi\Gamma}$, $\tau_{\Pi\Gamma}$, q_1 , τ_1 подставить их выражения через энтальпии пара отборов:

$$q_{\Pi\Gamma} + \tau_{\Pi\Gamma} = i_0 - i'_{n0};$$

$$q_1 + \tau_1 = i_1 - i'_{n2};$$

$$\vdots \vdots \vdots \vdots \vdots \vdots$$

$$q_z + \tau_z = i_z - i'_k.$$

Тогда соотношения (3.59) превращаются в условия:

$$h_0 = \tau_1; \quad h_2 = \tau_2; \quad \dots; \quad h_r = \tau_r; \quad \dots; \quad h_z = \tau_z, \quad (3.60)$$

где $h_0, h_1, h_2, \dots, h_z$ — теплоперепады по пару в турбине между отборами.

Соотношения (3.60) позволяют решить задачу оптимизации распределения подогрева воды между подогревателями графически (рис. 3.7). При умеренных давлениях (до 5 МПа) для нахождения оптимума можно считать $q = \text{const}$ во всем интервале изменения давлений в турбине. Тогда из соотношений (3.60) следует равномерное распределение подогрева воды по подогревателям, т. е.

$$\tau_{\text{пг}} = \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_z = (i'_{\text{н0}} - i'_k) / (Z + 1). \quad (3.61)$$

Приведенные соотношения можно применять в расчетах как для конденсационных установок, работающих на насыщенном и перегретом паре, так и для установок с регулируемыми теплофикационными отборами (АТЭЦ). Так как на АТЭЦ давление в регулируемых отборах задается, то весь интервал возможного подогрева воды разбивается соответственно на два и больше интервалов в зависимости от числа регулируемых отборов. При одном отборе устанавливаются два интервала (от температуры на входе в первый регенеративный подогреватель T_k до температуры T_p в регулируемом отборе и от T_p до температуры насыщения при давлении на входе в турбину T_0). Распределение отборов в каждом интервале проводится по приведенным выше зависимостям. Относительное увеличение КПД при применении регенерации на ТЭЦ больше, чем на конденсационных установках.

Схемы регенеративного подогрева и методика их расчета. В зависимости от способа передачи тепла греющего пара питательной воде в регенеративных схемах используются два типа подогревателей — смешивающие и поверхностные. В смешивающих подогревателях благодаря непосредственному контакту греющего пара и питательной воды удастся провести нагрев до максимально возможной температуры, равной температуре насыщения (конденсации) греющего пара $T_{\text{п}} = T_{\text{н}}$. В поверхностных подогревателях, где греющая и нагреваемые среды разделены стенкой, для обеспечения передачи теплоты требуется некоторая разность температур Θ (обычно 3—5 К) между температурой насыщения греющего пара и температурой воды на выходе из подогревателя, т. е.

$$T_{\text{п}} = T_{\text{н}} - \Theta. \quad (3.62)$$

Таким образом, термодинамически по тепловой экономичности регенерации использование поверхностных подогревателей менее эффективно. Однако в схеме со смешивающими подогревателями (см. рис. 3.6) для обеспечения работы установки необходимо после каждого подогревателя устанавливать насос большой производительности, работающий на горячей воде, что сильно удорожает установку и снижает надежность ее работы. Поэтому на практике в схемах регенеративного подогрева применяются в основном поверхностные подогреватели, а смешивающий подогреватель устанавливается, как правило, один и используется как деаэратор.

Схемы регенеративного подогрева питательной воды с поверхностными подогревателями (см. рис. 3.6, б—е) различаются способом дренажа (отвода конденсата греющего пара). Возможны три основных принципиально различные схемы дренажа: подача конденсата греющего пара дренажными насосами в главный трубопровод после подогревателя, подача конденсата греющего пара дренажными насосами в главный трубопровод перед подогревателем, каскадный слив конденсата греющего пара в паровую полость рядом стоящего подогревателя более низкого давления (см. рис. 3.6, б—г). Очевидно, что все эти схемы термодинамически неравноценны. Наиболее эффективна после схемы со смешивающими подогревателями (см. рис. 3.6, а) схема на рис. 3.6, б (минимальная разность температур и, следовательно, минимальная термодинамическая необратимость смешения потоков дренажной и питательной воды), наименее эффективна каскадная схема (ввод дренажа отбора пара более высокого давления в подогреватель пониженного давления уменьшает расход пара этого отбора, а следовательно, и выработку энергии паром отборов). Для повышения тепловой экономичности применяют комбинированные схемы. Наибольшее распространение получили схема со смешивающим подогревателем (см. рис. 3.6, е) и схема с каскадным сливом и одним дренажным насосом (см. рис. 3.6, д).

Для уменьшения потерь от необратимости при теплообмене в схемах с поверхностными подогревателями и каскадным сливом дренажа используются так называемые *охладители дренажа* — встроенные или выносные теплообменники, в которых конденсат греющего пара охлаждается до температуры, близкой к температуре воды на выходе рядом стоящего подогревателя (рис. 3.8).

В турбоустановках, работающих на перегретом паре, в первых по ходу пара регенеративных подогревателях поверхностного типа благодаря соответствующей организации теплообмена возможен нагрев части питательной воды до температуры более высокой, чем температура насыщения греющего пара. Соответствующие элементы теплообменных поверхностей — охладители пара, обычно встроенные в подогреватель, рассчитываются таким образом, чтобы греющий пар на выходе из них имел температуру на 7—15 К выше температуры насыщения.

Задачей расчета схемы регенеративного подогрева питательной воды является определение расхода пара, поступающего в подогреватели из отборов турбин (обычно в долях от общего расхода пара на турбину), и показателей экономичности схемы регенера-

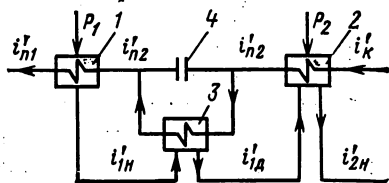


Рис. 3.8. Схема включения охладителя дренажа:

1, 2 — регенеративные подогреватели;
3 — охладитель дренажа греющего пара из 1; 4 — дроссельная шайба

ции или удельного расхода теплоты. При решении этой задачи выбираются параметры отборов пара и назначаются недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения греющего пара Θ , разность температур (энтальпий) между питательной водой и охлажденным конденсатом на входе воды в охладитель дренажа Θ_0 , потери тепла в окружающую среду и снижение давления в отборе вследствие гидравлических потерь. В соответствии с типом подогревателя и схемой его включения составляется система уравнений теплового и материального баланса подогревателя, при этом возможны следующие основные варианты этих соотношений.

1. Для схемы со смешивающими подогревателями и дренажными насосами используются зависимости (3.50) и (3.53).

2. Для схемы с поверхностными подогревателями и дренажными насосами (см. рис. 3.6, б) зависимости приведены ниже.

Подогреватель 1. Тепловой баланс для подогревателя и смесителя описывается уравнениями

$$\alpha_1 (i_1 - i'_{n1}) = (1 - \alpha_1) i'_{n1} - i'_{n2}; \quad \alpha_1 i'_{n1} + (1 - \alpha_1) i'_{n1} = i'_{n1}.$$

Исключив из этих уравнений i'_{n1} , получим общее уравнение для подогревателя и смесителя:

$$\alpha_1 (i - i'_{n2}) = i'_{n1} - i'_{n2},$$

из которого следует

$$\alpha_1 = \frac{i'_{n1} - i'_{n2}}{(i_1 - i'_{n1}) + (i'_n - i'_{n1}) + (i'_{n1} - i'_{n2})} = \frac{\tau_1}{q_1 + \Theta'_1 + \tau_1} \equiv \frac{\tau_1}{q'_1 + \tau_1};$$

$$1 - \alpha_1 = \frac{q'_1}{q'_1 + \tau_1}.$$

Здесь $q'_1 = q_1 + \Theta'_1$; $\Theta' = i'_{n1} - i'_{n1}$. Из уравнения для смесителя этого подогревателя

$$\alpha_1 i'_{n1} + (1 - \alpha_1) (i'_{n1} - i'_{n1}) = i'_{n1} - \bar{\Theta}'_1$$

можно найти $\bar{\Theta}'_1 = (1 - \alpha_1) \bar{\Theta}_1$.

Подогреватель 2. Уравнения теплового баланса для подогревателя и смесителя имеют вид

$$\alpha_2 (i_2 - i'_{n2}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) (i'_{n2} - i'_{n3});$$

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2) i'_{n2} + \alpha_2 i'_{n2} = (1 - \alpha_1) i'_{n2},$$

откуда, исключая i'_{n2} , можно получить

$$\alpha_2 (i_2 - i'_{n3}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) (i'_{n2} - i'_{n3}).$$

Вводя $\tau_2 = i'_{n2} - i'_{n3}$; $\Theta'_2 = i'_n - i'_{n2}$; $q'_2 = q_2 + \Theta'_2$, записываем

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{q_2 + \Theta'_2 + \tau_2} \equiv (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{q'_2 + \tau_2} = \frac{\tau_2}{q'_2 + \tau_2} \frac{q'_1}{q'_1 + \tau_2}.$$

Подогреватель r . Решая уравнения теплового баланса

$$\alpha_r (i_r - i'_{nr}) = \left(1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j\right) (\bar{i}'_{nr} - i'_{nr+1});$$

$$\alpha_r i'_{nr} + \left(1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j\right) \bar{i}'_{nr} = \left(1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j\right) i'_{nr}$$

аналогично предыдущему, получаем

$$\alpha_r = \frac{\tau_r}{q'_r + \tau_r} \prod_{j=1}^{r-1} \frac{q'_j}{q'_j + \tau_j}. \quad (3.63)$$

3. Для схемы с каскадным сливом и охладителем дренажа конденсата (см. рис. 3.6, g и 3.8) имеются следующие уравнения.

Подогреватель 1. Запишем уравнения баланса для подогревателя и охладителя дренажа:

$$\alpha_1 = (i_1 - i'_{d1}) = (i'_{n1} - i'_{n2}); \quad i'_{d1} = i'_{n2} + \Theta_{01},$$

где $\bar{\Theta}_{01}$ — температурный напор на входе подогреваемой воды в охладитель дренажа. Подставляя зависимость для i'_{d1} в балансное уравнение, получаем

$$\alpha_1 = \frac{i'_{n1} - i'_{n2}}{(i_1 - i'_{n1}) + (i'_{n1} - i'_{n1}) + (i'_{n1} - i'_{n2}) - \Theta_{01}}.$$

Обозначив

$$i'_{n1} - i'_{n2} = \tau_1, \quad (i_1 - i'_{n1}) = q_1, \quad i'_{n1} - i'_{n1} = \Theta_1,$$

выразим

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{q_1 + \tau_1 + \Theta_1 - \Theta_{01}} = \frac{\tau_1}{q'_1 + \tau_1}; \quad 1 - \alpha_1 = \frac{q'_1}{q'_1 + \tau_1},$$

где $q'_1 = q_1 + \Theta_1 - \Theta_{01}$.

Подогреватель 2. Уравнения баланса для подогревателя и охладителя дренажа имеют вид:

$$\alpha_2 (i_2 - i'_{d2}) + \alpha_1 (i'_{d1} - i'_{d2}) = (i'_{n2} - i'_{n3});$$

$$i'_{d2} = i'_{n3} + \bar{\Theta}_{02}, \quad i'_{d1} - i'_{d2} = i'_{n2} - i'_{n3} + (\bar{\Theta}_{01} - \bar{\Theta}_{02}) = \tau_2 + \Theta'_{12}.$$

Из этих уравнений получим

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1) \tau_2 - \alpha_1 \Theta_{12}}{(i_2 - i'_{n2}) + (i'_{n2} - i'_{n2}) + (i'_{n2} - i'_{n3}) - \Theta_{02}},$$

или с учетом принятых обозначений

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1) \tau_2 - \alpha_1 \Theta_{12}}{q_2 + \Theta_2 - \bar{\Theta}_{02} + \tau_2} = \frac{(1 - \alpha_1) \tau_2 - \alpha_1 \Theta_{12}}{q'_2 + \tau_2},$$

где $q_2'' = q_2 + \bar{\Theta}_2 - \bar{\Theta}_{02}$.

Подогреватель r . Введя обозначения τ_r , $\Theta_{z-1,r}$, q_r'' и подобные в уравнения баланса

$$\alpha_r (i_r - i_{dr}) + \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_r (i_{dr-1}'' - i_{dr}') = (i_{pr}' - i_{pr+1}');$$

$$i_{dr} = i_{pr+1} + \bar{\Theta}_{0r},$$

получим

$$\alpha_r = \left[\left(1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j \right) \tau_r - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j \Theta_{r-1,j} \right] / (q_r'' + \tau_r).$$

Если учитывать, что обычно принимают $\Theta_{01} = \Theta_{02} = \Theta_{0z}$, то $\Theta_{12} := \Theta_{23} = \dots = \Theta_{r-1,r} = \dots = \Theta_{z-1,z} = 0$. Тогда если

$$1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j = \prod_{j=1}^{r-1} \frac{q_j''}{q_j'' + \tau_j},$$

окончательно получим

$$\alpha_r = \frac{\tau_r}{q_r'' + \tau_r} \prod_{j=1}^{r-1} \frac{q_j''}{q_j'' + \tau_j}. \quad (3.64)$$

КПД при каскадном сливе дренажа регенеративных подогревателей зависит от того, куда направляется дренаж после последнего подогревателя. Если дренаж направляется в конденсатор, то он охлаждается и КПД заметно снижается. Это можно видеть из выражения

$$\eta_p = 1 - \frac{\alpha_k q_k + \sum_j^z \alpha_r \Theta_{0z}}{i_0 - i_{п.в}'}, \quad (3.65)$$

где $\Theta_{0z} = i_{dz}' - i_{к}'$. Если конденсат из последнего подогревателя подается дренажным насосом в трубопровод питательной воды, то второй член числителя дроби в (3.65) пропадает и выражение для КПД становится таким же, как и для других схем.

Относительная эффективность различных схем регенеративного подогрева приведена ниже:

Регенеративная схема	Расход теплоты, %
Смешивающие подогреватели	100
Поверхностные подогреватели с вводом дренажа после каждого подогревателя	100,4
Поверхностные подогреватели с вводом дренажа перед каждым подогревателем	100,5
Каскадный отвод дренажа	103
Комбинированная схема с дренажным способом	102
Комбинированная с поверхностными и смешивающим подогревателями . .	100,6

3.5. РАСЧЕТ РАЗЛИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ АЭС

Как уже отмечалось, в состав принципиальной тепловой схемы АЭС, помимо рассмотренной в § 3.3 системы регенеративных подогревателей, входит еще целый ряд элементов, необходимых для обеспечения нормальных условий ее работы. К таким элементам относятся: системы и установки поддержания в заданных пределах термодинамических параметров (конденсаторы, эжекторные установки); аппараты и системы, обеспечивающие требуемое качество рабочего тела или теплоносителя, его восполнение при утечках и очистку (деаэраторы, испарители и т. п.); эжекторные установки и система подвода и отвода пара к уплотнениям вала турбины и штоков регулирующих клапанов; питательные насосы и турбины для их привода, а также ряд других установок и систем. Все эти установки и аппараты обладают той особенностью, что, помимо своего основного функционального назначения, они прямым образом связаны с процессом преобразования энергии и непосредственно влияют на тепловую экономичность АЭС. Поэтому расчет принципиальной тепловой схемы обязательно включает в себя и расчет перечисленных элементов. Рассмотрим основные особенности этих расчетов.

Деаэраторы. Основное назначение *деаэраторов* — удаление из воды растворенных в ней кислот и агрессивных газов (CO_2 , HNO_3 и др.), способствующих интенсивной коррозии стенок парогенераторов, трубопроводов, теплообменников и прочего оборудования АЭС. Требования к содержанию в питательной воде газов в растворенном состоянии очень жесткие: по кислороду — 15 мкг/кг, по углекислому газу — полное отсутствие. Для кислорода это значительно меньше, чем может раствориться в воде при атмосферном давлении (при 298 К в воде растворяется до 8 мг/кг кислорода).

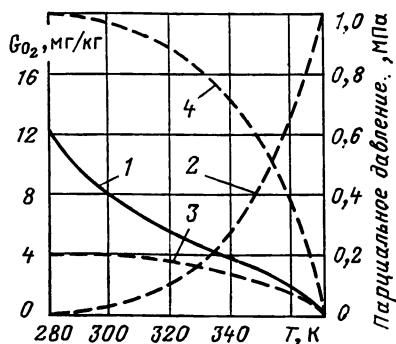
Для удаления из питательной воды газов на тепловых станциях (в том числе и на АЭС) применяются в основном термические деаэраторы смешивающего типа. Согласно закону Генри количество растворенных газов в воде пропорционально их парциальному давлению над поверхностью. Например, количество растворенного в воде кислорода

$$G_{O_2} = K_{O_2} p_{O_2}, \quad (3.66)$$

где K_{O_2} — коэффициент абсорбции кислорода водой (зависит в основном от температуры); p_{O_2} — парциальное давление кислорода над жидкостью.

При повышении температуры воды по мере приближения ее к температуре насыщения над поверхностью воды увеличивается парциальное давление водяного пара и падают парциальные давления газов (рис. 3.9). Эта особенность и используется в термических деаэраторах смешивающего типа, где благодаря специально организованному хорошему контакту с греющим паром дегазируемая вода нагревается до температуры насыщения и частично испа-

Рис. 3.9. Зависимость растворимости кислорода (1) и парциальных давлений водяного пара (2), кислорода (3) и воздуха (4) от температуры воды при атмосферном давлении



руется. Для гарантированного снижения парциального давления газов над поверхностью воды до значений, близких к нулю, количество непрерывно отводимого из деаэратора пара в смеси с газом должно составлять в среднем 1,5—3,0 кг на 1 т деаэрируемой воды. При расчете деаэратора как элемента принципиальной тепловой схемы решаются следующие вопросы: устанавливаются место и схема включения деаэратора в тепловой схеме энергетической установки; определяются количество, параметры и расходы воды и пара, подводимых и отводимых из деаэратора; анализируется эффективность его как регенеративного подогревателя. Вопросы эффективности работы деаэратора как дегазирующего устройства и теплообменного аппарата, его технические характеристики на заданную производительность разрабатываются при конструировании деаэраторов (см. гл. 6).

Деаэратор в тепловой схеме АЭС включается как регенеративный подогреватель смешивающего типа. В связи с этим после него всегда устанавливаются питательные насосы, а сам деаэратор включает в себя баки-аккумуляторы, служащие для сбора и хранения определенного запаса воды. На АЭС рекомендуется иметь запас воды 0,8—1,1 кг на 1 кВт установленной электрической мощности.

Эффективность дегазации в деаэраторе практически не зависит от давления. Поэтому место установки деаэратора определяется главным образом условиями, связанными с расположением питательных насосов, с разбивкой тракта питательной воды и системы регенеративного подогрева на участки схемы высокого и низкого давления. Более высокое давление в деаэраторе предпочтительней по стоимости регенеративной схемы, так как уменьшается число ПВД. Однако с повышением давления, а следовательно, и температуры питательной воды в деаэраторе ухудшаются условия работы питательных насосов, увеличивается расход энергии на перекачку из-за роста удельного объема воды и увеличивается масса собственно деаэратора. На АЭС, как правило, используются деаэраторы повышенного давления (0,4—0,7 МПа).

Применяются две схемы подключения деаэраторов к отборам турбины (рис. 3.10). По схеме на рис. 3.10, а деаэратор включается как самостоятельный регенеративный подогреватель к отдельному нерегулируемому отбору турбины. Для обеспечения его работы при переменных нагрузках турбины давление в нем выбира-

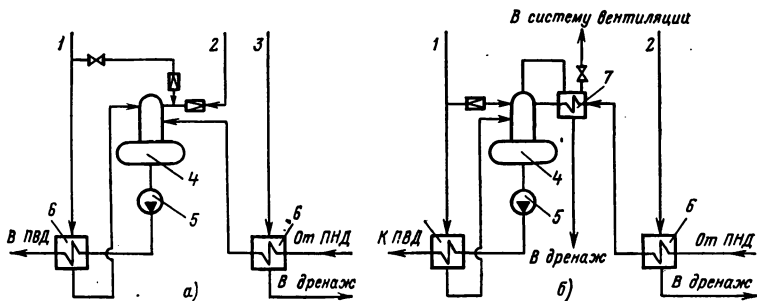


Рис. 3.10. Схемы включения деаэратора как самостоятельного регенеративного подогревателя (а) и параллельно поверхностному регенеративному подогревателю (б):

1—3 — подвод пара от регенеративных отборов турбины; 4 — деаэратор; 5 — питательный насос; 6 — регенеративный подогреватель; 7 — охладитель выпара

ется заметно ниже, чем в отборе турбины, и поддерживается постоянным путем дросселирования. Это приводит к дополнительным тепловым потерям. Кроме того, на нагрузках значительно ниже номинальных и в режиме холостого хода необходимо подводить пар от отбора с более высоким давлением или дросселировать острый пар.

Более экономична в тепловом отношении и более удобна для поддержания постоянного давления схема рис. 3.10, б (деаэратор подключается к отбору турбины параллельно с регенеративным подогревателем, так что вместе они образуют одну ступень регенеративного подогрева). В этом случае дросселирование пара перед деаэратором не приводит к дополнительным тепловым потерям. На номинальном режиме работы турбины давление в деаэраторе устанавливают на 40—45 % ниже давления в отборе, что обеспечивает возможность сохранять постоянным это давление при снижении нагрузки турбины до 70 %. Для работы на более низких нагрузках (до 30—40 %) предусмотрено подключение деаэратора на следующий отбор более высокого давления. При режимах холостого хода, так же как и в схеме рис. 3.10, а, используется острый пар после РОУ. Во избежание лишних потерь тепла с выпаром последний отводится из деаэратора через охладитель, установленный на потоке конденсата, поступающего в деаэратор (рис. 3.10, б).

При расчете деаэратора как элемента тепловой схемы станции составляются и решаются уравнения материального и теплового баланса.

Уравнение материального баланса

$$G_{п.д} + G_{в. ПНД} + G_{к. ПВД} + \sum_1^n G_{п.л} + \sum_1^k G_{в.л} = G_{п.в} + G_{п.вып}, \quad (3.67)$$

где $G_{п.д}$ — расход греющего пара деаэратора, кг/ч; $G_{в. ПНД}$ — расход основного конденсата после ПНД, кг/ч; $G_{к. ПВД}$ — расход кон-

денсата греющего пара из ПВД; $\Sigma G_{пj}$ — дополнительные расходы пара (из уплотнений турбины, из расширителя непрерывной продувки парогенератора и др.), кг/ч; $\Sigma G_{вj}$ — дополнительные расходы воды, поступающей в деаэратор (добавочной, химически очищенной воды, конденсата выпара, возвращаемой в деаэратор добавочной воды из испарителей и др.), кг/ч; $G_{п.в}$ — расход питательной деаэрированной воды, кг/ч; $G_{п.вып}$ — расход пара с выпаром, который принимается в долях от $G_{п.в}$, т. е. $G_{п.вып} = a_d G_{п.в}$, кг/ч; $a_d = 0,005 \div 0,01$ — доля выпара по отношению к деаэрированной воде.

Это же уравнение можно представить в долях расхода пара на турбину:

$$\alpha_{п.д} + \alpha_{в.ПНД} + \alpha_{к.ПВД} + \sum_1^n \alpha_{пj} + \sum_1^k \alpha_{вj} = (1 + a_d) \alpha_{п.в}. \quad (3.68)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{п.п} i_{п.п} + G_{в.ПНД} i_{в.ПНД} + G_{к.ПВД} i_{к.ПВД} + \sum_1^n G_{пj} i_{пj} + \\ + \sum_1^k G_{вj} i_{вj} + \alpha_{вып} a_d G_{п.в} = (1 + a_d) G_{п.в} + a_d G_{п.в} i_{п.вып}. \quad (3.69)$$

Здесь $i_{п.п}$, $i_{в.ПНД}$, $i_{к.ПВД}$ и т. д. — удельные энтальпии соответствующих потоков пара и воды, кДж/кг; член $\alpha_{вып} a_d G_{п.в} \approx Q_{вып}$ — теплота выпара, возвращаемая в деаэратор в единицу времени (r — удельная теплота конденсации пара). Если в охладителе выпара нагревается вода, не поступающая в деаэратор, то $Q_{вып} = 0$.

В результате совместного решения уравнений (3.68) и (3.69) определяются абсолютный расход греющего пара деаэратора $G_{п.д}$ (соответственно $\alpha_{п.д}$) и абсолютный расход конденсата после ПНД $G_{в.ПНД}$ и $\alpha_{в.ПНД}$. Если при решении расход греющего пара $G_{п.д}$ окажется отрицательным, то необходимо либо уменьшить количество потоков высоких энтальпий, направляемых в деаэратор, либо изменить давление греющего пара.

Конденсаторы. Основное назначение конденсатора — поддержание минимальной температуры термодинамического цикла преобразования энергии. Поэтому задача расчета конденсатора как элемента принципиальной тепловой схемы состоит в определении этой минимальной температуры и связанного с ней давления. При реализации паротурбинного цикла на АЭС конденсация пара после турбины осуществляется в поверхностном теплообменнике, охлаждаемом технической водой. Температура охлаждающей воды определяется климатическими условиями в районе расположения станции и выбранной системой технического водоснабжения (см. гл. 12). В зависимости от этих условий температура охлаждающей воды колеблется в довольно широких пределах (273—313 К). На-

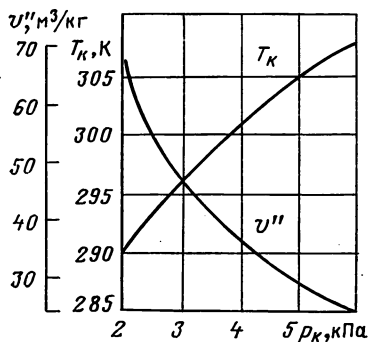


Рис. 3.11. Зависимость температуры насыщения T_k и удельного объема v'' насыщенного пара от давления пара в конденсаторе p_k

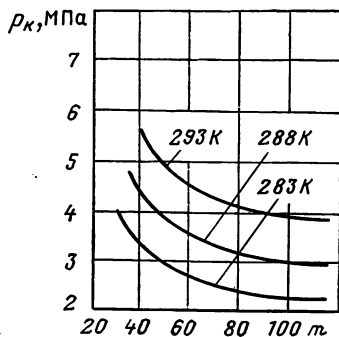


Рис. 3.12. Зависимость давления в конденсаторе от кратности охлаждения при разной температуре охлаждающей воды

пример, среднегодовая температура охлаждающей воды, обычно используемая в расчетах для средней полосы СССР, составляет в зависимости от выбранной системы технического водоснабжения 284—295 К.

Температура конденсации пара (температура насыщения) в поверхностном конденсате превышает выходную температуру охлаждающей воды обычно на $\Theta_k = 3 \div 5$ К. В соответствии с этой температурой и устанавливается давление в конденсаторе (рис. 3.11). Естественно стремиться к возможно большему понижению этой температуры, так как термический КПД цикла повышается в этом случае существенно больше, чем при таком же изменении начальной температуры пара. Однако при увеличении вакуума в конденсаторе резко возрастает удельный объем пара, увеличиваются потери с выходной скоростью и конечная влажность пара, падает внутренний относительный КПД последних ступеней турбины. При ограниченной предельной высоте последних лопаток турбины это приводит к уменьшению мощности турбины при снижении конечного давления более определенного предела.

Из теплового баланса конденсатора можно установить, что, помимо начальной температуры охлаждающей воды и перепада Θ_k , температура конденсации пара в нем зависит еще и от кратности охлаждения m (отношения количества охлаждающей воды к количеству пара, поступающего в конденсатор). Действительно,

$$G_k (i_k - i'_k) = G_v (i_{\text{ox}, \text{B}2} - i_{\text{ox}, \text{B}1}); \quad (3.70)$$

$$T_{\text{ox}, \text{B}2} = T_{\text{ox}, \text{B}1} + (i_k - i'_k) / c_p m + \Theta_k, \quad (3.71)$$

где $m = G_v / G_t$ — кратность охлаждения; $T_{\text{ox}, \text{B}1}$, $i_{\text{ox}, \text{B}1}$ и $T_{\text{ox}, \text{B}2}$, $i_{\text{ox}, \text{B}2}$ — соответственно температура, энтальпия охлаждающей воды

на входе и выходе конденсатора. Температура конденсации $T_k = T_{\text{ок.в2}} + \Theta_k$, тогда с учетом (3.71)

$$T_k = T_{\text{ок.в1}} + (i_k - i'_k)/c_p m. \quad (3.72)$$

Из рис. 3.12 можно видеть, что при кратности охлаждения больше 80 давление в конденсаторе практически от нее не зависит. Поскольку снижение температуры конденсации и давления в конденсаторе вследствие уменьшения подогрева Θ_k и кратности циркуляции m всегда связано с дополнительными капиталовложениями и расходами энергии на собственные нужды, то конечная температура и давление в конденсаторе должны выбираться на основании технико-экономических расчетов.

Обычно оптимальные значения кратности охлаждения для современных мощных турбоустановок тепловых станций, в том числе и АЭС, лежат в пределах 50—60, а недогрев Θ_k , как уже упоминалось, составляет 3—5 К. Это приводит к тому, что в зависимости от температуры охлаждающей воды оптимальное давление в конденсаторе составляет 3—5,5 кПа.

Эжекторные установки. Назначение эжекторных установок — удаление (отсос) из конденсатора и уплотнений воздуха и других газов, поступающих туда из турбины и засасываемых через неплотности примыкающего к конденсатору пароводяного тракта. Удаление воздуха из конденсатора имеет первостепенное значение для поддержания необходимого вакуума, а следовательно, и тепловой экономичности турбоустановки.

Количество воздуха и газов, поступающих в конденсатор, зависит от многих причин и поэтому может быть определено только по эмпирическим зависимостям, кг/ч:

$$G_{\text{возд}} = \left(\frac{G_k}{50} + 2 \right), \text{ или } G_{\text{возд}} = a l_{\text{ф}}, \quad (3.73)$$

где G_k — номинальный расход пара, поступающего в конденсатор, т/ч; a — коэффициент, равный 1,5 кг/(ч·м) для сварного соединения и 3 кг/(ч·м) для болтового; $l_{\text{ф}}$ — периметр фланца соединения корпуса конденсатора с выхлопным патрубком турбины.

Эжекторы для отсоса воздуха из конденсатора обычно выполняются двухступенчатыми, что уменьшает расход пара по сравнению с одноступенчатым. Для того чтобы можно было выбросить воздух в атмосферу, давление паровоздушной смеси после второй ступени должно быть больше атмосферного. Давление смеси после первой ступени определяют, исходя из условия равенства степеней сжатия в обеих ступенях: $p_2 = \sqrt{p_1 p_4}$, где p_1 — давление в конденсаторе; p_4 — давление на выходе из эжектора (обычно 0,11—0,105 МПа).

Смесь рабочего пара и воздуха после диффузора первой ступени охлаждается для уменьшения работы сжатия во второй ступени, причем пар конденсируется. Смесь рабочего пара и воздуха после второй ступени охлаждается в холодильнике второй ступени

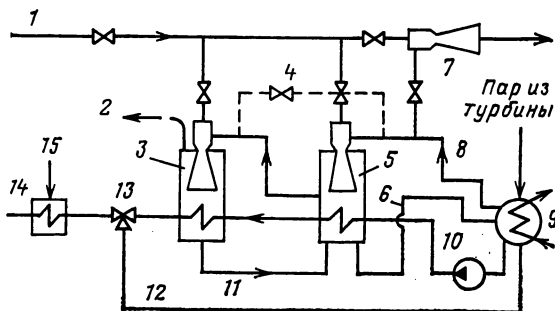


Рис. 3.13. Схема включения эжекторов для отсоса воздуха из конденсаторов турбин:

1 — подвод рабочего пара; 2 — выпуск воздуха; 3 — вторая ступень основного эжектора; 4 — переключатель для возможности работы одной второй ступени при пуске турбины; 5 — первая ступень основного эжектора; 6 — отвод конденсата в паровую полость конденсатора; 7 — пусковой эжектор; 8 — отсос воздуха из конденсатора; 9 — конденсатор турбины; 10 — конденсатный насос; 11 — перепуск конденсата рабочего пара эжекторов из холодильника второй ступени в холодильник первой ступени; 12 — трубопровод для рециркуляции конденсата турбины при пуске; 13 — клапан рециркуляции и поддержания уровня в конденсаторе; 14 — регенеративный подогреватель; 15 — отбор греющего пара из турбины

опять же до конденсации пара. Схема включения эжекторов показана на рис. 3.13. Рабочим для обеих ступеней эжекторной установки служит пар отборов из турбины. Для создания вакуума в период пуска турбины имеется специальный пусковой эжектор, работающий на редуцированном остром паре. Кроме того, для обеспечения работы эжекторов при аварийном понижении давления предусмотрен подвод острого пара и к основной эжекторной установке. Расход рабочего пара составляет 0,5—0,8 % расхода пара на турбину.

Охлаждающей водой для холодильников эжекторов служит основной поток конденсата. Таким образом, эти теплообменники являются как бы первой ступенью регенеративного подогрева. Конденсат рабочего пара каскадно сбрасывается в конденсатор турбины. Для обеспечения конденсации рабочего пара эжекторов при небольших расходах основного потока конденсата (в пусковые периоды работы) предусмотрена линия его рециркуляции. Нагрев основного потока конденсата в холодильниках эжекторов может быть определен из теплового баланса холодильников:

$$\Delta i_{\text{эж}} = i'_{\text{эж}2} - i'_{\text{эж}1} = \frac{G_{\text{эж}}}{G'_{\text{к}}} (i_{\text{эж}} - i'_{\text{эж.кнд}}), \quad (3.74)$$

где $i'_{\text{эж}2}$, $i'_{\text{эж}1}$ — удельные энтальпии конденсата, поступающего из конденсатора турбины после холодильников и до них, кДж/кг; $G_{\text{эж}}$ — расход пара на эжекторы; $G'_{\text{к}}$ — расход охлаждающего конденсата через холодильники, равный $G_{\text{к}} + G_{\text{эж}}$; $i_{\text{эж}} - i'_{\text{эж.кнд}}$ — часть теплоты рабочего пара эжекторов, идущая на нагрев основного потока конденсата, кДж/кг.

При средних параметрах пара $\Delta i_{\text{эж}} \approx 3000$ кДж/кг нагрев основного потока рабочим паром эжекторов составляет 3—5 К на конденсационных станциях. На АТЭС с регулируемыми отборами пара пропуск пара в конденсатор значительно меньше и нагрев его в холодильниках эжекторов может достигать 10 К и более.

Испарительные установки. Наиболее распространенный способ очистки добавочной воды, необходимой для восполнения утечек пара и конденсата энергетических установок, работающих по паротурбинному циклу, так же как и при восполнении потерь теплоносителя реакторов, охлаждаемых водой, — *термическое обессоливание* (см. гл. 13). Для этой цели используются специальные *испарительные установки*, включаемые в систему регенеративного подогрева питательной воды, в которых первичным теплоносителем (первичным паром) служит пар из отбора турбины. Вторичным теплоносителем обычно является химически очищенная вода, которая, испаряясь, образует вторичный пар. Последний конденсируется в теплообменнике-конденсаторе. Полученный дистиллят подается в систему регенеративного подогрева питательной воды. В зависимости от требуемого количества добавочной воды могут применяться одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые испарительные установки.

Повторное или многократное использование вторичного пара в качестве греющего теплоносителя в многоступенчатых установках позволяет значительно повысить производительность испарительных установок при практически неизменном расходе пара из отбора турбины. Параметры вторичного пара, равно как и производительность испарительных установок, определяются способом и местом их включения в тепловую схему. Имеется несколько схем включения одноступенчатых испарительных установок в принципиальную тепловую схему (рис. 3.14).

Схема на рис. 3.14, б проще и дешевле по сравнению со схемой на рис. 3.14, а, однако она энергетически менее эффективна. Действительно, в схеме на рис. 3.14, а подогрев питательной воды паром отбора, к которому присоединен испаритель, не изменяется, а лишь перераспределяется между поверхностным подогревателем, присоединенным к этому отбору, и конденсатором испарителя. Сле-

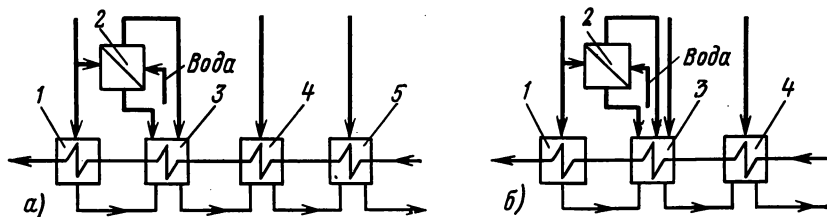


Рис. 3.14. Схемы включения в регенеративную схему станции одноступенчатого испарителя с отдельным конденсатором (а) и с подводом пара в соседний регенеративный подогреватель (б):

1, 4, 5 — регенеративные подогреватели; 2 — испаритель; 3 — конденсатор испарителя

довательно, если не учитывать незначительные дополнительные потери тепла испарителем (рассеяние излучением и с продувочной водой), то суммарный расход пара из отбора турбины не изменяется. Включение конденсатора испарителя не влияет на подогрев воды и расход пара в соседнем подогревателе более низкого давления. Таким образом, наличие испарителя не вносит изменения в распределение регенеративного подогрева воды между отборами, а следовательно, не влияет на тепловую экономичность турбоустановки.

В отличие от этого в схеме на рис. 3.14, б подогрев воды в регенеративном подогревателе, присоединенном к одному отбору с испарителем, остается таким же, как и без испарителя. Поэтому расход пара из этого отбора растет на величину, равную расходу пара на испаритель:

$$G_r = G_r^0 + G_{\text{и}} > G_r^0,$$

где G_r^0 , G_r — расходы пара из отбора соответственно без испарительной установки и с ней; $G_{\text{и}}$ — расход пара на испаритель. Расход пара отбора регенеративного подогревателя, в который подается вторичный пар из испарителя, наоборот, уменьшается на $G_{\text{и}}$. Таким образом, происходит замена пара регенеративного отбора более низкого давления паром отбора более высокого давления, и недовыработка энергии паром этих отборов возрастает на величину $\Delta N_i \approx G_{\text{и}}(i_r - i_{r+1})$, где i_r и i_{r+1} — удельная энтальпия пара в отборах, кДж/кг; $G_{\text{и}}$ — производство пара испарителем, кг/ч. Вследствие этого дополнительный расход теплоты получается на 1—2 % больше, чем при включении испарительной установки по схеме на рис. 3.14, а.

Двух- и многоступенчатые испарительные установки можно подключать по тому же принципу. Однако нужно иметь в виду, что в этом случае в схеме на рис. 3.14, б при одинаковой производительности по дистилляту дополнительные потери по сравнению со схемой на рис. 3.14, а будут уже существенно меньше. Например, в двухступенчатой установке в регенеративный подогреватель — конденсатор испарителя будет поступать вдвое меньшее количество вторичного пара испарителя, чем в одноступенчатой установке, и дополнительный расход тепла составит лишь 0,5—1 %.

При выборе схемы, включая и выбор числа ступеней испарительной установки, необходимо проводить технико-экономические расчеты, поскольку с применением более экономичных схем с конденсатором-испарителем, равно как и многоступенчатых установок, капиталовложения увеличиваются.

Расход первичного пара на одноступенчатую испарительную установку при заданном расходе вторичного пара определяется из теплового баланса испарителя:

$$G_{\text{и}}(i_{\text{и}} - i'_{\text{и}})\eta_{\text{и}} = G_{\text{и}2}(i_{\text{и}2} - i'_{\text{о.в}}) + G_{\text{и}2}^{\text{пр}}(i'_{\text{и}2} - i'_{\text{о.в}}), \quad (3.75)$$

где $i_{\text{и}}$ и $i_{\text{и}2}$ — соответственно удельные энтальпии греющего и вторичного пара, кДж/кг; $i'_{\text{и}}$ и $i'_{\text{и}2}$ — удельные энтальпии конденсата

греющего и вторичного пара; $i_{0.в}$ — удельная энтальпия очищенной воды, питающей испаритель, кДж/кг; $G_{н2}^{пр}$ — расход продувочной воды, питающей испаритель, кг/ч; $\eta_{и}$ — КПД испарителя, учитывающий потерю от рассеяния тепла. Расход продувочной воды $G_{н2}^{пр}$ определяется из уравнения баланса примесей

$$G_{0.в}C_{0.в} = G_{н2}^{пр}C_{и} + G_{н2}C_{н2}, \quad (3.76)$$

в котором $C_{и}$, $C_{н2}$ и $C_{0.в}$ — содержание определенных примесей в испаряемой воде, паре и воде, питающей испаритель, соответственно, мг·экв/кг, причем

$$G_{0.в} = G_{н2}^{пр} + G_{н2}. \quad (3.77)$$

Расход продувочной воды обычно выражают в долях вторичного пара $G_{н2}^{пр} = \alpha_{н2}^{пр} G_{н2}$.

Параметры вторичного пара [$i_{н2}$ и $i'_{н2}$ в уравнении (3.75)] определяются технико-экономическими расчетами из условий минимальной суммарной площади поверхности испарителя и конденсатора испарителя. При увеличении температурного напора в испарителе $\Delta T_{и} = T_{и}^{н} - T_{н2}$ можно уменьшить его поверхность. Однако при увеличении $\Delta T_{и}$ снижается давление вторичного пара, что приводит при заданных расходах вторичного пара и основного потока конденсата к уменьшению недогрева $\Theta = T_{и}^{н} - T_{и}$ в конденсаторе испарителя, а следовательно, к увеличению его поверхности. Обычно экономически оправданным бывает температурный напор в испарителе в пределах 10—15 К. Если площадь поверхности конденсатора испарителя задана, то увеличение $\Delta T_{и}$ приводит к уменьшению расхода пара, который может быть сконденсирован.

Питательные насосы. При выборе места и схемы включения *питательных насосов*, как уже отмечалось, нужно исходить из условий, обеспечивающих надежность их работы. Особенно это относится к одноконтурным ЯЭУ, где надежность теплоотвода из реактора прямым образом связана с работой питательных насосов.

Вследствие высокой температуры и малого недогрева до температуры кипения воды на выходе из деаэратора требуется такое взаимное расположение насосов и деаэраторов, при котором полностью исключается вскипание воды на всасе насоса. Это достигается либо соответствующим превышением расположения деаэраторов над местом установки питательных насосов (10—20 м), либо включением между деаэратором и основным питательным насосом так называемого бустерного насоса, создающего подпор на всасе основного насоса.

Кроме описанной одноподъемной схемы, возможно применение и двухподъемной схемы включения насосов (рис. 3.15). В двухподъемной схеме главный питательный насос включается за всеми ПВД. Предварительно включенный насос первого подъема устанавливается после деаэратора и создает давление, обеспечивающее невоскипание питательной воды при ее температуре в последнем по ходу воды ПВД.

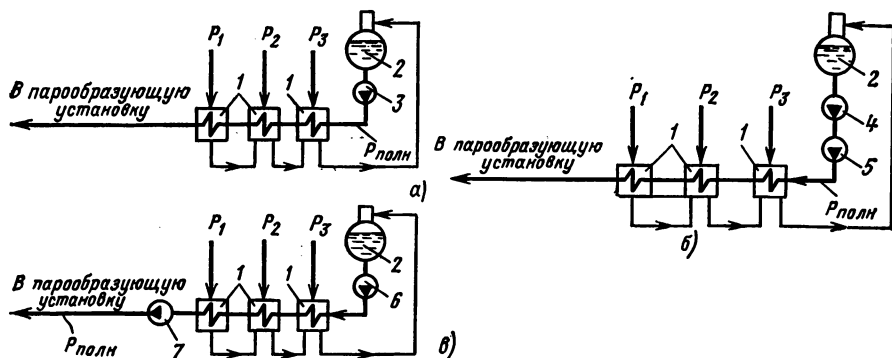


Рис. 3.15. Одноподъемные схемы с одним питательным насосом (а), с двумя питательными насосами (б) и двухподъемная схема (в):

1 — ПВД; 2 — деаэрационный бак; 3 — одноподъемный питательный насос; 4 — бустерный насос; 5 — основной питательный насос; 6 и 7 — насосы первого и второго подъемов

По тепловой экономичности одноподъемная и двухподъемная схемы включения насосов практически равноценны. Небольшая экономия теплоты имеет место в двухподъемной схеме за счет более высокой получающейся здесь по сравнению с одноподъемной схемой температуры питательной воды. Однако при одноподъемной схеме расход энергии на перекачку воды меньше, чем в двухподъемной, из-за меньшего удельного объема воды. В результате в одноподъемной схеме питательный насос имеет меньшие мощность и стоимость, чем два насоса в двухподъемной схеме. В двухподъемной схеме ПВД работают при более низком давлении, в связи с чем система регенеративного подогрева и дешевле и работает надежнее. В настоящее время на АЭС преимущественно используются одноподъемные схемы включения питательных насосов.

В качестве привода питательных насосов применяются электродвигатели и специальные приводные паровые турбины (см. гл. 7). Выбор типа привода для стационарных ЯЭУ определяется в основном требуемой мощностью. На действующих АЭС преимущественно применяются электроприводы благодаря их простоте, скорости включения и надежности работы. Однако максимальная мощность асинхронных двигателей ограничивается 12 МВт. Поэтому для современных энергоблоков АЭС мощностью 1000 МВт и выше турбопривод должен стать основным, а электропривод применяться только для вспомогательных пускорезервных насосов.

На судовых и космических ЯЭУ преимущественное распространение получили турбоприводы и турбонасосные агрегаты (ТНА). Это определяется условиями автономности работы этих ЯЭУ, отсутствием электрогенерирующих установок соответствующей мощности, лучшей регулируемостью турбопривода при работе на переменных режимах и запуске.

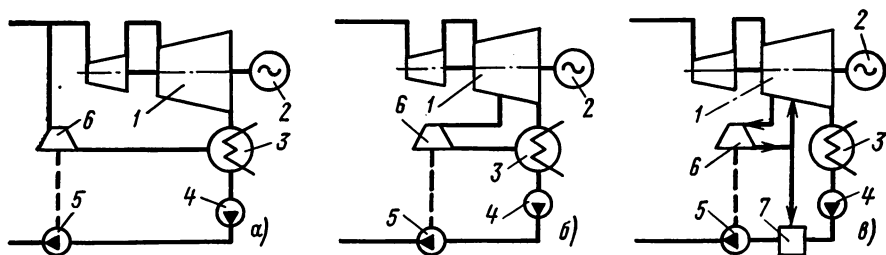


Рис. 3.16. Схемы включения приводной турбины питательного насоса:

1 — турбина; 2 — генератор; 3 — конденсатор; 4 — конденсатный насос; 5 — питательный насос; 6 — турбопривод; 7 — регенеративный подогреватель

Приводные турбины питательных насосов могут включаться в тепловую схему ЯЭУ параллельно основным паротурбинным агрегатам для работы на свежем паре или через РОУ (рис. 3.16, а) и к регулируемому отбору основной турбины (рис. 3.16, б), при этом приводная турбина может работать с собственным конденсатором, возвратом конденсата в основной конденсатор или работать с противодавлением, сбрасывая пар в регенеративный подогреватель (рис. 3.16, в). По тепловой экономичности ЯЭУ последняя схема предпочтительней. Причем чем больше мощность ЯЭУ и выше КПД приводной турбины, тем больший выигрыш в общем КПД установки дает использование турбопривода.

3.6. ГАЗОТУРБИННАЯ ЯЭУ

Создание и совершенствование высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов (ВТГР) с температурой газа на выходе из реакторов 1070—1470 К открывают перспективу использования ЯЭУ, работающих по замкнутому *газотурбинному циклу* (ЯГТУ). Эта перспектива связывается со следующими преимуществами ЯГТУ по сравнению с паротурбинными установками с ядерным реактором:

- 1) более высокий КПД преобразования тепловой энергии в механическую;
- 2) возможность использования в одноконтурных установках в качестве теплоносителя и одновременно рабочего тела различных газов;
- 3) относительно меньшие массогабаритные характеристики;
- 4) упрощенное регулирование мощности изменением давления в контуре с сохранением высокого КПД в широком интервале нагрузок;
- 5) незначительная потребность в охлаждающей воде и отсутствие специальной водоподготовки;
- 6) легкость запуска турбоустановки при любой температуре и быстрота принятия нагрузки.

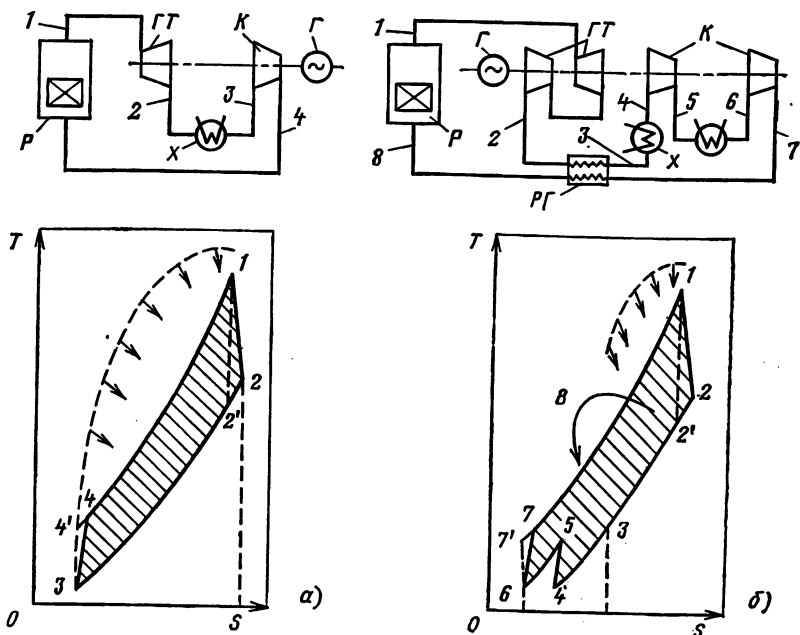


Рис. 3.17. Принципиальные схемы ЯГТУ и их циклы: без регенерации (а), с регенерацией и промежуточным охлаждением газа (б):

P — реактор; GT — газовая турбина; X — холодильник; K — компенсатор; Γ — генератор; PX — промежуточный холодильник; $PГ$ — регенератор

Термодинамические циклы ЯГТУ замкнутого цикла и соответствующие тепловые схемы представлены на рис. 3.17. В простом цикле ЯГТУ (цикле Брайтона) (рис. 3.17, а) рабочее тело сжимается в компрессоре (линия 3—4), затем нагревается в ядерном реакторе (линия 4—1). После расширения в турбине (линия 1—2) рабочее тело отдает тепло окружающей среде в холодильнике (линия 2—3). Подвод и отвод тепла осуществляются по изобарам. Термический КПД идеального цикла Брайтона можно представить в виде

$$\eta_t = (l_t - l_k) / q_{\text{подв}}, \quad (3.78)$$

где $l_t = \Delta i_t = c_p(T_1 - T_2)$ — удельный перепад энтальпии в турбине; $l_k = \Delta i_k = c_p(T_4 - T_3)$ — удельный перепад энтальпии в компрессоре; $q_{\text{подв}} = c_p(T_1 - T_4)$ — удельная теплота, подведенная в цикле.

Введем параметры: $\tau = T_3/T_1$ — температурный коэффициент цикла; $\pi = p_4/p_3$ — степень повышения давления (степень сжатия). Тогда, учитывая, что процессы сжатия и расширения протекают по изэнтропам, выражение (3.78) можно привести к виду

$$\eta_t = 1 - \pi^{-m}, \quad (3.79)$$

где $m = (k-1)/k$; k — показатель изэнтропы.

Особенность газотурбинных циклов — относительно большая работа сжатия, производимая компрессором, l_k . Поэтому для характеристики энергетической эффективности газотурбинных циклов и установок вводится еще один показатель — *коэффициент полезной работы*

$$\varphi = (l_T - l_k)/l_T. \quad (3.80)$$

Представляя φ через параметры τ и π , получаем

$$\varphi = 1 - \tau\pi^{-m}. \quad (3.81)$$

Объясним физический смысл величин, определяющих эффективность циклов: η_i характеризует использование тепла, подводимого в цикле; $\eta_i^{\text{макс}}$ соответствует наименьшим удельным затратам теплоты в цикле, а следовательно, при одной и той же номинальной мощности установки потребуются реактор меньшей мощности и меньшие размеры теплообменников; φ характеризует использование работы, получаемой в цикле; $\varphi^{\text{макс}}$ соответствует наибольшей удельной полезной работе, а следовательно, минимуму удельного расхода газа и меньшим размерам турбины и компрессора.

В реальном газотурбинном цикле (см. рис. 3.17, б) процессы сжатия (линия 3—4) и расширения (линия 1—2) не являются изоэнтропическими вследствие потерь в турбине и компрессоре. КПД такого реального цикла называется внутренним, или эффективным, и может быть выражен как

$$\eta_i = \frac{l_T \eta_T - l_k / \eta_k}{q_{\text{подв}}}, \quad (3.82)$$

где η_T , η_k — КПД соответственно турбины и компрессора. Используя параметры τ , π , зависимость для η_i , выражение (3.82) можно привести к виду

$$\eta_i = \eta_i \frac{[\eta_T \eta_k - \tau \pi^m]}{\eta_k - \tau \pi^m - \tau (1 - \eta_k)}. \quad (3.83)$$

Коэффициент полезной работы реального цикла

$$\varphi = \frac{\eta_T l_T - l_k / \eta_k}{\eta_T l_T} = 1 - \frac{\tau \pi^m}{\eta_k \eta_T}. \quad (3.84)$$

Из выражений (3.83) и (3.84) можно получить оптимальную степень повышения давления $\pi_{\text{опт}}^{\eta_i}$, при которой η_i максимален, и оптимальную степень повышения давления $\pi_{\text{опт}}^{\varphi}$, при которой φ максимальна:

$$\pi_{\text{опт}}^{\eta_i} = \sqrt[m]{\frac{\eta_k (\eta_T + 1) + \tau (1 - \eta_k)}{2\tau}}; \quad \pi_{\text{опт}}^{\varphi} = \sqrt[2m]{\frac{\eta_k \eta_T}{\tau}}. \quad (3.85)$$

Отметим, что $\pi_{\text{опт}}^{\eta_i} > \pi_{\text{опт}}^{\varphi}$. Из соотношений (3.83) и (3.85) видно, что как η_i , так и оптимальные значения π существенно зависят от τ и КПД турбины и компрессора.

Анализ показывает, что при температурах газа $T_1=1073\div 1173$ К, $T_3=288\div 298$ К и η_k, η_t , равных 0,85—0,88, при оптимальной степени повышения давления для гелия $\pi_{\text{опт}}^\Phi \approx 2\div 3$ $\eta_i \approx 30\div 32$ %. Поэтому простейший цикл ЯГТУ по экономическим показателям уступает двухконтурным ЯЭУ с ВТГР с паровой турбиной во втором контуре. Однако простота ЯГТУ, работающей по этому циклу, меньшее абсолютное давление, лучшие массогабаритные характеристики и высокая маневренность делают целесообразным ее применение для транспортных судовых и космических установок малой мощности.

Более экономичны в тепловом отношении и безусловно перспективны для использования на АЭС и мощных транспортных ЯЭУ циклы газотурбинных установок с *регенерацией и промежуточным охлаждением газа* (рис. 3.17, б). Если газ после турбоустановки направляется в дополнительный теплообменник, в котором он отдает часть теплоты газу после компрессора, то количество подводимой теплоты в цикл извне уменьшается на это количество теплоты q_p , так что соответственно увеличивается внутренний КПД. Нагрев газа в регенераторе принято оценивать *степенью регенерации*

$$\sigma = (T_3 - T_7)/(T_2 - T_7). \quad (3.86)$$

С применением промежуточного охлаждения процесс сжатия приближается к изотермическому, что также повышает тепловую экономичность.

Внутренний КПД цикла с регенерацией и промежуточным охлаждением без учета потерь давления в регенераторе, промежуточном холодильнике, реакторе и газопроводах записывается в виде

$$\eta_i = \frac{l_t/\eta_t - l_{k1}/\eta_{k1} - l_{k2}/\eta_{k2}}{q_{\text{подв}}}, \quad (3.87)$$

где $l_{k1}, l_{k2}, \eta_{k2}, \eta_{k2}$ — работа сжатия и КПД соответственно первой и второй ступеней компрессора; $q_{\text{подв}} = c_p (T_3 - T_4) - q_p$ — удельное количество теплоты, подведенной в цикл. Выражая удельную работу и теплоту, подводимую в цикл, через соответствующие теплоперепады и параметры

$$\pi = \frac{p_7}{p_4} = \frac{p_1}{p_2}; \quad \tau = \frac{T_4}{T_1}; \quad \tau_1 = \frac{T_6}{T_4}; \quad \pi_1 = \frac{p_4}{p_5}; \quad \sigma = \frac{T_3 - T_7}{T_2 - T_7},$$

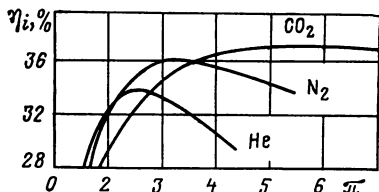
получаем зависимость

$$\eta_i = \frac{(1 - \pi^m) \eta_t - \tau (\pi_1^m - 1)/\eta_{k1} - \tau_1 \tau (\pi^m - 1)/\eta_{k2}}{\sigma (1 - \pi^m) \eta_t + (1 - \sigma) (\pi^m - 1)/\tau_1 \tau / \eta_{k2} + (1 - \sigma) (1 - \tau_1 \tau)}. \quad (3.88)$$

Коэффициент полезной работы ϕ для рассматриваемого цикла не зависит от степени регенерации σ :

$$\phi = 1 - \frac{\tau (\pi_1^m - 1)/\eta_{k1} + \tau_1 \tau (\pi^m - 1)/\eta_{k2}}{(1 - \pi^m) \eta_t}. \quad (3.89)$$

Рис. 3.18. Зависимость внутреннего эффективного КПД ЯГТУ от степени повышения давления для различных газов



Так же как и в простейшем цикле Брайтона, для цикла с регенерацией и промежуточным охлаждением можно указать значения степени повышения давления π_1 , π_2 и π , при которых η_i и ϕ максимальны. Для примера на рис. 3.18 показано изменение η_i в ЯГТУ в зависимости от степени повышения давления ($T_{11}=993\text{ К}$, $\eta_{\pi}=0,9$, $\eta_{\kappa}=0,83$, $\sigma=0,85$).

Применение регенерации и промежуточного охлаждения в газотурбинных установках, давая определенный выигрыш в тепловой экономичности, естественно приводит к усложнению установки и ее удорожанию. Поэтому здесь, как и при разработке регенеративных схем паротурбинных установок, при выборе степени регенерации и количества ступеней промежуточного охлаждения следует исходить из технико-экономических расчетов, учитывающих затраты, связанные с наличием регенеративных теплообменников и дополнительных холодильников.

В частности, об относительном увеличении площади теплообменной поверхности регенератора при изменении степени регенерации достаточно хорошо позволяет судить отношение

$$\sigma/(1-\sigma) = (T_6 - T_5)/(T_2 - T_5).$$

Следует это из того, что площадь поверхности нагрева регенератора в первом приближении

$$F_p = \frac{Q_{\text{рег}}}{K_{\alpha} \Delta T_{\text{ср}}} = \frac{c_p G}{K_{\alpha}} \frac{(T_6 - T_5)}{(T_2 - T_5)} = \frac{c_p G}{K_{\alpha}} \frac{\sigma}{1 - \sigma}, \quad (3.90)$$

где G — массовый расход газа; K_{α} — коэффициент теплопередачи; $\Delta T_{\text{ср}}$ — средний температурный напор; $Q_{\text{рег}}$ — количество теплоты, переданное в регенераторе. Видно, что с ростом σ растет F_p , и при степени регенерации больше 0,8 размеры регенератора, а следовательно, его стоимость резко возрастают.

Помимо дополнительных капитальных затрат, применение регенерации и промежуточного охлаждения влечет за собой дополнительные потери давления (напора) при прокачке газа через теплообменные устройства. В результате уменьшается фактическая степень расширения в турбине и в конечном итоге снижается внутренний КПД установки. Потери давления в проточной части теплообменных устройств можно выразить через соответствующие отношения давлений на выходе и входе в теплообменник (см. рис. 3.17, б): $\epsilon_{\text{рег}}^{\text{гор}} = p_3/p_2$ — коэффициент потерь давления в регенераторе по горячей стороне; $\epsilon_{\text{рег}}^{\text{хол}} = p_8/p_7$ — коэффициент потерь

давления в регенераторе по холодной стороне; $\varepsilon_{\text{рег}} = \varepsilon_{\text{рег}}^{\text{гор}} \varepsilon_{\text{рег}}^{\text{хол}}$ — общий коэффициент потерь давления в регенераторе; $\varepsilon_{\text{пр}} = p_6/p_5$ — коэффициент потерь давления в промежуточном холодильнике; $\varepsilon_{\text{хол}} = p_4/p_3$ — коэффициент потерь давления в основном холодильнике; $\varepsilon_{\text{р}} = p_1/p_8$ — коэффициент потерь давления в реакторе. В таком представлении *коэффициенты потерь давления* на прокачку газа через теплообменные устройства при расчете и анализе тепловой экономичности циклов и схем ЯГТУ входят множителями при соответствующих степенях повышения давления. Например, удельная работа турбины

$$l_{\text{т}} = c_p T_1 [1 - (\varepsilon_{\text{р}} \varepsilon_{\text{хол}} \varepsilon_{\text{рег}} \pi_{\text{к}})^{-m}]. \quad (3.91)$$

Удельная работа во втором компрессоре при наличии промежуточного холодильника

$$l_{\text{к}2} = c_p \pi \tau \xi \left[\frac{\pi_{\text{к}}^m}{(\varepsilon_{\text{пр}} \pi_{\text{к}1})^m} - 1 \right], \quad (3.92)$$

где $\pi_{\text{к}} = p_7/p_4$ — суммарная степень повышения давления в компрессорной группе; $\pi_{\text{к}1} = p_5/p_4$ — степень повышения давления в компрессоре первой ступени; $\tau = T_4/T_1$ — температурный коэффициент цикла; $\xi = T_6/T_4$ — температурный коэффициент промежуточного охлаждения.

Внутренний КПД с учетом потерь давления на прокачку для схемы на рис. 3.17, б можно выразить в виде

$$\eta_i = \frac{\eta_{\text{т}} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{рег}}^m \varepsilon_{\text{хол}}^m \varepsilon_{\text{р}}^m \pi_{\text{к}}^m} \right) - \frac{\tau (\pi - 1)}{\eta_{\text{к}1}} - \frac{\xi \tau}{\eta_{\text{к}2}} \left(\frac{\pi_{\text{к}}^m}{\varepsilon_{\text{пр}}^m \pi_{\text{к}1}^m} - 1 \right)}{\eta_{\text{т}} \sigma \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{рег}}^m \varepsilon_{\text{хол}}^m \varepsilon_{\text{р}}^m \pi_{\text{к}}^m} \right) + (1 - \sigma) \left(\frac{\pi_{\text{к}}^m}{\varepsilon_{\text{пр}}^m \pi_{\text{к}1}^m} - 1 \right) \frac{\tau \xi}{\eta_{\text{к}2}} + (1 - \sigma) (3 - \xi \tau)} \quad (3.93)$$

Анализ зависимости (3.93) показывает, что выигрыш в η_i от применения регенерации и промежуточного охлаждения, так же как и оптимальные параметры схемы, существенно зависит от потерь $\varepsilon_{\text{рег}}$ и $\varepsilon_{\text{пр}}$ и т. п.

Из рис. 3.19 видно, что степень регенерации $\sigma = 0,87$ при потерях в регенераторе $\varepsilon_{\text{рег}}^m < 0,94$ не дает выигрыша в тепловой экономичности установки.

Сильное влияние потерь давления в элементах тепловой схемы ЯГТУ, работающей по замкнутому циклу, на η_i и оптимальную степень повышения давления $\pi_{\text{опт}}$ осложняет расчет и анализ таких схем. Действительно, для определения оптимальных параметров газотурбинного цикла, назначения степени регенерации, выбора числа и параметров ступеней промежуточного охлаждения при сжатии и подобных величин необходимо предварительно знать коэффициенты потерь давления $\varepsilon_{\text{рег}}$, $\varepsilon_{\text{р}}$, $\varepsilon_{\text{хол}}$ и т. п. Эти коэффициенты могут быть определены только в результате теплового и гид-

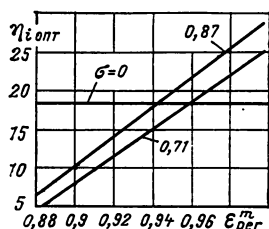


Рис. 3.19. Зависимость внутреннего эффективного КПД ЯГТУ от потерь давления в регенераторе при различных степенях регенерации

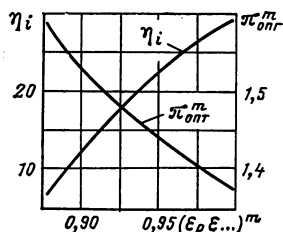


Рис. 3.20. Зависимость внутреннего эффективного КПД и оптимальной степени повышения давления от потерь давления в контуре замкнутой ЯГТУ

равлического расчетов соответствующих элементов тепловой схемы ЯГТУ (реактора, регенератора, холодильника и т. п.). В свою очередь для выполнения теплового и гидравлического расчетов этого оборудования необходимы данные, которые могут быть получены только из расчета тепловой схемы ЯГТУ. Поэтому приходится сначала проводить ее расчет, задавая значениями коэффициентов потерь $\epsilon_{рег}$, ϵ_p , $\epsilon_{хол}$ и т. п. Обычно, выбрав предварительно температурные параметры цикла (τ , τ_1 , σ и т. п.), определяют зависимость η_i , $\pi_{опт}$ и других характеристик цикла и тепловой схемы от соответствующих коэффициентов потерь и их произведений. При этом, для того чтобы в получаемых выражениях отсутствовала зависимость от свойств газа, в качестве параметров используют комплексы $(\epsilon_{ре...})^m$, $(\pi_{опт})^m$ и т. п. Тогда в соответствии с (3.93), как показано на рис. 3.20, основные зависимости $\eta_i = f_1[(\epsilon_{ре...})^m]$, $\pi_{опт}^m = f_2[(\epsilon_{ре...})^m]$ и подобные тождественны для разных газов. Из этого, в частности, следует важный вывод о том, что при одинаковых значениях $(\epsilon_{ре...})^m$ и прочих равных условиях ($\tau = idem$, $\pi^m = idem$ и т. п.) внутренний КПД установки η_i остается неизменным при использовании любого идеального газа.

Таким образом, по тепловой экономичности безразлично, какой газ выбран в качестве рабочего тела для замкнутых ЯГТУ. Естественно, если в зависимостях типа представленных на рис. 3.20 перейти к действительным соотношениям: $\eta_i = f_1(\pi\epsilon)$, $\pi_{опт} = f_2(\pi\epsilon)$, $G = f_3(\pi\epsilon)$, $\phi = f_4(\pi\epsilon)$ и т. п., то эти соотношения будут существенно различаться для разных газов в соответствии с изменением для них показателя m (табл. 3.1, рис. 3.18, 3.21).

Таблица 3.1. Газовая постоянная R и коэффициенты k и m для различных газов

Газ	R	k	$\frac{k-1}{k} = m$
CO ₂	19,3	1,21	0,174
N ₂	30,3	1,38	0,275
He	212	1,67	0,401

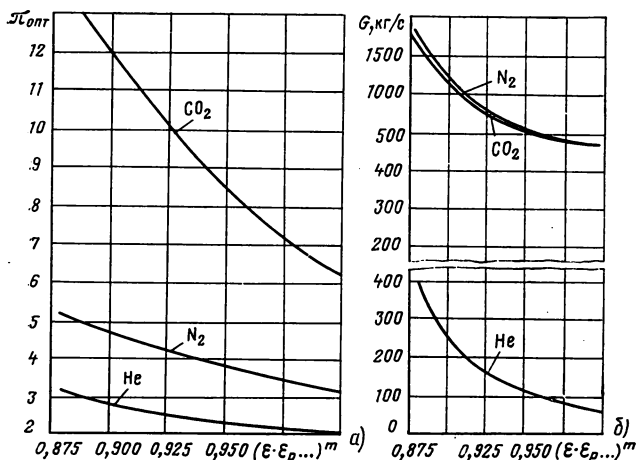


Рис. 3.21. Зависимость оптимальной степени повышения давления $\pi_{\text{опт}}$ (а) и массового расхода газа (б) от потери давления в контуре ЯГТУ для различных газов

Все это будет влиять на характеристики оборудования турбин, компрессоров, теплообменных аппаратов (регенераторов, холодильников) и, конечно, ядерного реактора в одноконтурной ЯГТУ. Если к этому добавить различие в физических свойствах газов (плотности, теплоемкости, теплопроводности и т. п.), также сильно влияющих на характеристики машинного и теплообменного оборудования, и затраты энергии (потери давления) на циркуляцию газа в контуре, то становится ясно, что окончательно расчет тепловой схемы и определение тепловой эффективности ЯГТУ могут быть проведены только после тщательной разработки и технико-экономической оптимизации всего оборудования ЯГТУ с учетом конкретных термодинамических и теплофизических свойств газа, выбранного в качестве рабочего тела.

3.7. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЯЭУ

Перспективность применения неводяных паров в *комбинированных ЯЭУ* обуславливается тем, что необходимое существенное повышение эффективности использования тепла, повышение единичной мощности установок, снижение их массогабаритных характеристик не могут быть достигнуты при использовании только водяного пара или газа. Повышение параметров водяного пара более 17,0—24,0 МПа и 810—840 К и единичной мощности агрегатов свыше 800—1200 МВт не дает существенного снижения удельных расходов теплоты и повышения их КПД установки.

Особо остро проблема повышения тепловой экономичности и единичной мощности энергоустановок стоит в атомной энергетике, где уже сейчас практически достигнут предел единичной мощности

турбоагрегатов. Как известно, повышение тепловой экономичности связано с повышением средней температуры рабочего тела при подводе теплоты и понижением средней температуры при отводе теплоты. Внедрение ВТГР и реакторов, работающих на расплавах солей, как уже отмечалось в § 3.6, позволяет повысить среднюю температуру рабочего тела и КПД энергетических установок газотурбинного цикла до 50—55 %. Однако максимальная температура рабочего тела при этом должна составлять 1273—1470 К, а давление более 6 МПа, что пока еще не освоено для промышленного использования. Недостаток газотурбинного цикла — высокая средняя температура рабочего тела при отводе теплоты, причем эта температура возрастает с повышением максимальной температуры рабочего тела. Для снижения в ГТУ температуры рабочего тела при отводе теплоты пришлось бы увеличить степень регенерации до экономически неоправданного значения.

Как показывают исследования термодинамических циклов и разработка тепловых схем, повышение средней температуры рабочего тела при вводе теплоты в цикле и понижение средней температуры рабочего тела при отводе теплоты с целью дальнейшего повышения тепловой экономичности ЯЭУ могут быть достигнуты при использовании (в дополнение к газу и воде) жидких металлов (калия, натрия, цезия и т. п.) и их паров, высококипящих органических теплоносителей (дифенила, дифенилметана и т. п.), низкокипящих веществ (фреона, углекислого газа, аммиака и т. п.). Преимущество использования различных рабочих тел наиболее полно реализуется в установках, работающих по *комбинированному циклу*.

В комбинированных установках во многих случаях целесообразно применение комбинации нескольких рабочих тел, каждое из которых используется в оптимальных для него интервалах температур и давлений. Такие установки принято называть *каскадными*. Наибольшее повышение экономичности, как показывают исследования, должно дать применение комбинированных термодинамических циклов, в которых сочетается водяной паротурбинный цикл с различными высокотемпературными циклами (газотурбинным, паротурбинным на парах металлов и других жидкостей с высокой температурой кипения, МГД-циклом и т. п.). Повышение тепловой экономичности и единичной мощности турбоагрегатов возможно также за счет применения бинарных циклов, где в качестве второй ступени к пароводяному циклу используется паротурбинный цикл с низкокипящим рабочим телом. Наконец, возможно использование сложных циклов, в которых сочетаются особенности, присущие газотурбинным и паротурбинным циклам. К таким циклам относятся газожидкостные циклы с рабочим телом CO_2 , парогазовые циклы, циклы на диссоциирующих газах.

Практическое применение на электростанциях, на транспорте, в судовых энергетических установках в настоящее время находят лишь *парогазовый цикл*, в верхней температурной ступени которого используется газотурбинный цикл, а в нижней — паротурбин-

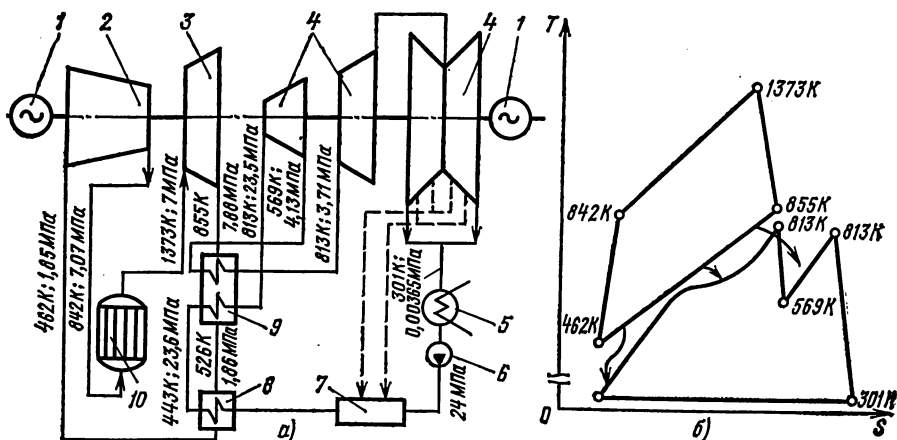


Рис. 3.22. Схема (а) и диаграмма цикла (б) бинарной гелиево-пароводяной установки АЭС:

1 — генераторы; 2 — компрессор; 3 — гелиевая турбина; 4 — паровые турбины; 5 — конденсатор; 6 — насос; 7 — регенеративные подогреватели; 8 — экономайзер; 9 — парогенератор; 10 — реактор

ный. Применение бинарных циклов с газотурбинной ступенью для ЯЭУ впервые было предложено в Советском Союзе Е. Ф. Ратниковым. На рис. 3.22 показаны диаграмма такого цикла и тепловая схема ядерной парогазовой установки ЯПГУ.

КПД такой установки с ВТГР, простой схемой ГТУ и с циклом Ренкина в паровой части можно рассчитать по формуле

$$\eta_i^{\text{пр}} = \frac{(1 - \tau \pi^m) - (\pi^m - \tau)(1 - \eta_p)}{(\Theta - \tau \pi^m)/K_T}. \quad (3.94)$$

Здесь $\tau = T_3/T_1$ — отношение предельных температур газовой ступени; η_p — КПД паротурбинной части (цикла Ренкина); $\Theta = T_{\text{п}}^{\text{макс}}/T_1$; $T_{\text{п}}^{\text{макс}}$ — максимальная температура покрытия твэлов; $K_T = (T_{\text{п}}^{\text{макс}} - T_4)/(T_1 - T_4)$, где T_4 — температура газа на входе в реактор. При простой схеме и начальной максимальной температуре в газовом цикле $T_1 = 1076 \div 1276$ К, $\eta_p = 0,4$ в паровой части, $\eta_i^{\text{пр}}$ может составлять 0,50—0,62.

Важная особенность комбинированных установок и, в частности, ЯПГУ — сложная зависимость их суммарного КПД от параметров циклов и тепловых схем отдельных ступеней. Максимальный КПД парогазового цикла не соответствует оптимальным циклам и схемам взятых отдельно на те же параметры газотурбинной и паротурбинной установок. Таким образом, нельзя получить максимальный КПД комбинированной установки простым соединением в одно целое двух эффективно работающих автономных установок. Например, расчеты показывают, что для схемы (см. рис. 3.22) применение регенерации в газотурбинной части дает положительный эффект только при температуре выше 1170 К.

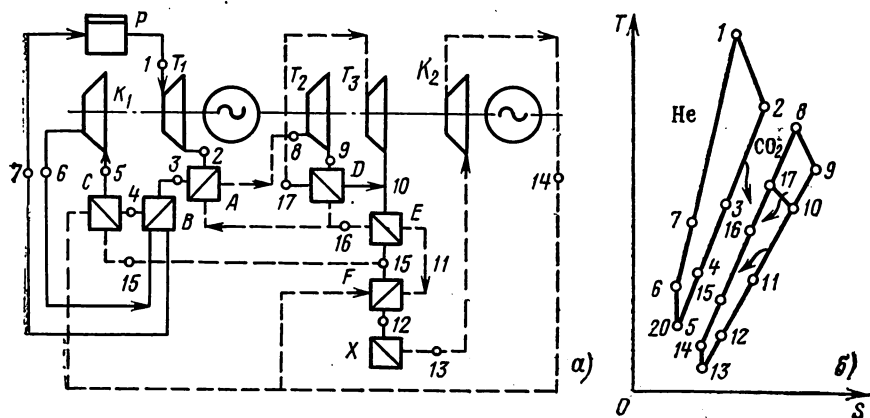


Рис. 3.23. Схема (а) и диаграмма цикла (б) бинарной гелиево-углекислотной установки:

T_1 — гелиевая турбина; T_2 и T_3 — углекислотные турбины; А — теплообменник гелий — CO_2 (парогенератор CO_2); В — регенеративный подогреватель гелия; С — теплообменник He — CO_2 (холодильник He); Е, F — теплообменники — регенераторы CO_2 ; X — холодильник CO_2 ; K_1 — гелиевый компрессор; K_2 — углекислотный компрессор.

Промежуточное охлаждение газа в процессе сжатия ЯПГУ неэффективно. Повышение начальной температуры газа до 1470 К в этом цикле для получения максимального КПД приводит к снижению регенеративного подогрева питательной воды в паротурбинной части до 370—540 К.

В литературе рассматриваются схемы и циклы ЯПГУ с использованием вместо пароводяной части цикла на CO_2 или аммиаке (рис. 3.23). По сравнению с пароводяными в установках с такими циклами существенно сокращается расход воды на техническое водоснабжение, исключаются элементы схемы, работающие под вакуумом, и сокращаются габариты турбин. Однако применение CO_2 сопряжено с целым рядом технических трудностей, препятствующих его использованию: высокое рабочее давление в углекислотной ступени (30—35 МПа), возможность интенсивной коррозии оборудования при проникновении углекислоты в воду или наоборот, диссоциация углекислоты при температуре выше 1070 К. Все это привело к тому, что в настоящее время углекислотные циклы используются только на опытных промышленных установках.

Другой способ, позволяющий существенно повысить эффективность преобразования тепловой энергии, который, так же как и парогазовый ЯПГУ, был апробирован в промышленном масштабе, — использование в высокотемпературной ступени бинарного цикла установок, работающих на парах металлов. В 1925—1948 гг. в США было построено несколько электростанций на органическом топливе, работающих по бинарному ртутно-водяному циклу. Вследствие недостатков ртути как рабочего тела (интенсивной коррозии конструкционных материалов при температуре выше

770 К, токсичности) в то время эти установки с небольшим КПД (0,38) не смогли конкурировать с работающими на водяном паре.

Успешное использование в ядерных реакторах жидких металлов (натрия и калия), их бесспорные преимущества как теплоносителей для высокотеплонапряженных реакторов и теплообменных устройств вновь открыли перспективу использования в ЯЭУ *бинарных циклов*, в верхней ступени которых располагается цикл Ренкина на паре металла. Наиболее подходящим рабочим телом такого цикла является калий, имеющий низкое давление пара при температурах 1070—1270 К (0,2—1 МПа) и обладающий при этих температурах удовлетворительной совместимостью пара с железохромсникелевыми сплавами и сплавами на никелевой основе или сплавами ниобия. Было сделано много попыток найти другие вещества, которые в высокотемпературном паровом цикле были бы лучше калия. Оказалось, что только цезий и рубидий имеют требуемые характеристики, но оба дороги и их запасы незначительны. Натрий имеет более высокую температуру кипения. По сравнению с ртутью калий менее агрессивен, очень хорошо смачивает поверхности из нержавеющей стали, что в сочетании с более высокой теплопроводностью упрощает проблемы теплопередачи.

На рис. 3.24 приведена тепловая схема электростанции с бинарным циклом и реактором на расплаве солей, разработанная в Окриджской национальной лаборатории (США). Параметры калиевого цикла: максимальные температура 1111 К и давление 0,2 МПа; минимальные температура 766 К и давление 0,0167 МПа. Все выделяемое в конденсаторе калия тепло передается в цикл водяного пара, где используется конденсационная турбина с закрытичскими параметрами: давлением 27,56 МПа и температурой 838 К. При указанных параметрах КПД АЭС 54,6 %.

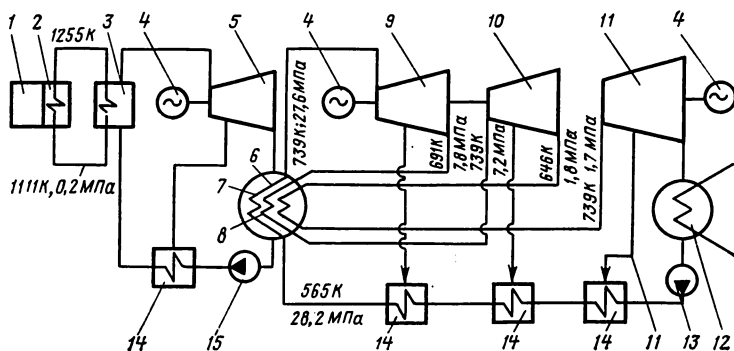


Рис. 3.24. Схема АЭС с бинарным паровым циклом и жидкометаллическим реактором:

1 — активная зона реактора; 2 — теплообменник топливо — соль; 3 — теплообменник соль — калиевый пар (калиевый парогенератор); 4 — генераторы; 5 — калиевая турбина; 6 — теплообменник калиевый пар — вода; 7 — парогенератор; 8 — промежуточные пароперегреватели; 9 — турбина сверхвысокого давления; 10 — турбина высокого давления; 11 — турбина низкого и среднего давления; 12 — конденсатор водяного пара (вакуум 0,01 МПа); 13 — конденсатный насос; 14 — регенеративный подогреватель; 15 — циркуляционный насос калиевого контура

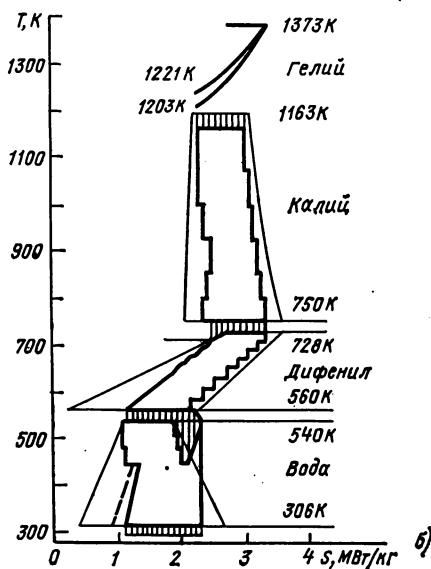
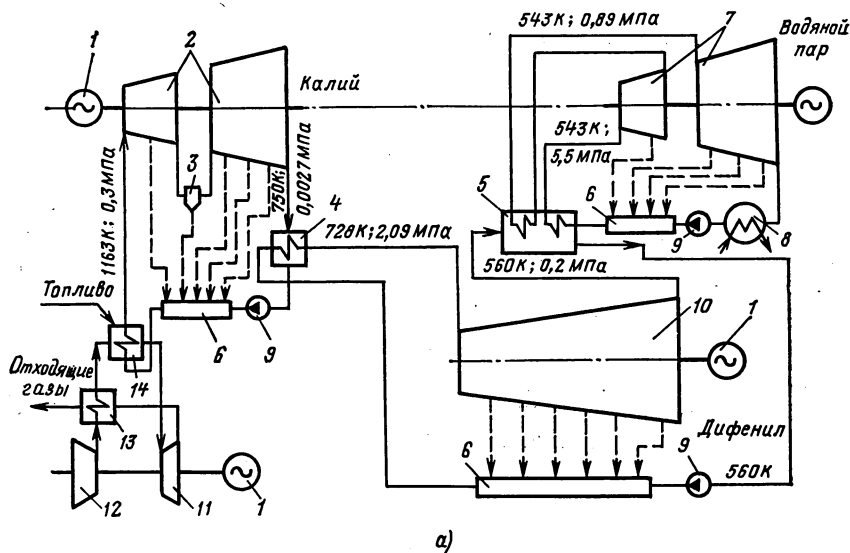


Рис. 3.25. Схема установки, работающей по тройному циклу калий—дифенил—вода на органическом топливе (а), и диаграмма ее цикла (б):

1 — электрогенераторы; 2 — турбины на калиевом паре; 3 — сепаратор калия; 4 — теплообменник калий—дифенил; 5 — парогенератор и промперегреватель водяного пара; 6 — регенеративные подогреватели; 7 — турбины на насыщенном водяном паре; 8 — конденсатор; 9 — питательные насосы; 10 — турбина на паре дифенила; 11, 12 — турбина и компрессор наддувной ГТУ; 13 — воздушный подогреватель; 14 — парогенератор калия

В развитие преимуществ бинарных циклов с парами металлов были предложены различные циклы с тремя рабочими телами (тринарные циклы). На рис. 3.25 приведены $T-S$ -диаграмма и тепловая схема такого тринарного цикла: его высокотемпературная ступень — цикл на парах калия, низкотемпературная — цикл на насыщенном водяном паре и промежуточная — цикл на органическом теплоносителе дифениле.

Таблица 3.2. Параметры тринарного цикла

Цикл	Максимальные параметры	Минимальные параметры	КПД, %	Мощность турбины, МВт
Цикл № 1 (калий)	1163 К/0,3 МПа	750 К/0,0027 МПа	29,1	291
Цикл № 2 (дифенил)	728 К/0,9 МПа	560 К/0,2 МПа	16,9	119,5
Цикл № 3 (вода)	543 К/5,5 МПа	306 К/0,005 МПа	33,6	198,1
Тринарный цикл	—	—	60,9	608,6

Основные параметры циклов приведены в табл. 3.2. Назначение дифенильного контура двоякое — разделить калий и воду для обеспечения большей безопасности и несколько повысить суммарный КПД цикла, приблизив его к циклу Карно. Во всех циклах, как видно из рис. 3.25, предусмотрены многочисленные отборы рабочего тела на регенерацию, что создает условия для подвода теплоты к каждому веществу преимущественно при температуре испарения. КПД предлагаемого цикла калий — дифенил — вода при максимальной температуре цикла 1150 К достигает 60—56 % в зависимости от типа реактора и необратимых потерь теплоты в цикле. Такой КПД является чрезвычайно высоким. КПД цикла Карно в том же интервале температур равен 73,7 %, т. е. степень карнотизации тринарного цикла достигает 0,825. Кроме рассмотренного цикла, в литературе предложены и другие тринарные циклы, например ртутно-водоуглекислотный цикл, цезий-ртутно-водяной и др.

Из сравнения термических КПД характерных циклов машинного преобразования энергии (рис. 3.26) видно, что наибольшие КПД имеют бинарный и тринарный паровые циклы, близкие к ним значения получаются на бинарных гелий-водяных циклах. Это позволяет рассматривать указанные циклы как возможную основу совершенствования ЯЭУ будущего. Однако надо иметь в виду, что главными проблемами при разработке таких комбинированных установок являются: в случае использования щелочных металлов при температурах выше 1150—1250 К коррозия и длительная прочность конструкционных материалов; в случае использования гелия

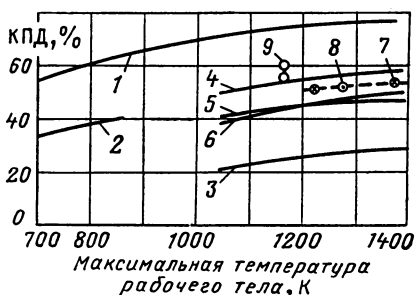


Рис. 3.26. КПД термодинамических циклов:

1 — цикл Карно; 2 — обычный пароводяной цикл; 3 — простой газотурбинный цикл; 4 — комбинированный калий-паровой цикл; 5 — бинарный цикл воздух-водяной пар; 6 — цикл замкнутой ГТУ на гелии с промежуточным охлаждением и регенерацией; 7, 8 — бинарный гелий-пароводяной цикл; 9 — тринарный цикл калий-дифенил-водяной пар

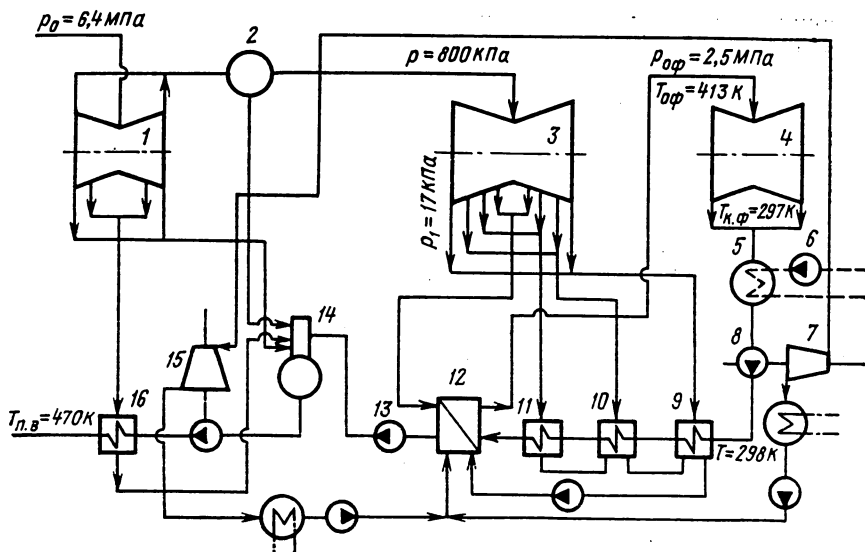


Рис. 3.27. Тепловая схема водорефрижераторной установки на базе варианта проекта турбины на насыщенном паре мощностью 2000 МВт:

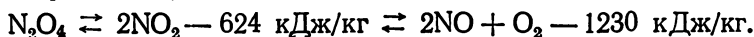
1 — цилиндр высокого давления; 2 — сепаратор; 3 — цилиндр низкого давления; 4 — фреоновая турбина; 5 — фреоновый конденсатор; 6 — циркуляционный насос; 7 — турбопривод; 8 — фреоновый насос; 9—11 — подогреватели фреона; 12 — парогенератор фреона; 13 — конденсаторный насос; 14 — деаэрактор; 15 — турбопривод питательного насоса; 16 — подогреватель высокого давления

при больших давлениях и температурах 1300—1600 К — разработка высокопрочных дешевых конструкционных материалов и конструкций, обладающих необходимой плотностью.

Менее эффективен в термодинамическом отношении, но позволяет повысить единичную мощность паротурбинных установок (за счет повышения давления за пароводяной турбиной) *бинарный водорефрижераторный цикл*, в верхней ступени которого используется водяной пар, а в нижней — фреон (низкокипящее рабочее тело). На рис. 3.27 показана схема водорефрижераторной установки. В этой установке давление пара на выходе из пароводяной турбины выше обычного (17 кПа), конденсатор турбины заменен фреоновым парогенератором, из которого фреоновый пар ($p = 2,5$ МПа, $T = 413$ К) направляется в фреоновую турбину, а затем в конденсатор. Регенеративный подогрев фреона перед поступлением его в парогенератор осуществляется паром из отборов ЦНД пароводяной турбины. Тепловая экономичность водорефрижераторных установок выше соответствующих пароводяных только при температурах конденсации фреона ниже температуры конденсации водяного пара в сравниваемых установках. При равных начальных и конечных параметрах водорефрижераторные установки имеют тепловую экономичность ниже базовых паротурбинных установок. Возникшие дополнительные трудности при разработке мощных высокоэкономичных

фреоновых турбин привели к тому, что в настоящее время этот цикл не рассматривается как перспективный для ЯЭУ.

Поиск теплоносителей для высокоэнергонапряженных реакторов на быстрых нейтронах привел советских ученых А. К. Красина и Б. В. Нестеренко к идее использования в реакторах *диссоциирующих газов*. Наиболее эффективным из этих газов является четырехокись азота N_2O_4 , характеризующаяся следующей термически обратимой реакцией, значительно улучшающей теплообмен:



Температурный интервал для первой стадии реакции 394—443 К, для второй 413—1123 К. Кроме того, N_2O_4 обладает малой скрытой теплотой конденсации, высокой теплоемкостью и теплопроводностью, не оказывает существенного влияния на замедление и захват нейтронов в реакторе. Перечисленные свойства N_2O_4 дают возможность при давлениях 14—15 МПа обеспечить необходимый отвод тепла из активной зоны, улучшив при этом по сравнению с натриевым охлаждением нейтронно-физические характеристики реактора на быстрых нейтронах. Время удвоения топлива (см. гл. 4) в реакторах с теплоносителем N_2O_4 по проектным разработкам составит 5—7 лет.

Верхний предел термической и радиационной стойкости N_2O_4 820 К. Исследования показали, что при этой температуре с учетом кинетики реакций целесообразно применение газожидкостного цикла и тепловой схемы, показанной на рис. 3.28. Начальные давление и температура рабочего тела в цикле соответственно 15,1 МПа и 553 К, конечное давление 0,2 МПа, давление и температура промежуточной регенерации 2—3 МПа, 459—397 К, КПД установки 28,5—35,0 %. При таких относительно невысоких начальных температурах этот КПД выше, чем на любом другом рабочем теле. К недостаткам N_2O_4 как теплоносителя, сильно затрудняющим его практическое использование, следует отнести высокую токсичность и коррозионную агрессивность в случае попадания в него влаги (образуется азотная кислота).

Расширяющиеся возможности высокотемпературной ядерной энергетики определили интерес к МГД-установкам замкнутой схемы с ядерным реактором. Основной принцип работы МГД-устано-

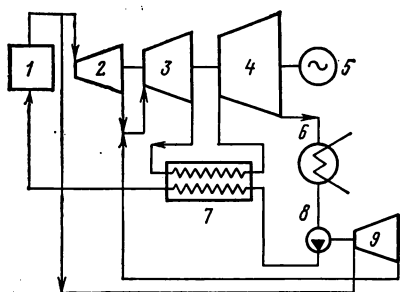


Рис. 3.28. Тепловая схема АЭС, работающей по газожидкостному циклу с N_2O_4 в качестве теплоносителя:

1 — реактор; 2 — турбина высокого давления; 3 — турбина среднего давления; 4 — турбина низкого давления; 5 — генератор; 6 — конденсатор; 7 — регенератор; 8 — питательный насос; 9 — турбина привода насоса

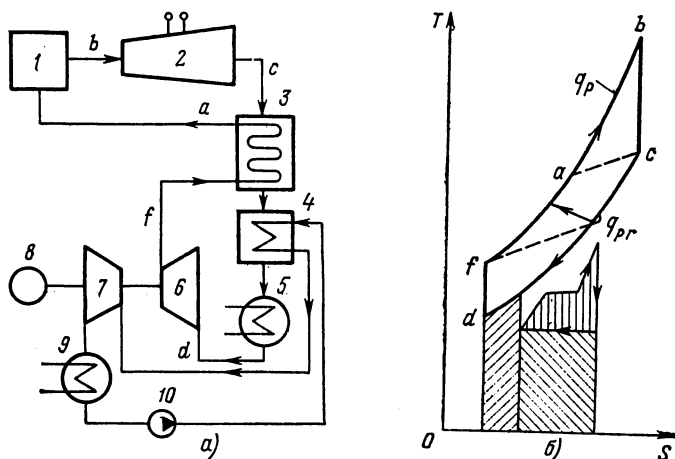


Рис. 3.29. Тепловая схема (а) и диаграмма цикла (б) АЭС с МГД-генератором, работающей по парогазовому циклу:

1 — высокотемпературный ядерный реактор; 2 — МГД-генератор; 3 — регенератор; 4 — парогенератор; 5 — охладитель рабочего газа; 6 — компрессор; 7 — паровая турбина; 8 — генератор; 9 — конденсатор; 10 — питательный насос

вок — безмашинная выработка электроэнергии потоком электропроводящего газа (низкотемпературной плазмы) или электропроводной жидкости (жидкого металла), пересекающим магнитное поле. В последние годы исследуются схемы АЭС с МГД-генераторами и высокотемпературным ядерным реактором, нагревающим гелий до 2300—2800 К. Рассматриваются как перспективные мощные космические АЭС с газоза-ными реакторами и МГД-генераторами с температурой на выходе из реактора 3000—4000 К. Соответствующие схемы изображены на рис. 3.29 и 3.30.

Создание замкнутых АЭС и ЯЭУ различного назначения с МГД-генераторами, работающими на газозобразном рабочем теле, — задача очень сложная. Достаточно сказать, что начальная температура должна быть не ниже 2500 К. В связи с этим пока еще остаются нерешенными многие вопросы конструкции

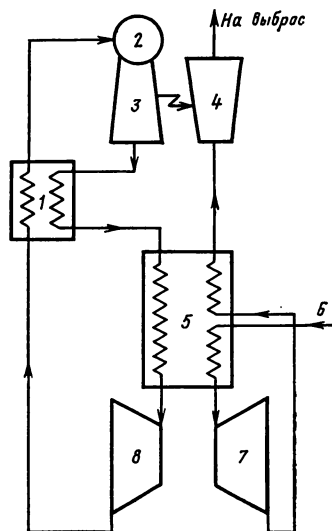


Рис. 3.30. Схема замкнутой ЯЭУ с МГД-генератором и ГТУ:

1 — регенератор; 2 — газозафазный реактор; 3 — МГД-генератор; 4 — ускоритель; 5 — теплообменник; 6 — рабочее тело; 7 — газовая турбина; 8 — компрессор

и работоспособности самого МГД-генератора, высокотемпературного реактора и теплообменников. Что касается ближайшей перспективы, то уже имеющиеся ВТГР, обеспечивающие среднюю температуру при подводе теплоты в цикл порядка 1000 К, позволяют выдвигать в число первоочередных МГД-установки, работающие на жидком металле. Эти установки целесообразно использовать как верхнюю ступень в бинарных циклах совместно с паротурбинной или газотурбинной установками.

В большинстве предложенных в настоящее время схем МГД-установок с жидкометаллическим рабочим телом металл разгоняется за счет периодически превращающегося в пар компонента жидкого металлического рабочего тела, обычно имеющего более низкую температуру кипения. Схема такой установки — двухконтурная (рис. 3.31). В контуре *I* постоянно циркулирует жидкость, а в контуре *II* — пар, который обеспечивает ускорение жидкого металла, после чего он конденсируется в парогенераторе пароводяного цикла. Жидкость, циркулирующая в контуре *I*, нагревается в реакторе, затем смешивается с легкокипящей жидкостью контура *II* в смесителе, испаряет ее и вместе с паром поступает в разгонное сопло. Ускорившись, основной поток, освободившись от пара в сепараторе, направляется в МГД-канал. Цикл парового контура изображен на рис. 3.31, б.

Давление заторможенного потока на выходе из МГД-канала таково, что исключается необходимость применения насоса для циркуляции рабочего тела в контуре реактора. Выбор оптимальных параметров МГД-установки определяется следующими зависимостями.

Суммарная работа расширения в разгонном сопле в единицу времени

$$L_{\text{рас}} = G_{\text{п}} R_{\text{п}} T_1 \ln(p_1/p_2) + (G_{\text{п}} + G_{\text{ж}}) \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) + G_{\text{ж}} (p_2 - p_1) v_{\text{ж}}, \quad (3.95)$$

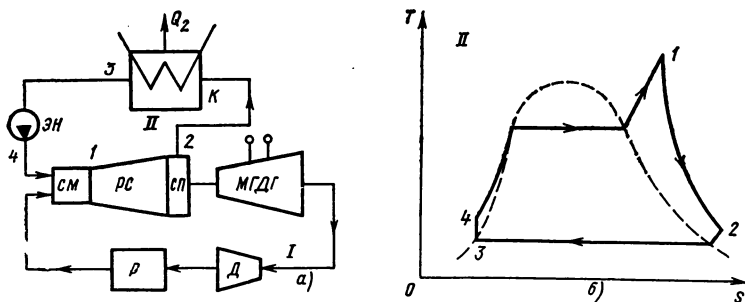


Рис. 3.31. Тепловая схема двухконтурной ЯЭУ с МГД-генератором на жидком металле (а) и диаграмма цикла второго контура (б):

I — жидкометаллический контур; *II* — парожидкостный контур; *Р* — ядерный реактор; *СМ* — смеситель; *РС* — разгонное сопло; *СП* — сепаратор; *МГДГ* — МГД-генератор; *Д* — диффузор; *ЭН* — электромагнитный насос; *К* — конденсатор.

где p_1 , T_1 , w_1 — давление, температура, скорость пара на входе в сопло; w_2 — скорость на выходе из сопла; p_2 — давление на входе в МГД-канал; $G_{ж}$, $G_{п}$ — соответственно массовый расход жидкости и пара; $v_{ж}$ — удельный объем жидкости; $R_{п}$ — газовая постоянная для пара.

Работа сжатия, затрачиваемая в электромагнитном насосе и диффузоре,

$$L_{сж} = G_{ж}(p_1 - p_2)v_{ж} + G_{п}(p_1 - p_2)v_{к}. \quad (3.96)$$

Термический КПД МГД-цикла

$$\eta_t = \frac{L_{рас} - L_{сж}}{Q_1} = \frac{(G_{п} + G_{ж})(w_2^2 - w_1^2) - 2G_{п}(p_1 - p_2)v_{к}}{2Q_1}, \quad (3.97)$$

где $v_{к}$ — удельный объем конденсата рабочего пара; Q_1 — теплота, подведенная в реакторе в единицу времени.

Полезную работу $L_{п}$ можно получить, используя зависимости (3.95) — (3.97):

$$\frac{L_{п}}{G_{п}} = \left[\frac{1}{1 + \alpha_{п}} RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2} + \frac{(p_1 - p_2)v_{ж}}{\alpha_{п}} \frac{1}{(1 + \alpha_{п})} \right] \eta_{с} \eta_{сеп} \eta_{г} - \\ - \left(1 + \frac{\Sigma \Delta p_{ж}}{p_1 - p_2} \right) \frac{(p_1 - p_2)v_{ж}}{\alpha_{п} \eta_{д}} - \left(1 + \frac{\Sigma \Delta p_{п}}{p_1 - p_2} \right) (p_1 - p_2) \frac{v_{к}}{\eta_{н}}.$$

Здесь $\Sigma \Delta p_{п}$ и $\Sigma \Delta p_{ж}$ — потери давления по паровому и жидкостному трактам; $\eta_{с}$, $\eta_{сеп}$, $\eta_{г}$, $\eta_{д}$, $\eta_{н}$ — относительные КПД сопла, сепаратора, генератора, диффузора, насоса; $\alpha_{п} = G_{п}/G_{ж}$.

Отводимую в паротурбинный цикл теплоту Q_2 можно найти через удельную энтальпию пара $i_{пс}$ на выходе из сепаратора и удельную энтальпию его конденсата $i_{к}$ по формуле

$$Q_2 = G_{п}(i_{пс} - i_{к}). \quad (3.98)$$

Внутренний КПД цикла с МГД-генератором

$$\eta_{в} = L_{ц}/(L_{ц} + Q_2). \quad (3.99)$$

При определении электрического КПД всей ступени МГД-генератора необходимо учитывать затраты энергии на создание магнитного поля и потери в электрических преобразователях $\eta_{пр}$:

$$\eta_{э} = \eta_{в} \eta_{пр}. \quad (3.100)$$

Термодинамический анализ показывает, что при максимальной температуре бинарного цикла 1143 К, температуре на выходе МГД-канала 900 К, температуре пара 823 К и использовании двухкомпонентного рабочего тела (калий — литий, цезий — литий) суммарный КПД комбинированной установки может достигать 53 % (КПД паротурбинной части 40 %). При двухкомпонентном рабочем теле и начальной температуре бинарного цикла 1253 К экономия теплоты от надстройки МГД-генератора может составлять дополнительно к паротурбинному циклу ~17 %. Это находится при-

мерно на одном уровне с экономичностью других комбинированных установок. Основные проблемы в создании МГД-генераторов на жидком металле — разработка надежного технологического оборудования и вопросы технико-экономической целесообразности, так как при современных стоимости оборудования и технологии стоимость электроэнергии на АЭС с МГД-генератором выше, чем на ТЭС и АЭС обычных типов.

3.8. КОСМИЧЕСКИЕ ЯЭУ

Тепловые схемы космических ЯЭУ с паро- или газотурбинным циклом рассчитывают так же, как и для стационарных установок. Принципиальная особенность заключается в выборе нижней температуры рабочего тела T_2 и верхней T_1 . Для космической энергоустановки со сбросом теплоты излучением температуру T_2 желательно повышать, чтобы уменьшить размеры и массу *холодильника-излучателя*, однако при этом уменьшается разность температур $T_1 - T_2$ при заданной T_1 , что приводит к уменьшению термического КПД η_t и КПД установки в целом. Ясно, что должен существовать optimum отношения T_2/T_1 для получения, например, максимальной удельной мощности (мощности, отнесенной к площади холодильника излучателя).

Рассмотрим идеальный цикл космической энергетической установки

$$\eta_t = N_{\text{нд.ц.}}/N_T; \quad (3.101)$$

$$N_H = N_T - N_{\text{нд.ц.}} = N_{\text{нд.ц.}} \left(\frac{1 - \eta_t}{\eta_t} \right), \quad (3.102)$$

где $N_{\text{нд.ц.}}$, N_T и N_H — адиабатическая мощность цикла, тепловая мощность источника тепла и мощность холодильника соответственно:

$$N_H = \varepsilon \sigma T_2^4 F_H;$$

ε — степень черноты поверхности излучения; σ — постоянная Стефана — Больцмана; F_H — площадь излучающей поверхности.

Из рассмотренных выражений следует

$$\frac{N_{\text{нд.ц.}}}{F_H} = \frac{N_H \eta_t}{F_H (1 - \eta_t)} = \varepsilon \sigma T_2^4 \frac{\eta_t}{1 - \eta_t}. \quad (3.103)$$

Подставив вместо термического КПД его выражение через температуры T_1 и T_2 , получим

$$\frac{N_{\text{нд.ц.}}}{F_H} = \varepsilon \sigma T_1^4 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^3 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (3.104)$$

Поскольку

$$(T_2/T_1)_{\text{опт}} = 0,75, \text{ то } \eta_{t \text{ макс}} = 0,25. \quad (3.105)$$

Таким образом, видно, что из условия получения максимума удельной работы энергоустановки при минимальной массе холодильни-

ка-излучателя, а он, как правило, определяет габариты и массу всей космической энергоустановки, приходится мириться с невысоким КПД установки. Если учесть остальные составляющие КПД, то КПД энергетической установки $\eta_{\text{эу}}$ принимает значения в среднем от 2 до 12 %.

Повышение температуры T_1 ограничено в основном стойкостью материалов конструкции в среде высокотемпературного и, как правило, агрессивного пара. Понижение T_2 ограничено, как указывалось, ростом размеров и массы излучателя и, кроме того, увеличением доли конденсата в паре, что приводит к уменьшению КПД турбины из-за двухфазности потока и увеличения эрозионного воздействия конденсата на проточную часть турбины.

Для уменьшения размеров и массы космической энергоустановки температуру T_1 следует выбирать как можно более высокой. Это практически однозначно определяет и выбор рабочего тела энергетического контура. Дело в том, что для обеспечения высокой надежности целесообразно иметь в контуре относительно невысокое давление, поэтому, судя по кривым насыщения, при низких температурах можно применять воду, при более высоких — органические теплоносители, при самых высоких — что требуется для космических энергоустановок — жидкие металлы, соответственно по мере повышения температуры: ртуть, калий, натрий, литий.

В отличие от паротурбинного цикла в газотурбинном температура излучающей поверхности холодильника-излучателя не остается постоянной, изменяясь от T_2 до T_3 . Это приводит к дополнительному увеличению удельной площади холодильника-излучателя, которая может быть представлена в виде

$$\bar{F}_n = \frac{F_n}{N_{\text{ид.ц}}} = \frac{1}{\varepsilon \sigma T_2^4} \frac{1 - \eta_t}{\eta_t} A. \quad (3.106)$$

В эту формулу по сравнению с выражением (3.103) введен коэффициент A , который учитывает падение температуры по длине холодильника излучателя:

$$A = \frac{1}{3} \frac{(T_2/T_3)^3 - 1}{1 - T_3/T_2}. \quad (3.107)$$

Величина A при изменении T_3/T_2 в интервале от 0,5 до 1 уменьшается примерно от 4,5 до 1. Таким образом, чем больше отличие T_3/T_2 от единицы, тем больше увеличивается площадь холодильника-излучателя. Обычно для газотурбинных установок $T_2/T_3 \approx 0,6$. Этому значению соответствует $A = 3$.

КПД энергоустановки с термоэлектрическим генератором. Для работы термоэлектрического генератора так же, как и для любой тепловой машины, требуется источник теплоты мощностью N_1 с температурой T_1 и холодильник для сброса теплоты мощностью N_2 с температурой T_2 . Удельную полезную работу в единицу времени назовем мощностью цикла $N_{\text{ц}}$:

$$N_{\text{ц}} = N_1 - N_2. \quad (3.108)$$

Величину N_1 можно представить в виде следующих составляющих:

$$N_1 = N_{1П} + N_\lambda + 1/2 N_{дж}, \quad (3.109)$$

где $N_{1П}$ — тепловая мощность Пельтье, поглощаемая горячим спаем; N_λ — тепловая мощность, перетекающая по термоэлектродам от горячих спаев к холодным за счет механизма теплопроводности; $N_{дж}$ — мощность джоулевого тепловыделения. Обычно считается, что джоулево тепло делится поровну между горячими и холодными спаями термоэлектродов. В выражении (3.109) не учтены некоторые второстепенные потери, такие как теплоотвод с боковых поверхностей термоэлементов за счет конвекции и лучеиспускания.

Аналогично можно представить

$$N_2 = N_2 r + N_\lambda + 1/2 N_{дж}; \quad (3.110)$$

$$N_{1П} = \bar{\alpha}_{ab} I T_1; \quad N_{2П} = \bar{\alpha}_{ab} I T_2; \quad N_{дж} = I^2 r. \quad (3.111)$$

Для простоты впредь коэффициент средней дифференциальной термо-ЭДС $\bar{\alpha}_{ab}$ будем обозначать α . Подставив (3.111) в (3.108), получим

$$N_\pi = \alpha I (T_1 - T_2) - N_{дж}. \quad (3.112)$$

Эффективный КПД цикла

$$\eta_{ц.эф} = \frac{N_\pi}{N_1} = \frac{\alpha I (T_1 - T_2)}{N_{1П} + N_\lambda + 1/2 N_{дж}}. \quad (3.113)$$

Положив в этом выражении потери N_λ и $N_{дж}$ равными 0, получим, что

$$\eta_{ц.эф}^{\text{макс}} = (T_1 - T_2)/T_1 = \eta_t.$$

Таким образом, в идеальном цикле без потерь предельный КПД равен точно термическому КПД цикла Карно.

Реальный КПД термоэлектрического генератора можно определить из выражения (3.113). Обозначим R , r_a и r_b — сопротивление нагрузки во внешней цепи и внутренние сопротивления термоэлементов a и b соответственно; f_a , f_b — площади полезного сечения термоэлементов; ρ_a , ρ_b — удельные электрические сопротивления материалов термоэлектродов; λ_a , λ_b — коэффициенты теплопроводности термоэлементов; l_a , l_b — длины. Отдельные члены в формуле (3.113) выразили следующим образом:

$$N_\pi = I^2 R, \quad (3.114)$$

или

$$N_\pi = \alpha I (T_1 - T_2) - I^2 r. \quad (3.115)$$

Полное сопротивление термоэлементов определяется по формуле

$$r = r_a + r_b = \rho_a \frac{l_a}{f_a} + \rho_b \frac{l_b}{f_b} = l \left(\frac{\rho_a}{f_a} + \frac{\rho_b}{f_b} \right),$$

где принято $l_a = l_b = l$.

Приравнивая выражения (3.114) и (3.115), получаем

$$I = \alpha (T_1 - T_2)/r (\Theta + 1), \quad (3.116)$$

где $\Theta = R/r$ — отношение сопротивлений нагрузки и внутренней цепи. Подставим в выражение (3.113) значения входящих в него величин и, выполнив преобразования, запишем

$$\eta_{ц.эф} = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \left[1 + \frac{\lambda r}{\lambda^2} \frac{(\Theta + 1)^2}{T_1 \Theta} + \frac{T_1 + T_2}{2\Theta T_1}\right]^{-1}, \quad (3.117)$$

где $\lambda = (\lambda_a f_a + \lambda_b f_b)/l$.

Обозначим как физический КПД выражение

$$\eta_\Phi = \left[1 + \frac{\lambda r}{\lambda^2} \frac{(\Theta + 1)^2}{T_1 \Theta} + \frac{T_1 + T_2}{2T_1 \Theta}\right]^{-1}. \quad (3.118)$$

Тогда

$$\eta_{ц.эф} = \eta_i \eta_\Phi, \quad (3.119)$$

при этом мощность цикла $N_{ц.эф} = \eta_{ц.эф} N_1$.

Так как в выражении (3.118) все члены положительны, то $\eta_\Phi < 1$, значит, $\eta_{ц.эф} < \eta_i$. Сразу подчеркнем, что если величина η_i достигает в термоэлектрических генераторах больших значений, порядка 40—60 %, то потери на теплопроводность и джоулево тепло, а это главные потери, уменьшают указанное значение на 85—95 %, т. е. η_Φ составляет всего 0,05—0,15.

В значительной степени, как видно из выражения (3.118), η_Φ определяется величиной $\lambda r/\alpha^2$, или обратной величиной $z = \alpha^2/(\lambda r)$, предложенной для характеристики качества термоэлектродных материалов А. Ф. Иоффе. Чем больше z , тем больше η_Φ .

Для увеличения z надо подбирать материалы с большими значениями α , малыми коэффициентами теплопроводности и малым электрическим сопротивлением. Однако при уменьшении теплопроводности растет электрическое сопротивление материала, поэтому для получения максимального η_Φ нужно искать оптимальные соотношения указанных физических параметров, а также геометрических размеров. Оптимальное значение этого соотношения

$$Q_{опт} = \sqrt{z (T_1 + T_2)/2 + 1}. \quad (3.120)$$

Для большинства случаев $Q_{опт} = 1,3 \div 1,4$.

Приведем некоторые из применяемых материалов в соответствии с оптимумом $z = f(T)$: теллуриды и селениды свинца и висмута ($PbTe$, $PbSe$, Bi_2Te_3 , Bi_2Se_3) используются при относительно низких и средних температурах (300—900 К), оксиды и силициды металлов ($Cr_2O_3 + NiO$; $CrSi_2$, $MnSi_2$, $MoSi_2$ и др.) — при температурах до 1400 К.

Преобразуя выражение (3.117) с учетом (3.120), можно получить зависимость $\eta_{ц.эф}$ от отношения температур $\bar{T}_2 = T_2/T_1$:

$$\eta_{ц.эф} = (1 - \bar{T}_2) \frac{Q_{опт} - 1}{Q_{опт} + \bar{T}_2}. \quad (3.121)$$

Помимо потерь энергии, оцениваемых величиной $1-\eta_{\text{ф}}$, в установке с термоэлектрическими генераторами часть тепла излучается с боковых поверхностей термоэлектродов. Наличие этих потерь учитывается с помощью теплового КПД

$$\eta_{\text{т}} = \frac{N_{\text{ц}}}{N_{\text{ц.эф}}} = \frac{N_{\text{ц.эф}} - N_{\text{т.п}}}{N_{\text{ц.эф}}} = 1 - \frac{N_{\text{т.п}}}{N_{\text{ц.эф}}}, \quad (3.122)$$

где $N_{\text{ц}}$ — мощность цикла с учетом потерь тепла с боковых поверхностей термоэлектродов; $N_{\text{т.п}}$ — мощность тепловых потерь.

Мощность термоэлектрического генератора понижается из-за потерь на изоляции и элементах коммутации, соединяющих термоэлектроды в электрической цепи. Эти потери обычно оцениваются с помощью КПД, учитывающего электрические потери:

$$\eta_{\text{э}} = 1 - \frac{I^2 (r_{\text{ком}} + r_{\text{изол}})}{I^2 (R + r + r_{\text{ком}} + r_{\text{изол}})}, \quad (3.123)$$

где $r_{\text{ком}}$ и $r_{\text{изол}}$ — электрические сопротивления элементов коммутации и изоляции соответственно.

Часть мощности в энергоустановке расходуется на привод насосов для перекачки теплоносителя, если таковой используется, а также на привод систем управления. Уменьшение мощности на эти цели можно оценить с помощью механического КПД:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{эу}}}{N_{\text{ц}}} = \frac{N_{\text{ц}} - N_{\text{нас}} - N_{\text{прив}}}{N_{\text{ц}}}, \quad (3.124)$$

где $N_{\text{эу}}$ — выходная мощность энергоустановки; $N_{\text{нас}}$ — мощность насосов; $N_{\text{прив}}$ — мощность приводов. Полный КПД установки определяется выражением

$$\eta_{\text{эу}} = \eta_{\text{терм}} \eta_{\text{ф}} \eta_{\text{тепл}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (3.125)$$

Энергетическая выходная мощность энергоустановки

$$N_{\text{э}} = \eta_{\text{эу}} N_{\text{т}}, \quad (3.126)$$

где $N_{\text{т}}$ — тепловая мощность реактора. КПД энергоустановки колеблется в довольно широких пределах: от 1,5 до 10 %.

КПД энергоустановки с ТЭП. КПД удобно представить в виде

$$\eta_{\text{эу}} = N/N_{\text{т}},$$

где N — полезная электрическая мощность; $N_{\text{т}}$ — тепловая мощность реактора. Электрическая мощность

$$N = IU - I^2 r_{\text{ком}},$$

где $r_{\text{ком}}$ — сопротивление коммутационных пластин.

Тепловая мощность расходуется на «испарение» электронов с катода $N_{\text{е}}$, перетечки тепла с катода на анод по цезиевой плазме $N_{\text{л}}$, на передачу тепла от катода к аноду путем излучения $N_{\text{л}}$, на перетечки тепла через элементы коммутации $N_{\text{ком}}$, джоулеву теп-

лоту. Можно считать, что половина джоулевой теплоты возвращается на катод. Указанные составляющие можно представить следующим образом:

$$N_e = FI \left(\frac{p_1 - 4kT_1}{q} \right),$$

где $F = F_k = F_a$ — площадь поверхности электродов; p_1 — работа выхода; q — величина заряда; k — постоянная Больцмана;

$$N_\lambda = \lambda_{Cs} \frac{T_1 - T_2}{\delta} F,$$

где λ_{Cs} — коэффициент теплопроводности цезиевой плазмы; δ — зазор между катодом и анодом;

$$N_\lambda = \varepsilon_{прив} \sigma F (T_1^4 - T_2^4),$$

где $\varepsilon_{прив}$ — приведенная степень черноты электродов; σ — постоянная Стефана — Больцмана;

$$N_{дж} = I^2 r,$$

где r — внутреннее сопротивление термоэмиссионного преобразователя;

$$N_{ком} = \lambda_{ком} \frac{S_{ком}}{l} (T_1 - T_2),$$

где $\lambda_{ком}$ — коэффициент теплопроводности материала коммутационных пластин; $S_{ком}$ — площадь поперечного сечения элементов коммутации; l — их длина.

С учетом перечисленных составляющих тепловых потерь КПД энергоустановки с термоэмиссионным преобразователем записывается в виде

$$\eta_{эу} = \frac{IU - I^2 r_{ком}}{FI \left(\frac{p_1 + 2kT_1}{q} \right) + \lambda_{Cs} \frac{F}{\delta} (T_1 - T_2) + \varepsilon_{прив} \sigma F (T_1^4 - T_2^4) + \lambda_{ком} \frac{S_{ком}}{l} (T_1 - T_2) - \frac{1}{2} N_{дж}} \rightarrow$$

При относительно высоком КПД цикла Карно, составляющем 50—60 % (типичные температуры $T_1 = 2000$ К, $T_2 = 1000$ К, катод — из вольфрама, анод — из молибдена), из-за перечисленных потерь $\eta \approx 10 \div 15$ %. Плотность мощности составляет 8—12 Вт/см².

ВОПРОСЫ ЭКОНОМИКИ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

4.1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АЭС

АЭС — основные предприятия новой отрасли народного хозяйства — ядерной энергетики. Ядерная энергетика зародилась и развивалась в самостоятельную отрасль как отдельная подсистема одной из основных ведущих отраслей народного хозяйства — энергетики. Поэтому условия работы, требования к техническим и экономическим показателям, перспективы и пути развития АЭС во многом совпадают и в основных чертах характеризуются теми же особенностями и тенденциями, которые свойственны энергетике в общем.

Для энергетики СССР характерно повышение доли электроэнергии в общем расходе энергии (табл. 4.1).

Энергетическая установка, служащая для выработки больших количеств электрической энергии, называется электрической станцией. Электростанция представляет собой крупное промышленное предприятие, отличительной особенностью которого является практическая невозможность аккумуляирования вырабатываемой продукции — электроэнергии и тепла. Эта неразрывность производства и потребления электроэнергии определяет целый ряд важнейших технико-экономических требований к электростанциям и прежде всего к надежности их работы.

Для распределения и передачи энергии к потребителям электростанции объединяются линиями передачи в единую энергосистему. Такое объединение повышает надежность и экономичность энергоснабжения. Это удастся сделать за счет того, что использование резервной мощности отдельных электростанций в разных районах энергосистемы позволяет сократить общее количество резервных

Таблица 4.1. Определяющие темпы роста годового производства электроэнергии в СССР

Показатель	1940 г.	1950 г.	1960 г.	1970 г.	1975 г.	1980 г.
Расход энергетических ресурсов, млн. т у. т.	280	355	695	1160	1425	1780
Производство электроэнергии, млрд. кВт·ч	48,3	91,2	292,3	740,9	1038	1332
Рост валового общественного продукта (к 1940 г.)	1,0	1,61	4,17	9,5	13,5	16,3
Рост расхода энергетических ресурсов (к 1940 г.)	1,0	1,27	2,48	4,15	5,35	6,35
Рост производства электроэнергии (к 1940 г.)	1,0	1,89	6,06	15,3	22,2	28,4
Производство электроэнергии (тыс. кВт·ч) на 1 т у. т. израсходованных энерго-ресурсов	0,17	0,26	0,42	0,64	0,71	0,77
Расход энергетических ресурсов на одного жителя, т у. т.	1,4	2,0	3,3	4,8	5,8	6,77

мощностей в системе; перераспределение нагрузки между отдельными электростанциями позволяет повысить экономию топлива; одновременность максимума нагрузки в районах с различной географической долготой снижает суммарный максимум нагрузки и необходимую рабочую мощность в энергосистеме.

Все электростанции, использующие природные энергоресурсы, связаны с предприятиями, добывающими, перерабатывающими и транспортирующими топливо. Для электростанций на органическом топливе — это карьеры и шахты по добыче угля, предприятия газодобычи и нефтедобычи; обогатительные фабрики и нефтеперегонные заводы; железнодорожный транспорт, газопроводы и нефтепроводы; наконец, склады угля, газохранилища и нефтехранилища. Для АЭС — это предприятия, подготавливающие ядерное топливо: урановые рудники и обогатительные производства по получению урановых концентратов и обогащенного по изотопу ^{235}U урана; заводы по изготовлению ТВЭЛов; системы и предприятия, связанные с транспортировкой, выдержкой и переработкой отработавшего топлива, и т. п. Все эти предприятия постоянно необходимы для нормальной работы электростанций и являются для них сопряженными предприятиями, образующими их *внешний топливный цикл*, который является неотрывным звеном единой цепи преобразования природных энергоресурсов в электрическую и тепловую энергию.

Таким образом, в современных условиях энергетика и, в частности, ядерная энергетика выступает как сложная совокупность больших производственных систем, созданных для производства, преобразования, распределения и использования в народном хозяйстве природных энергетических ресурсов и энергии различных видов.

Основное условие, определяющее особенности развития энергетики и всего топливно-энергетического комплекса, — необходимость обеспечения постоянно растущих потребностей в электроэнергии. Поэтому должен быть обеспечен непрерывный технический и экономический прогресс энергетики. Это требует не только непрерывно растущего ввода новых мощностей, но и улучшения экономических показателей производства электроэнергии. Поэтому преимущественное развитие электростанций того или иного типа, в том числе и АЭС, определяется прежде всего экономикой, т. е. в конечном итоге стоимостью производимой энергии и приведенными расчетными затратами.

Другой фактор, определяющий условия развития данного типа станций, который также вытекает из постоянно растущей потребности в электроэнергии, — необходимость обеспечения определенного темпа ввода новых мощностей, характеризуемого *временем удвоения мощности* t_d (период времени, за который мощность станций данного типа удваивается). Время удвоения мощности зависит от скорости строительства самих станций, возможности соответствующего увеличения мощности предприятий внешнего топливного цикла и систем, обеспечивающих передачу и распределение энергии потребителям.

Наконец, развитие производства электрической и тепловой энергии за счет строительства станций какого-либо типа должно подкрепляться наличием дешевых ресурсов соответствующего топлива в перспективе.

Перечисленные общие условия (экономичность, возможность обеспечения необходимого темпа прироста энергетических мощностей, потребность и расход топлива) являются основными при сравнительном анализе различных типов электростанций, особенно при перспективном планировании и прогнозировании энергетики. При проведении такого анализа используются соответствующие ко-

личественные характеристики: показатели общей экономичности, трудоемкость, сроки производства оборудования и строительства электростанции, потребность в топливе и производительность предприятий внешнего топливного цикла. Указанные характеристики служат также основными критериями технического совершенства и экономической эффективности конструкторских решений при проектных разработках станций наряду с техническими показателями, определяющими надежность работы энергоустановок и станций (коэффициент готовности, вероятность безотказной работы и т. п.), условия эксплуатации и маневренность блоков (возможность снижения нагрузки до определенного уровня, скорость изменения мощности и т. п.), безопасность персонала и воздействие на окружающую среду (уровень радиоактивности выбросов, интенсивность излучения, годовые дозы облучения и т. п.).

Показатели общей экономичности АЭС. Показателями, характеризующими общую экономичность АЭС, являются: *капиталовложения* K , руб., *эксплуатационные расходы* (издержки производства) S , руб/год, и обобщающая их величина — годовые расчетные затраты, руб/год,

$$Z = P_n K + S, \quad (4.1)$$

где P_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (в энергетике принимается равным 0,12, подробнее см. ниже).

Наряду с этим используются соответствующие удельные показатели: *удельные капиталовложения*, руб/кВт,

$$\kappa = K/N_{уст}; \quad (4.2)$$

себестоимость отпускаемой энергии за год, коп/(кВт·ч),

$$s = S \cdot 10^3 / \mathcal{E}_{год}; \quad (4.3)$$

удельные расчетные затраты за год, коп/(кВт·ч),

$$z = Z \cdot 10^3 / \mathcal{E}_{год}, \quad (4.4)$$

где $\mathcal{E}_{год} = \mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{сн})$ — годовой отпуск электроэнергии, кВт·ч/год; \mathcal{E} — годовое производство электроэнергии, кВт·ч/год; $\mathcal{E}_{сн}$ — доля собственного расхода электроэнергии; $N_{уст}$ — установленная мощность электростанции.

При определении себестоимости электроэнергии на АЭС обычно выделяют следующие составляющие затрат: составляющая годовых затрат на ядерное топливо S_T ; зависящая от начальных капиталовложений S_K (включает в себя *амортизационные отчисления* S_a , отчисления на ремонт S_p); заработная плата эксплуатационного персонала и начисления на нее $S_{з.п.}$; общестанционные и прочие расходы $S_{пр.}$. Следовательно, годовые затраты, руб/год, на АЭС можно выразить в виде

$$S_{АЭС} = S_T + S_K + S_{з.п.} + S_{пр.} \quad (4.5)$$

Исходя из связи затрат с количеством производимой энергии за год \mathcal{E} при расчетах годовых эксплуатационных затрат на электростанциях принято разделять затраты на условно-постоянные, не зависящие от количества производимой энергии, $S_{у.п.} = S_K + S_{з.п.} + S_{пр.}$ и условно-переменные S_T . Таким образом, можно записать:

$$S_{АЭС} = S_{у.п.} + S_T. \quad (4.6)$$

В соответствии с этим при определении себестоимости электроэнергии принято также выделять *условно-постоянную составляющую себестоимости электроэнергии* $s_{y.п}$, которая с увеличением количества отпускаемой электроэнергии уменьшается, и *условно-переменную (топливную) составляющую себестоимости электроэнергии* $s_{т}$.

Составляющая себестоимости, отражающая начальные капиталовложения,

$$S_k = S_a + S_p, \quad (4.7)$$

где $S_a = p_a K_{ст}$ — амортизационные отчисления от стоимости основных производственных фондов; p_a — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления на полное восстановление объекта после истечения срока службы и затраты на капитальный ремонт. Значения p_a для АЭС принимаются так же, как и на обычных тепловых электростанциях, по нормам амортизации, которые являются едиными для аналогичных по устройству, функциональному назначению и условиям работы элементов основных фондов. Однако в нормах амортизации для АЭС должны учитываться особые условия проведения ремонта оборудования, связанные с его высокой радиоактивностью. Некоторое оборудование на АЭС вообще не ремонтируется, а заменяется новым. В связи с этим в нормах амортизации для АЭС должна повышаться составляющая на реновацию (обновление) и снижаться составляющая, связанная с капитальным ремонтом. В целом для АЭС в настоящее время принимается $p_a = 0,06 \div 0,08$.

Годовые расходы на текущий ремонт оборудования и строительной части обычно определяются в долях расхода на амортизацию

$$S_p = H_p S_a. \quad (4.8)$$

В среднем $H_p = 0,2$. Годовые расходы на заработную плату эксплуатационного персонала подсчитываются по зависимости

$$S_{з.п} = (1 + P_{перс}) S_{осн}. \quad (4.9)$$

где

$$S_{осн} = n_a N_{уст} \Phi; \quad (4.10)$$

n_a — удельная численность (штатный коэффициент), равная количеству эксплуатационного персонала на 1 МВт установленной мощности; Φ — среднегодовая зарплата штатного работника; $P_{перс} = 0,3 \text{ год}^{-1}$ — коэффициент, учитывающий прочие расходы на персонал (единовременные выплаты, расходы на профессиональную подготовку, удовлетворение санитарно-гигиенических нужд и др.).

Общестанционные и прочие затраты, руб/год, принимаются как доля $H_{пр}$ от суммы затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату эксплуатационного персонала, т. е.

$$S_{пр} = H_{пр} (S_a + S_p + S_{з.п}). \quad (4.11)$$

Таким образом, условно-постоянные затраты можно выразить в виде

$$S_{y.п} = S_a + S_p + S_{з.п} + S_{пр} = [S_a (1 + H_p) + S_{з.п}] (1 + H_{пр}). \quad (4.12)$$

Соответственно условно-постоянная составляющая себестоимости единицы отпускаемой энергии, коп/(кВт·ч),

$$s_{y.п} = \frac{S_{y.п} \cdot 100}{\mathcal{E}_{год}}. \quad (4.13)$$

Укрупненно условно-постоянная составляющая себестоимости электроэнергии на АЭС может определяться по величине удельных капиталовложений

$$s_{y.п} = H_{y.п} \frac{\kappa}{h_y}, \quad (4.14)$$

где $H_{y.п}$ — доля условно-постоянных затрат, принимается для АЭС, равной 10—11,5 %; $h_y = \mathcal{E}_{год}/N_{уст}$ — число часов использования установленной мощности. На АЭС постоянная составляющая себестоимости электроэнергии для станций с реакторами на тепловых нейтронах равна 70 %, для станций с реакторами на быстрых нейтронах 90 % общей стоимости производства энергии.

Специфика использования топлива на АЭС определяет ряд особенностей расчета топливной (переменной) составляющей себестоимости электроэнергии. Главная особенность заключается в том, что ядерный реактор — это двухцелевая установка, которая одновременно с выработкой тепла для получения электроэнергии производит переработку сырьевых материалов в делящиеся. В процессе этой переработки в твэлах образуется плутоний. Поэтому, если станция работает по замкнутому топливному циклу и отработавшие твэлы направляются на переработку, экономичность АЭС необходимо оценивать с учетом коэффициента воспроизводства ядерного топлива и стоимости его извлечения из отработавших твэлов. Если ядерный реактор работает в разомкнутом топливном цикле, как это имеет место в настоящее время, то экономичность АЭС может оцениваться так же, как и в обычной теплоэнергетике, т. е. без учета стоимости извлекаемого из отработавших твэлов топлива.

Другая особенность расчета топливной составляющей стоимости электроэнергии на АЭС определяется длительным временем пребывания в реакторе ядерного топлива и необходимостью иметь в нем для обеспечения критичности значительный запас топлива. При минимальном запасе свежих твэлов (примерно 10 % годового расхода) количество ядерного топлива, непосредственно находящегося на АЭС и необходимого для ее нормальной работы, составляет более 500 % годового расхода топлива. Стоимость первоначальной топливной загрузки может достигать значительной доли стоимости всей АЭС (15—20 % для ВВЭР и до 40 % для РБМК).

В начальный период эксплуатации топливная загрузка из-за отличия от стационарных условий ее изотопного состава может иметь меньший объем топлива или пониженное по сравнению со стационарным режимом эксплуатации обогащение топлива. По мере работы реактора для поддержания необходимого запаса реактивности нужна непрерывная или периодическая замена части ТВС. Поэтому между началом работы реактора и его стационарным установившимся режимом непрерывных частичных перегрузок существует переходный режим использования топлива. Длительность переходного периода, в течение которого реактор выходит на стационарное по глубине выгорания топлива состояние, может быть значительной и даже соизмеримой с нормативным сроком окупаемости основных производственных фондов (для АЭС, как и в обычной энергетике, нормативный срок окупаемости равен 8 годам).

Далее, в отличие от тепловых станций на органическом топливе, где потребление топлива непрерывно и соответствует во времени выработке электроэнергии, затраты на топливо на АЭС, как правило, дискретны и определяются периодом времени между перегрузками, который часто не совпадает с календарным периодом (обычно год) расчета стоимости отпускаемой энергии.

Все это свидетельствует о сложности и неоднозначности расчета топливной составляющей себестоимости электроэнергии на АЭС. При проведении расчетов основным исходным параметром служит *глубина выгорания топлива*, определяемая как количество тепловой энергии, которое может быть получено с единицы массы топлива в данном реакторе:

$$\bar{B}_T = N_T T_K / M_P, \quad (4.15)$$

где N_T — тепловая мощность реактора, кВт; T_K — длительность его кампании, сут; M_P — масса топлива в реакторе, кг.

Если определять топливную составляющую для однозонного реактора без частичных перегрузок за период времени T_K и без использования дополнительных поглотителей для подавления начальной избыточной реактивной и если стоимость оставшегося топлива равна нулю, справедлива зависимость

$$s_T = \frac{100 M_P C_T}{N_T T_K \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}}, \quad (4.16)$$

где s_T измеряется в копейках на киловатт-час.

Используя выражение (4.15) для глубины выгорания, получаем

$$s_T = \frac{100 C_T}{24 \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}} \bar{B}_T}, \quad (4.17)$$

где $\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}$ — станции нетто; C_T — начальная стоимость топлива в виде новых ТВС, помещаемых в реактор, руб/кг.

Стоимость новых (свежих) ТВС

$$C_T = C_{\text{исх.т}} + C_{\text{об}} + C_{\text{изг}} + C_{\text{тр}}, \quad (4.18)$$

где $C_{\text{исх.т}}$ — стоимость исходного сырья; $C_{\text{об}}$ — стоимость обогащения; $C_{\text{изг}}$ — стоимость изготовления твэлов и кассет; $C_{\text{тр}}$ — стоимость транспортировки свежего топлива в виде ТВС к АЭС. В случае замкнутого уран-плутониевого топливного цикла (см. § 4.2) из стоимости топлива должна вычитаться стоимость отработавшего топлива, в которую входят также дополнительные издержки производства, связанные с выдержкой $C_{\text{выд}}$, транспортировкой $C_{\text{тр}}$ и химической переработкой $C_{\text{хим}}$ отработавшего топлива, и стоимость оставшегося и накопленного к концу кампании делящегося материала:

$$C_{\text{отр.т}} = C_U^* + C_{\text{Pu}}^* - C_{\text{выд}} - C_{\text{тр}} - C_{\text{хим}}, \quad (4.19)$$

где

$$C_U^* = [1 - (1 + KB) \delta_5 x_n] C_U \quad (4.20)$$

— стоимость возвращаемого урана с учетом изменения его количества (на 1 кг U начального обогащения, загруженного в зону) в результате выгорания ^{235}U и превращения ^{238}U в ^{239}Pu ; $C_{\text{Pu}}^* = \delta_5 x_n K_H C_{\text{Pu}}$ — стоимость плутония, наработанного на 1 кг ^{235}U , загруженного в зону; KB и K_H — соответственно коэффициенты воспроизводства и накопления ^{239}Pu и ^{241}Pu по отношению к разделившемуся в активной зоне ^{235}U ; x_n — содержание ^{235}U в свежем топливе, кг ^{235}U /кг U; δ_5 — доля ^{235}U , разделившегося при работе в реакторе; C_U — стоимость оставшегося урана; C_{Pu} — стоимость накопленного плутония.

Отметим, что при назначении стоимости отработавшего топлива должна учитываться одновременность затрат, связанная с задержкой, транспортировкой и химической переработкой отработавшего топлива. Приведенный расчет относится к использованию однородной топливной загрузки в течение кампании T_k . При определении затрат за более короткие периоды, например за год, в условиях переходного по глубине выгорания выгружаемых из активной зоны ТВС режима работы реактора и для многозонного реактора (реактора на быстрых нейтронах с активной зоной и зоной воспроизводства, реактора на тепловых нейтронах, в котором в целях профилирования тепловыделения используется неоднородная топливная загрузка и др.) топливную составляющую себестоимости электроэнергии на АЭС следует определять как

$$s_T(t) = K(t)/\varepsilon(t), \quad (4.21)$$

где $K(t)$ — фактическая стоимость загрузки активной зоны реактора; $\varepsilon(t)$ — ресурс ее работы в определенный момент времени, отсчитываемый от начала работы реактора.

В соответствии с зависимостью (4.21) топливная составляющая будет переменной во времени, так как по мере работы реактора вследствие выгорания топлива и частичных перегрузок фактическая стоимость топлива (ТВС) в реакторе, которую нужно относить к вырабатываемому в данный момент времени количеству энергии, будет различной. В связи с этим, рассматривая определенный период работы реактора, в качестве которого обычно принимается календарный год, значение топливной составляющей можно определить только как среднюю величину за этот период времени

$$s_T = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} s_T(t) dt. \quad (4.22)$$

Топливная составляющая для многозонного реактора (при наличии в реакторе ТВС с различной начальной стоимостью и временем пребывания) может быть выражена в виде

$$s_T(t) = \frac{100}{24} \frac{\sum_{j=1}^l n_j(t) C_j \frac{[B_j(t) - \bar{B}_j(t)]}{B_j(t)}}{\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}} \sum_{j=1}^l m_j n_j(t) [B_j(t) - \bar{B}_j(t)]}. \quad (4.23)$$

где j — индекс зоны; l — число зон, т. е. количество типов ТВС; $n_j(t)$ — число ТВС j -го типа в момент времени t в реакторе; C_j — начальная стоимость ТВС l -го типа, руб/шт; $B_j(t)$ — средняя по всем ТВС j -го типа, находящимся в реакторе в момент времени t , проектная глубина выгорания топлива, кВт·сут/кг U; $\bar{B}(t)$ — средняя по всем ТВС j -го типа, находящимся в реакторе в момент времени t , достигнутая (текущая) глубина выгорания топлива, кВт·сут/кг U; m_j — масса загруженного урана в ТВС j -го типа, кг; $\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}$ — КПД нетто.

Для однозонного реактора, в котором все ТВС имеют одинаковые технические параметры и стоимость, это выражение переходит в (4.17). Отметим, что для реакторов на тепловых нейтронах со слабым обогащением топлива приближенно можно принимать, что за время кампании стоимость ТВС, определяемая

как $C_j \frac{[B_j(t) - \overline{B_j(t)}]}{B_j(t)}$, изменяется по линейному закону, уменьшаясь от первоначального значения до нуля (при разомкнутом топливном цикле) или до стоимости отработавшего топлива.

Рассчитанная по зависимостям (4.17) и (4.23) топливная составляющая стоимости электроэнергии на АЭС учитывает только те затраты на топливо, которые связаны с его выгоранием, и не учитывает остаточной стоимости ТВС, находящихся в рассматриваемый момент времени в реакторе. В установившемся по использованию топлива режиме работы реактора эта стоимость ТВС (неиспользованного еще топлива) в зависимости от типа реактора может быть значительной. Для реактора типа РБМК это примерно половина стоимости штатной загрузки топливом. Для реактора типа ВВЭР с периодической перегрузкой $1/3$ ТВС эта стоимость колеблется от $1/3$ стоимости штатной загрузки перед перегрузкой до $2/3$ после перегрузки.

Остаточная стоимость находящейся в реакторе топливной загрузки (10—20 % стоимости всей АЭС) вместе со «страховым» запасом топлива относится к оборотным фондам АЭС. В связи с этим на балансе АЭС числятся значительные средства, связанные с находящимся в реакторе частично отработавшим топливом. Эта специфика использования средств, вложенных в ядерную энергетику, — ее негативная особенность, так как приводит к отвлечению из народного хозяйства значительных денежных сумм. Поэтому предлагаются различные способы перенесения остаточной стоимости топливной загрузки на стоимость вырабатываемой электроэнергии. В частности, на основании опыта эксплуатации ВВЭР предлагается перенесение этой части затрат на топливо на себестоимость электроэнергии в течение нормативного срока окупаемости. Для этого вводится категория капитальных вложений в оборотные фонды, связанных с топливной загрузкой, $K_{т.з}$, руб., т. е. капитальная составляющая стоимости загрузки активной зоны. Для реакторов типа ВВЭР рекомендуется принимать $K_{т.з}$ в размере начальной стоимости $2/3$ штатной загрузки кассет в реактор. Тогда топливная составляющая себестоимости электроэнергии, отпускаемой за период работы m -й загрузки, рассчитывается по формуле

$$s_{tm} = s_0 + s_m = \frac{K_{т.з}}{\mathcal{E}_n} + \frac{C_{tm}}{\mathcal{E}_m}, \quad (4.24)$$

где s_0 — постоянная (капитальная) часть составляющей себестоимости электроэнергии; C_{tm} — стоимость топлива, обеспечивающего запас реактивности для работы реактора от перегрузки до перегрузки (для ВВЭР — первоначальная стоимость $1/3$ кассет активной зоны); $K_{т.з}$ — капитальная составляющая стоимости загрузки активной зоны (для ВВЭР первоначальная стоимость $2/3$ кассет активной зоны); \mathcal{E}_m — отпуск энергии за период работы m -й загрузки; $\mathcal{E}_n = \sum_{m=1}^n \mathcal{E}_m$ — количество энергии, отпускаемой за период нормативного срока окупаемости капиталовложений.

Недостаток приведенной методики заключается в неучете динамики изменения стоимости капитальной составляющей $K_{т.з}$ в процессе работы реактора. Этот недостаток исключается в методике расчета, предлагаемой для РБМК. К определенной по формулам (4.17) и (4.23) «расчетной» топливной составляющей себестоимости электроэнергии присоединяется «дополнительная» топливная

составляющая, связанная с перенесением на отпускаемую электроэнергию остаточной стоимости топливной загрузки, находящейся в реакторе в стационарном режиме его работы:

$$s_t^k = s_t - \Delta s_t. \quad (4.25)$$

Остаточная стоимость топливной загрузки в этом случае может списываться равными долями по годам в течение нормативного срока окупаемости или «ускоренно», т. е. долями, убывающими по линейному закону за этот период. Последнее позволяет увеличить скорость возврата «задолженности» АЭС за топливную загрузку и снижение оборотных фондов станции до значения, соответствующего запасу топлива, необходимого для ее нормальной работы (порядка 10 % годового расхода ТВС). Определение Δs_t для указанных способов перенесения фактической стоимости топливной загрузки на отпускаемую энергию можно проводить по формулам:

$$\Delta s_t = 100 \alpha p_{шт} C_{ТВС} / T_{ок}^н \mathcal{E}_k \quad (4.26)$$

и при «ускоренном» списании

$$\Delta s_t = 100 \alpha p_{шт} \frac{C_{ТВС}}{T_{ок}^н \mathcal{E}_k} \left(1 - \frac{k - 0,5}{T_{ок}^н} \right), \quad (4.27)$$

где k — год эксплуатации АЭС в пределах нормативного срока окупаемости капитальных вложений; $T_{ок}^н$ — нормативный срок окупаемости капитальных вложений; $p_{шт}$ — число ТВС в штатной топливной загрузке реактора в стационарном режиме эксплуатации в k -м году; α — коэффициент, равный отношению остаточной стоимости топливной загрузки к первоначальной стоимости штатной топливной загрузки, состоящей из свежих ТВС; \mathcal{E}_k — отпуск электроэнергии в k -м году, кВт·ч/г; $C_{ТВС}$ — стоимость одной ТВС, руб.

Расчет топливной составляющей по формуле (4.25) позволяет предусмотреть снижение оборотных фондов АЭС за нормативный срок окупаемости капиталовложений со значения, равного стоимости первоначальной загрузки плюс запас ТВС в первый год эксплуатации АЭС, до значения, равного запасу топлива, необходимого для обеспечения бесперебойной работы станции. В качестве примера на рис. 4.1 для реактора РБМК приведены: изменение во времени расчетной (2), дополнительной (1) и полной (3) плановых топливных составляющих себестоимости электроэнергии и ее среднее значение с учетом (4) и без учета (5) дополнительной составляющей. На рис. 4.2 для того же случая показано изменение оборотных фондов, связанных с топливной загрузкой, находящейся в реакторе (1), и с запасом топлива на складе (2).

Рассмотренная методика расчета топливной составляющей себестоимости электроэнергии позволяет относительно быстро снизить оборотные фонды, что облегчает экономические взаимоотношения АЭС с обслуживающими их предприятиями и потребителями электроэнергии и способствует более эффективному использованию средств, вкладываемых в топливный цикл ядерной энергетики.

При оценке экономической целесообразности постройки той или иной электростанции или ЯЭУ, как правило, приходится сравнивать два или несколько вариантов проекта, один из которых, более дорогой в строительстве, оказывается более дешевым в эксплуатации, а другие, более дешевые в строительстве, менее экономичными и более дорогими в эксплуатации.

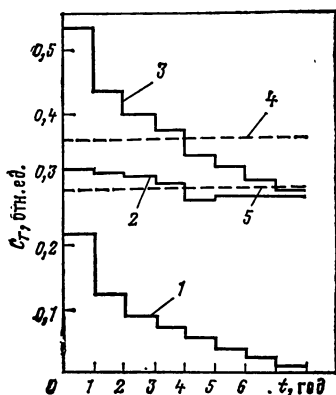


Рис. 4.1. Зависимость дополнительной (1), расчетной (2) и полной (3) топливных составляющих себестоимости электроэнергии от времени эксплуатации АЭС (4, 5 — среднее значение с учетом и без учета дополнительной составляющей соответственно)

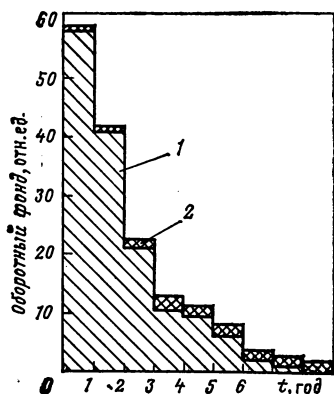


Рис. 4.2. Зависимость оборотных фондов, связанных с топливной загрузкой, находящейся в реакторе (1), и с запасом топлива на складе (2), от времени эксплуатации АЭС

Для того чтобы выбрать наиболее оптимальный вариант, необходима методика приведения двух различных показателей (удельных капитальных затрат и себестоимости производства электроэнергии) к единому показателю, по которому можно было бы судить об экономической целесообразности какого-либо варианта проекта. Таким показателем принято считать приведенные затраты — Z [зависимость (4.1)]. Поэтому применяемый в Советском Союзе метод приведения удельных капитальных и текущих затрат к одному экономическому показателю носит название метода *приведенных (или расчетных) затрат*. Этот метод основан на следующем исходном положении: чем меньше срок, за который дополнительные капиталовложения для более дорогого варианта окупятся за счет более низкой себестоимости, тем выгоднее этот вариант для народного хозяйства. Для каждой отрасли промышленности исходя из структуры основных фондов, технического уровня производства, степени автоматизации, темпов развития отрасли и подобных показателей назначается некоторый контрольный срок, называемый *нормативным сроком окупаемости* $T_{\text{н.ок.}}$.

Величину, обратную нормативному сроку окупаемости, называют *нормативным коэффициентом эффективности капиталовложений* $P_{\text{н}} = 1/T_{\text{н.ок.}}$.

Нормативный срок окупаемости $T_{\text{н.ок.}}$ и нормативный коэффициент эффективности $P_{\text{н}}$ отражают принятый на данном отрезке времени применительно к конкретным экономическим условиям данной отрасли промышленности эквивалент затрат прошлого и настоящего труда.

Таким образом, согласно этому методу, если дополнительные капитальные затраты в более капиталоемком варианте окупаются за счет более низкой себестоимости в срок, меньший нормативного срока окупаемости, признается выгодным вариант, более дорогой в строительстве и более дешевый в эксплуатации. Если же окупаемость дополнительных капитальных затрат происходит в срок больше нормативного, то признается выгодным вариант, более дешевый в строительстве.

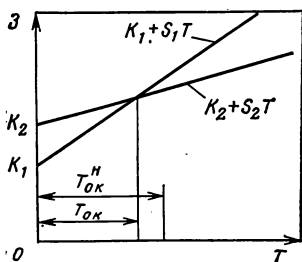


Рис. 4.3. Сравнение экономичности вариантов АЭС

Математически это можно представить следующим образом. Пусть имеются два варианта проекта — 1 и 2, для которых капиталовложения и эксплуатационные затраты соответственно равны K_1 , S_1 и K_2 , S_2 , причем $K_2 > K_1$, а $S_2 < S_1$. Тогда срок окупаемости дополнительных затрат можно выразить в виде

$$T_{ок} = (K_2 - K_1) / (S_1 - S_2).$$

Если $T_{ок} < T_{ок}^н$, то выгоднее вариант 2. Если $T_{ок} > T_{ок}^н$, то выгоднее вариант 1.

Эту задачу можно решить графически, если представить изменение суммарных затрат во времени для различных вариантов в виде графиков (рис. 4.3).

4.2. ТОПЛИВНЫЕ ЦИКЛЫ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Высокие темпы развития АЭС с ядерными реакторами и прогнозируемое увеличение использования ЯЭУ для теплофикации в высокотемпературных технологиях и других производствах выдвигают в число проблем, имеющих первостепенное значение, проблему расширения сырьевой базы ядерной энергетики. Для решения этой проблемы требуются интенсификация геологоразведочных работ, совершенствование методов и технологии переработки природного урана, разработка ядерных реакторов, позволяющих более эффективно использовать природный уран или нарабатывать вторичное ядерное топливо.

Одно из наиболее перспективных средств расширения сырьевой базы ядерной энергетики — получение вторичного ядерного топлива в виде плутония при облучении ^{238}U в реакторах на быстрых нейтронах. Также существенно может быть увеличено количество ядерного топлива за счет вовлечения в топливный цикл тория, доступные запасы которого в природе соизмеримы с запасами урана.

С момента начала бурного развития ядерной энергетики вопрос об ограниченности запасов природного дешевого урана на земном шаре является постоянным предметом различных прогнозных исследований и дискуссий. Называемые сроки истощения запасов дешевых урановых руд весьма различны. Однако, как отмечал в своем докладе на конгрессе МИРЭК VII академик А. П. Александров, «...Будущая крупная ядерная энергетика должна быть способной (в смысле ядерного топлива) к саморазвитию, т. е., используя процесс размножения плутония в реакторах на быстрых нейтронах, должна обеспечить полное снабжение себя вторичным ядерным горючим — плутонием с подачей в топливный цикл извне только недефицитного ^{238}U ».

В таком представлении вопросы обеспечения будущей ядерной энергетики топливом, его потребности и возможности воспроизводства при строительстве АЭС и ЯЭУ с различными типами реакторов вырастают в комплексную технико-экономическую задачу. При решении этой задачи тесно переплетаются и требуют совместного рассмотрения инженерные проблемы, связанные с повышением коэффициента воспроизводства в ядерных реакторах и улучшением их технических характеристик, совершенствованием технологии химической переработки отработавшего топлива, и проблемы, определяемые необходимостью обеспечения нужного темпа ввода энергетических мощностей, снижения себестоимости отпу-

скаемой электроэнергии и пр. Все это должно рассматриваться при условии обеспечения такой наработки вторичного топлива (плутония), при которой возможный темп нарастания мощностей ядерной энергетики на «собственном» вторичном топливе был не ниже необходимого для страны темпа развития энергетики.

Приведенные соображения показывают, что в дополнение к технико-экономическим оценкам на всех стадиях проектных разработок АЭС (особенно с реакторами на быстрых нейтронах) необходимо проведение расчетов по определению экономической эффективности использования природных ресурсов ядерного сырья. Сравнение различных реакторных установок по эффективности использования природных ресурсов ядерного сырья связано с определением экономической эффективности топливных циклов. Последнее можно установить, рассчитав потребность в ядерном сырье и производительность предприятий внешнего топливного цикла.

Известно большое количество видов топливных циклов ядерной энергетики. Наиболее четко их можно классифицировать по типу ядерного топлива: урановые (уран-плутониевые), ториевый и плутониевый. Урановые топливные циклы подразделяются на цикл на природном и цикл на обогащенном уране. Топливный цикл в ядерной энергетике может быть замкнутым и разомкнутым. В *замкнутом цикле* топливо после использования в реакторе направляется на переработку с последующим полным или частичным возвращением в цикл. В *разомкнутом цикле* топливо после прохождения через реактор и выдержки направляется на длительное хранение либо на захоронение. Рассмотрим кратко особенности основных топливных циклов.

Топливный цикл на природном уране состоит из следующих основных звеньев: добыча урановой руды, получение урановых концентратов; подготовка топлива, изготовление твэлов; облучение в реакторе; переработка отработавшего топлива (отделение оставшегося урана и образовавшегося плутония от продуктов деления).

Топливный цикл АЭС на природном уране — разомкнутый. Нарботанный плутоний в реакторах этого типа не используется (например, накапливается для последующего использования в реакторах на быстрых нейтронах), а регенерат урана, содержащий небольшое количество ^{235}U (2—5 кг/т), непригоден в качестве основного топлива. Это наиболее простой цикл, так как нет обогащения природного урана изотопом ^{235}U , а регенерация извлекаемого топлива непосредственно не влияет на работу АЭС и может рассматриваться как самостоятельное производство. Для АЭС, работающих по этому циклу, характерны относительно небольшие первоначальные затраты на топливо. Значительная их доля может окупаться накопленным плутонием (при его извлечении), так как его содержание в отработавшем топливе может достигать 0,7 кг на 1 кг разделившегося ^{235}U .

Типы реакторов на природном уране — тяжеловодные и уран-графитовые с газовым охлаждением. У таких реакторов топливо — металлический уран с низким содержанием ^{235}U , низкая удельная энергонапряженность топлива и невысокая глубина его выгорания. Поэтому АЭС в цикле на природном уране имеют большие капиталовложения на установленный киловатт мощности и большие производительности и стоимость предприятий внешнего топливного цикла. Однако тяжеловодные реакторы отличаются низким текущим годовым расходом урана и значительно более низкими первоначальными вложениями в топливный

Таблица 4.2. Потребление урана реакторами различных типов мощностью $N_{эл}=1000$ МВт при $\phi=0,8$

Показатель	Тип реактора на тепловых нейтронах				Размножитель на быстрых нейтронах
	Легководный	Тяжеловодный	Усовершенствованный газогригатовый	Высокотемпературный газогригатовый	
Начальная загрузка природного урана, т	450—558	131	544	153	640
Расход природного урана, т/год	125—140	89	136	127	155
Производство плутония, кг/год	215	320	170	112	600
Полный расход природного урана за 30 лет, т	4178	2711	4480	3850	700

цикл (табл. 4.2). Отсюда следует, что при возрастании цен на природный уран, особенно при высоких темпах развития ядерной энергетики, топливный цикл на природном уране с тяжеловодными реакторами может оказаться перспективным в отношении эффективности использования ресурсов ядерного сырья.

Топливный цикл на обогащенном уране. Основная отличительная особенность этого цикла — наличие предприятий по обогащению ядерного топлива изотопом ^{235}U (рис. 4.4). Топливный цикл на обогащенном уране может быть и замкнутым и разомкнутым. Последнее целесообразно при низких начальных обогащениях и при больших глубинах выгорания.

Повышение начального содержания делящегося изотопа в топливе существенно улучшает нейтронно-физические характеристики реактора, благодаря чему становится возможным использовать в активной зоне такие конструкционные

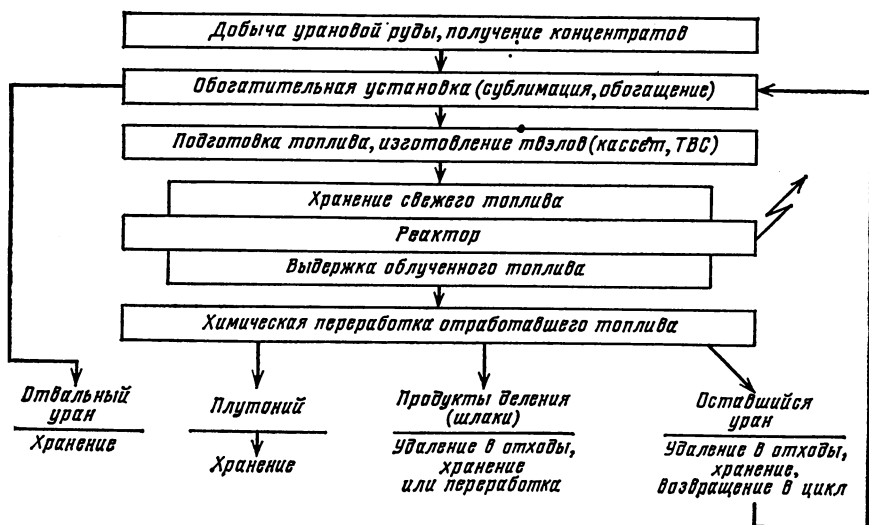


Рис. 4.4. Схема уран-плутониевого цикла на обогащенном уране

материалы, как нержавеющая сталь, такие замедлители и теплоносители, как обычная вода, а в качестве топлива композиции UO_2 , UN_2 и т. п. Все это позволяет повысить удельную энергонапряженность и температуру в активной зоне реактора, увеличить глубину выгорания топлива, сократив при этом размеры реакторов и количество топлива, проходящего через предприятия внешнего топливного цикла. В результате уменьшаются капиталовложения в АЭС и заводы по изготовлению твэлов и химической переработке, появляется возможность повысить термодинамический КПД АЭС и снизить себестоимость вырабатываемой электроэнергии.

В то же время при повышении начального обогащения за счет увеличения затрат в обогатительном производстве возрастает стоимость ядерного топлива. Как показано в табл. 4.2 по эффективности использования ядерного топлива, этот цикл уступает циклу на природном уране. Однако снижение удельных капитальных затрат при строительстве АЭС, более широкие возможности улучшения технико-экономических характеристик реакторных установок, возможность повышения их мощности привели к тому, что в настоящее время работают, строятся и проектируются в основном реакторные установки, работающие на обогащенном уране (водо-водяные под давлением, каналные уран-графитовые, водо-водяные кипящие и др.).

Ториевый топливный цикл. С использованием тория в качестве исходного сырья для ЯЭУ благодаря воспроизводству делящегося нуклида ^{233}U открывается возможность вовлечения в производство энергии дополнительных природных ресурсов. Ториевый топливный цикл по составу звеньев практически не отличается от уранового топливного цикла, за исключением первой стадии добычи тория.

В реакторах на тепловых нейтронах с циклом $\text{Th}-^{233}\text{U}$ коэффициент воспроизводства может составлять 1—1,05. Кроме того, если в таких реакторах существенно (в 2—4 раза) повысить удельную энергонапряженность топлива (например, в реакторах с циркулирующим или газообразным топливом), то можно будет значительно снизить потребности в природном уране, который в этом случае нужен будет для первых зон вновь строящихся реакторов. Все это делает перспективным ториевый цикл в случае истощения запасов дешевых урановых руд. В настоящее время ториевый цикл не нашел широкого применения, по-видимому, из-за того, что этот цикл должен быть обязательно замкнутым.

Плутониевый топливный цикл может быть организован только после добычи плутония в реакторах, работающих по урановому топливному циклу. Получаемый в реакторах из ^{238}U плутоний содержит изотопы ^{239}Pu , ^{240}Pu , ^{241}Pu , ^{242}Pu . Изотопы ^{240}Pu и ^{242}Pu тепловыми нейтронами практически не делятся. При «сжигании» плутония в реакторах на тепловых нейтронах (изотопы ^{239}Pu и ^{241}Pu) его энергетическая ценность примерно равна энергетической ценности ^{235}U . В реакторах на быстрых нейтронах в реакции деления участвуют все изотопы плутония, включая ^{240}Pu и ^{242}Pu , что повышает энергетическую ценность плутония приблизительно на 30 %.

Плутоний может заменять ^{235}U и ^{233}U в соответствующих топливных циклах. В этом случае АЭС с реакторами на тепловых нейтронах будет работать либо по плутоний-урановому, либо по плутоний-ториевому циклу. Однако наиболее эффективно использование плутония в реакторах на быстрых нейтронах. В таких реакторах коэффициент воспроизводства топлива может составлять 1,5—1,7 (теоретически 2,5). Энергосъем с единицы массы природного урана,

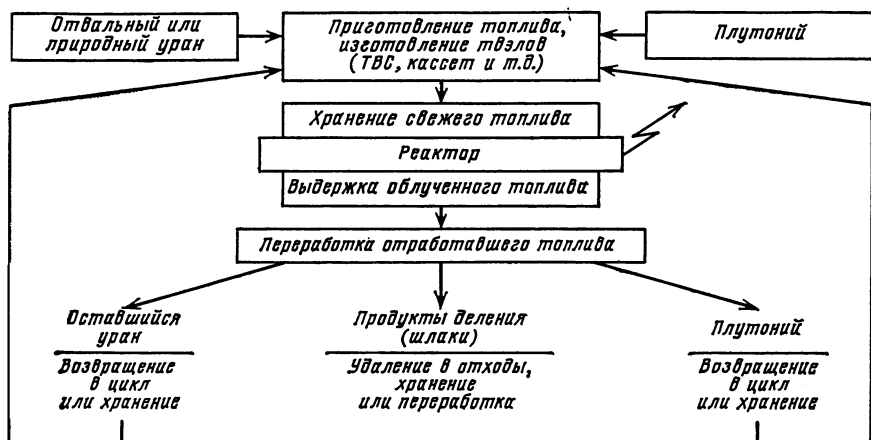


Рис. 4.5. Схема плутониевого цикла с реакторами на быстрых нейтронах

участвующего в производстве энергии, резко возрастает (в 20—30 раз), за счет чего значительно повышается эффективность использования сырьевых ресурсов и сильно снижается скорость потребления природного урана.

Схема плутониевого топливного цикла с реакторами на быстрых нейтронах представлена на рис. 4.5. Особенность подготовки топлива в этом цикле — использование для изготовления твэлов природного или отвального (обедненного) урана и плутония, наработанного в урановом или в плутониевом циклах. Только для этого цикла характерно существенное различие по конструкции и составу топлива твэлов, предназначенных для работы в активной зоне, и твэлов зон воспроизводства.

В отличие от других топливных циклов регенерация топлива в плутониевом цикле имеет принципиальное, определяющее значение из-за относительно большого количества накапливаемого топлива, которое возвращается в цикл. Скорость накопления нового топлива определяется не только тем, насколько КВ больше единицы, а зависит еще от многих факторов. На нее влияют как условия и режим работы реактора, так и время задержки и потери топлива в предприятиях внешнего топливного цикла. Поэтому для характеристики эффективности расширенного воспроизводства топлива вводится понятие *времени удвоения ядерного топлива*:

$$\tau_2 = 1,75 \frac{g_5 H}{(KB - 1 - \varepsilon / \Delta) \varphi}, \quad (4.28)$$

где g_5 — удельная загрузка ^{235}U в реактор, кг $^{235}\text{U}/\text{кВт}$; H — отношение полного времени топливного цикла (время в реакторе + время в переработке) к времени пребывания ядерного топлива в реакторе; ε — доля потерь топлива при радиохимической и металлургической переработке; Δ — относительная глубина выгорания ядерного топлива за одну кампанию; φ — доля времени работы реактора на номинальной мощности в году (*коэффициент использования установленной мощности*). Из зависимости (4.28) следует, что интенсивность накопления плутония в сильной степени зависит от времени задержки топлива в предприятиях внешнего топливного цикла.

Очевидно, если время удвоения ядерного топлива τ_2 меньше времени удвоения мощности развивающейся атомной энергетики на быстрых нейтронах τ_d , то потребность в ядерном топливе из внешних источников будет равна нулю. Потребность в природном уране в этом случае сократится до минимума, определяемого количеством ^{238}U , необходимого для загрузки в зоны воспроизводства и восполнения его потери при прохождении через реактор и предприятия по переработке отработавшего топлива.

Создание реакторов на быстрых нейтронах, интенсивно воспроизводящих топливо, связано с определенными трудностями. Эти трудности вызваны прежде всего необходимостью иметь большую удельную энергонапряженность и глубину выгорания топлива, что влечет за собой повышение температуры в активной зоне, необходимость организации интенсивного отвода тепла, обеспечение механической прочности и термостойкости элементов конструкции, оболочек твэлов и топливных композиций. Все это приводит к снижению КВ до 1,3—1,4 и значительному удорожанию реакторных установок. Если добавить к этому неотработанность в настоящее время технологии химико-металлургической переработки топлива, то как по потребности в природном уране для развивающейся ядерной энергетики, так и по капитальным затратам и себестоимости вырабатываемой энергии плутониевый топливный цикл с реакторами на быстрых нейтронах пока еще значительно уступает циклу с реактором на тепловых нейтронах, работающим на обогащенном уране. Однако в принципе время удвоения ядерного топлива, которое для современных реакторов на быстрых нейтронах порядка 15—16 лет, можно сократить до необходимого значения (т. е. сделать его равным или меньше времени удвоения мощности развивающейся ядерной энергетики), и тогда будет решена проблема ресурсов ядерного сырья.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОСТИ В ДЕЛЯЩИХСЯ МАТЕРИАЛАХ И РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ ТОПЛИВНОГО ЦИКЛА АЭС

Как уже отмечалось, эффективность использования ядерного сырья может быть весьма различна в зависимости от типа реактора и режима его работы от характеристик предприятий внешнего топливного цикла и темпов развития энергетики. При сравнительном анализе эффективности использования ядерного сырья АЭС с различными реакторами прежде всего необходимо определить потребность в ядерном сырье при неизменной мощности реакторов в стационарном режиме частичных или непрерывных перегрузок (установившемся режиме топливного цикла, начинающемся со второго цикла обращения, т. е. прохождения через реактор всего загруженного первоначального топлива). Потребность в ядерном сырье в этом случае определяется тремя характеристиками:

1) G^0 — расходом природного урана на единицу отпущенной электроэнергии, $\text{т}/(\text{МВт}\cdot\text{год})$, определяющим требуемую производительность уранодобывающей промышленности; служит основной характеристикой при сравнении различных АЭС по эффективности использования природных ресурсов ядерного сырья;

2) G_x — годовым количеством циркулирующего в цикле топлива на единицу отпущенной электроэнергии, $\text{т}/(\text{МВт}\cdot\text{год})$, определяющим производительность предприятий внешнего топливного цикла, связанных с переработкой и обогащением урановой руды, изготовлением твэлов, а также размеры хранилища для

выдержки и производительность предприятий по переработке отработавших твэлов;

3) G_9 — годовым количеством накопленного к концу кампании плутония на единицу отпущенной энергии, кг/(МВт·год), определяющим в случае вывода плутония из цикла возможность развития ядерной энергетики с реакторами на быстрых нейтронах.

Определим основные расходные (по топливу) характеристики уранового топливного цикла АЭС с реакторами на тепловых нейтронах при выводе нарабатываемого плутония из цикла. Количество циркулирующего через реактор топлива (или совокупность однотипных реакторов) в установившемся режиме работы

$$G_x = k / (\alpha_{\text{пр.д}} \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}), \quad (4.29)$$

где $\alpha_{\text{пр.д}}$ — масса накопленных продуктов деления к концу кампании на 1 т урана начального обогащения, кг/т U; k — удельный расход делящегося материала на единицу выработанной тепловой энергии (величина, обратная «калорийности» ядерного топлива): $k = 390$ кг/(МВт·год); $\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}$ — КПД АЭС нетто. Если считать, что $\alpha_{\text{пр.д}}$ в среднем может принимать значение от 2—5 кг/т U для реакторов, работающих на природном уране, до 75—100 кг/т U для реакторов на быстрых нейтронах (в топливе реакторов на тепловых нейтронах на слабообогащенном уране $\alpha_{\text{пр.д}} = 10 \div 30$ кг/т U), то при КПД АЭС 25—45 % количество циркулирующего в цикле урана начального обогащения может составлять 10—800 т на 1 МВт·год.

Так как $\alpha_{\text{пр.д}}$ характеризует глубину выгорания, то из формулы (4.29) следует, что чем больше глубина выгорания и выше КПД АЭС, тем меньше производительность уранперерабатывающих предприятий топливного цикла.

Для разомкнутых топливных циклов и для первого цикла обращения (т. е. для первоначальной загрузки реактора) удельный расход природного урана определяется по зависимости

$$G_e = G_x \frac{x_n - y}{C_0 - y}, \quad (4.30)$$

где x_n — содержание ^{235}U в свежем топливе, кг ^{235}U /кгU; y — содержание ^{235}U в отвале, кг ^{235}U /кгU; C_0 — содержание ^{235}U в природном уране $\left(C_0 = 0,00714 \frac{\text{кг}^{235}\text{U}}{\text{кг U}}\right)$.

Величину C_x , а следовательно, и G_e можно выразить через среднюю энергонапряженность ядерного топлива j , мВт(тепл)/тU, и длительность кампании T_k , год, поскольку глубина выгорания

$$\bar{B} = \alpha_{\text{пр.д}} / k = \bar{j} T_k.$$

Следовательно,

$$G_x = \frac{1}{\bar{B} \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} = \frac{1}{\bar{j} T_k \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} \quad (4.31)$$

$$G_e = \left(\frac{x_n - y}{C_0 - y} \right) \frac{1}{\bar{j} T_k \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}}. \quad (4.32)$$

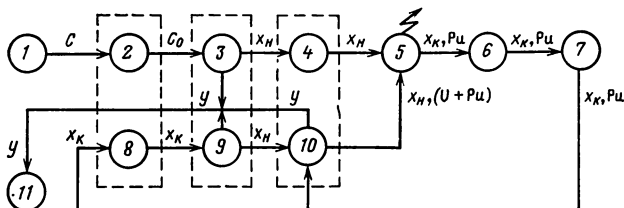


Рис. 4.6. Схема топливного цикла на обогащенном уране с реакторами на тепловых нейтронах:

1 — добыча урана; 2 — сублимация; 3 — обогащение; 4 — изготовление твэлов; 5 — облучение; 6 — выдержка; 7 — регенерация отработавшего топлива; 8 — сублимация регенерата; 9 — дообогащение регенерата до x_H ; 10 — изготовление твэлов; 11 — склад отавального урана

Для замкнутого цикла с учетом возврата в цикл оставшегося топлива потребность в природном уране можно выразить следующим образом:

$$G_e^0 = G_e (1 - \text{КВЦ}), \quad (4.33)$$

где КВЦ — коэффициент возврата топлива в цикл после однократного его использования в реакторе. КВЦ можно определить через коэффициент воспроизводства топлива и его относительные потери в предприятиях топливного цикла:

$$\text{КВЦ} = (1 - \varepsilon_4) [1 - (1 + \text{КВ}^*) \delta_5 x_H] (1 - \varepsilon_7) (1 - \varepsilon_8) (1 - \varepsilon_9) \left(\frac{x_K - y}{x_H - y} \right), \quad (4.34)$$

где $\varepsilon_4, \varepsilon_7, \varepsilon_8, \varepsilon_9$ — доли потерь ядерного топлива соответственно при изготовлении твэлов, химической переработке отработавшего топлива, сублимации и дообогащении (рис. 4.6); КВ^* — коэффициент воспроизводства плутония в активной зоне по отношению к разделившемуся ^{235}U ; δ_5 — доля ^{235}U , разделившегося при работе в реакторе.

При относительно малых потерях топлива в предприятиях топливного цикла, когда $\varepsilon = \varepsilon_4 + \varepsilon_7 + \varepsilon_8 + \varepsilon_9$, и малой величине $(1 + \text{КВ}^*) \delta_5 x_H$ выражение для КВЦ можно упростить:

$$\text{КВЦ} \approx [1 - (1 + \text{КВ}^*) \delta_5 x_H] \left(\frac{x_K - y}{x_H - y} \right) (1 - \varepsilon). \quad (4.35)$$

Первый множитель зависимости (4.35) характеризует убыль урана в связи с его полезным использованием (превращение в энергию, наработка плутония); второй учитывает долю урана, переходящего в отвал обогатительного производства при дообогащении регенерата и третий определяет потери урана на всех стадиях его переработки.

Окончательно расход урана на единицу отпущенной энергии

$$G_e^0 = \frac{\kappa}{\alpha_{\text{пр.д}} \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} \left[\left(\frac{x_H - y}{C_0 - y} \right) - A \left(\frac{x_K - y}{C_0 - y} \right) \right], \quad (4.36)$$

где $A = [1 - \varepsilon - (1 + \text{КВ}^*) \delta_5 x_H]$.

При пренебрежимо малых потерях топлива в цикле и количестве нарабатываемого плутония доля разделившегося урана

$$\delta_5 = \frac{x_H - x_K}{x_H (1 - x_K)}, \quad \text{а } \alpha_{\text{пр.д}} = \delta_5 x_H \frac{\bar{\sigma}_f}{\bar{\sigma}_a},$$

где $\bar{\sigma}_f$ и $\bar{\sigma}_a$ — соответственно средние микроскопические сечения деления ^{235}U и поглощения нейтронов в ^{235}U . В этом случае удельный расход природного урана при установившемся режиме работы АЭС без воспроизводства вторичного топлива определяется зависимостью

$$G_e^0 = \frac{k}{\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} \left(\frac{1-y}{C_0-y} \right) \frac{\bar{\sigma}_a}{\bar{\sigma}_f}. \quad (4.37)$$

Из этой формулы следует, что количество потребляемого природного урана не зависит от глубины выгорания и начального обогащения урана, а определяется спектром нейтронов, КПД станции и содержанием урана в отвале.

Количество нарабатываемого в реакторе плутония на единицу вырабатываемой электроэнергии

$$G_9 = G_x K H \alpha_{\text{пр.д}}, \quad (4.38)$$

где KH — суммарный коэффициент накопления ^{239}Pu и ^{241}Pu в выгружаемом топливе по отношению к выгоревшему топливу. С учетом выражения для G_x

$$G_9 = k K H / \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}. \quad (4.39)$$

Коэффициент накопления определяется по изменению изотопного состава топлива с глубиной выгорания. Величина KH показывает приспособленность данного типа реактора к расширенному воспроизводству топлива

$$KH = Z_{\text{Pu}} / \bar{\alpha}_{\text{пр.д}} \equiv KB^* (x_n - x_k) / \bar{\alpha}_{\text{пр.д}}, \quad (4.40)$$

где Z_{Pu} — концентрация всех изотопов плутония в выгружаемом топливе.

Коэффициент воспроизводства, а следовательно, и коэффициент накопления в реакторах на тепловых нейтронах, работающих по уран-плутониевому циклу, составляет 0,1—0,4. По мере совершенствования таких реакторов путем увеличения энергонапряженности, обогащения и глубины выгорания топлива, повышения температуры в активной зоне коэффициент воспроизводства имеет тенденцию к снижению.

Приведем расчет расхода природного урана для топливного цикла с реакторами на быстрых нейтронах. Кроме используемых характеристик G_e^0 , G_x и G_9 , необходимо добавить еще G_9 — годовое удельное количество топлива в зонах воспроизводства, циркулирующего в установившемся топливном цикле, т/(МВт·год):

$$G_9 = G_x K H_9 \alpha_{\text{пр.д}} / Z_9, \quad (4.41)$$

где KH_9 — коэффициент накопления плутония в экранах реакторов на быстрых нейтронах по отношению к выгоревшему топливу в активной зоне; Z_9 — концентрация плутония в выгружаемом из экранов топливе, кг Pu/тU. Из зависимости (4.29) следует, что

$$G_9 = k K H_9 / (Z_9 \eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}). \quad (4.42)$$

Количество плутония, нарабатываемого к концу кампании в активной зоне и экранах реактора на быстрых нейтронах,

$$G_9 = \frac{k K H}{\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} + Z_9 G_9, \quad (4.43)$$

или с учетом (4.42)

$$G_0 = \frac{\kappa}{\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} (\text{КН} + \text{КН}_3). \quad (4.44)$$

Применительно к реакторам на быстрых нейтронах интересно рассмотреть замкнутый топливный цикл, когда накопленный плутоний используется в тех же реакторах. Так как $(\text{КН} + \text{КН}_3) > 1/(1-\epsilon)$, природный уран при установившемся режиме работы уже после первого цикла обращения расходуется только на зоны воспроизводства и восполнение потерь ^{238}U , превращаемого в плутоний. Для этого с успехом можно использовать и отвальный уран.

В замкнутом цикле, помимо электроэнергии, вырабатывается дополнительно ядерное топливо, которое можно использовать в новых реакторах. В этом случае количество дополнительно вырабатываемого в цикле топлива, $\text{т}/(\text{МВт} \cdot \text{год})$, в пересчете на природный уран можно вычислить по формуле

$$G_e^* = \frac{\kappa}{\eta_{\text{ст}}^{\text{нетто}}} \left[\frac{\Theta - y}{C_0 - y} (\text{КН} + \text{КН}_3) - \frac{1}{\alpha_{\text{пр-д}}} \left(\frac{x_n - y}{C_0 - y} - A \frac{x_k - y}{C_0 - y} \right) \right], \quad (4.45)$$

где $A = [1 - \epsilon - (1 + \text{КН}) \delta_5 x_n]$; Θ — энергетическая ценность по получению плутония, $\text{кг}^{235}\text{U}/\text{кг U}$.

Если плутоний используется в реакторах на тепловых нейтронах, то энергетическую ценность плутония ($^{239}\text{Pu} + ^{241}\text{Pu}$) можно принимать равной энергетической ценности ^{235}U , т. е. $\Theta = 1 \text{ кг } ^{235}\text{U}/\text{кг U}$.

Из приведенных зависимостей следует, что при установившемся режиме работы, т. е. при неизменной мощности работающих АЭС, характеристики реакторов практически полностью определяют требуемые производительности предприятий топливного цикла и потребности в природном уране. В условиях развивающейся энергетики, когда темп нарастания мощности АЭС достаточно высок (что характерно для настоящего периода развития энергетики), потребность в природном уране, производительности предприятий топливного цикла, а следовательно, и эффективность использования природных ресурсов в замкнутом топливном цикле в сильной степени зависят от параметров внешнего топливного цикла и прежде всего от времени задержки ядерного топлива на различных стадиях производства и переработки.

Рассмотрим расчет производительности предприятий внешнего топливного цикла в условиях развивающейся энергетики применительно к замкнутому уран-плутониевому циклу (рис. 4.6), в которых накопленный плутоний и неразделившийся уран возвращаются в цикл. Плутоний смешивают с отвальным ураном, в результате чего образуется топливо, эквивалентное урановому с начальным обогащением x_n . Оставшийся уран с содержанием ^{235}U x_k дообогащают до начального.

Примем, что мощность АЭС растет непрерывно по закону $N(t)$. Наиболее близка к действительному закону изменения мощности экспоненциальная функция $N = N_0 \exp(t/\lambda)$, где λ — темп развития энергетики, который с большой степенью точности на достаточно длительный период времени (30—50 лет) можно принять постоянным. Величина λ обратно пропорциональна времени удвоения мощности:

$$\lambda = \frac{\ln 2}{\tau_A}. \quad (4.46)$$

Годовая потребность в делящемся уране в момент времени t

$$W_5 = \frac{dN(t)}{dt} g_5^H + N(t - T_p) \frac{g_5^H}{T_5}, \quad (4.47)$$

где первый член учитывает расход урана на первоначальную загрузку вновь вводимых реакторов, второй член — расход урана для перегрузки действующих реакторов. Здесь g_5^H — удельная загрузка делящегося материала в реактор, т $^{235}\text{U}/\text{МВт}$; T_p — время от загрузки реактора свежим горючим до начала непрерывной перегрузки с расходом топлива g_5^H/T_5 ; $T_5 = T_K/\phi$ — время задержки топлива в реакторе.

Если реакторы АЭС работают по разомкнутому циклу, то по g_5^H можно определить потребности АЭС в природном уране. Для получения 1 т урана начального обогащения требуется $(x_H - y)/(C_0 - y)$ тонн природного урана [см. формулу (4.30)], а для получения 1 т ^{235}U в составе топлива начального обогащения требуется $\frac{1}{x_H} \left(\frac{x_H - y}{C_0 - y} \right)$, или $\frac{1}{C_0 - y} \left(1 - \frac{y}{x_H} \right)$ тонн природного урана.

Тогда, учитывая задержки и потери топлива в каждом звене топливного цикла от рудника до завода по изготовлению твэлов, для разомкнутого цикла можно представить потребность в природном уране (или требуемую производительность уранодобывающей промышленности) в виде

$$WC_0(t) = \frac{1}{C_0 y} \left(1 - \frac{y}{x_H} \right) \frac{g_5^H}{(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3)(1 - \varepsilon_4)} \times \\ \times \left[\frac{dN(t + T_2 + T_3 + T_4)}{dt} + \frac{N(t - T_p + T_2 + T_3 + T_4)}{T} \right], \quad (4.48)$$

где T_2, T_3, T_4 — время задержки топлива соответственно при сублимации, обогащении и при изготовлении твэлов; $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ — доли потерь топлива.

В замкнутом цикле часть потребности в природном уране, определяемой зависимостью (4.48), восполняется за счет неразделившегося урана и наработанного плутония.

Зависимости для расчета производительностей соответствующих предприятий топливного цикла приведены в табл. 4.3. Зависимости, аналогичные приведенным, могут быть получены и для других топливных циклов. Кроме того, возможны так называемые смешанные циклы, когда используются АЭС с реакторами различных типов. Например, в ближайшей перспективе наиболее реален смешанный уран-плутониевый цикл с реакторами на тепловых нейтронах и реакторами-размножителями на быстрых нейтронах.

4.4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЯЭУ НА МОРСКИХ СУДАХ

Опыт постройки и эксплуатации первых судов с ЯЭУ (атомные ледоколы «Ленин» и «Арктика», атомные суда «Саванна» и «Отто Ган») доказал, что судовые ЯЭУ в полной мере отвечают всем техническим требованиям, предъявляемым к энергетическим установкам транспортных судов. Широкое использование ЯЭУ на транспортных судах определяется экономическими соображениями и условиями их конкурентоспособности с традиционными видами установок на органическом топливе. Самостоятельной проблемой, в равной мере касающейся

Таблица 4.3. Производительность предприятий топливного цикла

Наименование предприятия	Производительность предприятия (см. рис. 4.6)
Завод по химической переработке отработавшего топлива	$W_7^{x_k}(t) = \frac{1}{x_k} N(t - T_p - T_d) \frac{g_5^k}{T_5}$
Завод по сублимации регенерата (превращение в UF_6)	$W_8^{x_k}(t) = \frac{1}{x_k} \frac{g_5^k}{T_5} (1 - \varepsilon_7) N(t - T_p - T_6 - T_7)$
Завод по производству обогащенного урана	$W_9^{x_k}(t) = \frac{1}{x_k} \frac{g_5^k}{T_5} (1 - \varepsilon_7) (1 - \varepsilon_8) N(t - T_p - T_6 - T_7 - T_8)$
Завод по изготовлению твэлов (из регенерата)	$W_{10}^{x_h^{(U)}}(t) = \frac{1}{x_h - y} \left(1 - \frac{y}{x_k} \right) \frac{g_5^k}{T_5} (1 - \varepsilon_7) (1 - \varepsilon_8) (1 - \varepsilon_9) \times \\ \times N(t - T_p - T_6 - T_7 - T_8 - T_9 - T_{10})$
Завод по изготовлению твэлов (из плутония)	$W_{10}^{x_h^{(Pu)}}(t) = 0,39 \frac{\varphi}{\eta_{\text{гст}}} KH (1 - \varepsilon_7) \frac{1 - y}{x_h - y} N(t - T_p - T_6 - T_7 - T_8 - T_9 - T_{10})$
АЭС (поступает топливо из регенерата урана и плутония)	$W_{10}^{x_h^{(U+Pu)}} = W_{10}^{x_h^{(Pu)}} + W_{10}^{x_h^{(U)}}$
АЭС (поступает топливо из регенерата урана и плутония в пересчете на природный уран)	$W_{10}^{C_o} = \frac{x_h - y}{C_o - y} W_{10}^{x_h^{(U+Pu)}}$
Уранодобывающее предприятие	$W_1^{C_o}(t) = \frac{1}{C_o - y} \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3)(1 - \varepsilon_4)} \left\{ \left(1 - \frac{y}{x_h} \right) g_5^h \left[\frac{dN(t + T_2 + T_3 + T_4)}{dt} + \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{N(t - T_p + T_3 + T_4)}{T_5} \right] - \left(1 - \frac{y}{x_h} \right) \frac{g_5^k}{T_5} (1 - \varepsilon_7) (1 - \varepsilon_8) (1 - \varepsilon_9) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times N(t - T_p - T_6 - T_7) \right\} - (1 - y) 0,39 \frac{\varphi}{\eta_{\text{гст}}} KH (1 - \varepsilon_7) (1 - \varepsilon_8) (1 - \varepsilon_9) \times \right. \\ \left. \times N(t - T_p - T_6 - T_7 + T_8 + T_9) \right]$

как атомных судов, так и крупных транспортных судов на органическом топливе, является обеспечение защиты окружающей среды от последствий аварий в результате стихийных бедствий, столкновений и т. п.

Исключительный интерес вызывает возможность создания экономически выгодного атомного флота. По затратам на получение единичной мощности на валу, руб/кВт, сомнительно, чтобы ядерное топливо когда-либо смогло конкурировать с мазутом. Высокая стоимость ядерного топлива, реактора и биологической защиты требует больших экономических затрат. Однако транспортные суда с ЯЭУ обладают рядом преимуществ по сравнению с обычными судами (автономность плавания, быстроходность и др.). Ядерные силовые установки позволяют создать такие транспортные, пассажирские суда и суда специального назначения, какие вряд ли удастся создать с использованием обычных двигателей. В оценке экономических показателей атомных судов эти обстоятельства играют решающую роль. Аналогичное положение наблюдалось в первые годы перехода от парусного к паровому флоту. Тогда, как и теперь, мерой экономической эффективности и рентабельности были затраты на тонну-милю перевозимого груза. Исходя из этого, нетрудно показать, что даже в настоящее время наиболее экономичным видом транспорта является парусное судно. Однако паровые суда завоевали себе право на существование не из-за своей экономичности, а благодаря тому, что количество перевозимого груза увеличилось во много раз.

Имеющиеся тенденции к увеличению водоизмещения, быстроходности, автономности плавания транспортных судов и особенно судов специального назначения (танкеров, рудовозов, судов-контейнеровозов, ледоколов) и связанное с этим увеличение мощности силовых установок и электростанций судов (рис. 4.7) должны способствовать использованию ЯЭУ. Рудовозы и танкеры находятся 340 сут в году в плавании (остальные 25 сут под погрузкой). Этот высокий коэффициент загрузки также свидетельствует о необходимости использования ядерной энергии. Но особенно важна открывающаяся перспектива увеличения производительности судов.

Производительность перевозок зависит от грузоподъемности, радиуса действия и скорости судна. Тоннаж судна обычно ограничивается производительностью портовых погрузочно-разгрузочных механизмов, глубинами портовых проходов и т. п. Радиус действия определяется местом размещения источников сырья (руды, нефти, зерна и т. п.) и может только ограничивать производительность судна. Следовательно, производительность можно поднять, увеличивая скорость судна, для чего требуется существенный рост мощности судовых энергоустановок, так как мощность на валу движителя пропорциональна кубу скорости движения. Для судов, работающих на мазуте, это связано еще и с увеличением запаса топлива. Так, современный супертанкер мощностью 3000 кВт, перевозящий в одну сторону 100 000 т на расстояние 32 000 км (17 500 миль) со скоростью 27 км/ч (15 узлов), за один рейс туда и обратно расходует топлива 15 % перевозимого груза.

В этой связи с применением ЯЭУ может повыситься общая производительность грузовых судов всех типов за счет снижения полной массы энергетической установки, которая включает в себя массу собственно энергетической установки и массу топлива, запасаемого на рейс. На рис. 4.8 приведены зависимости масс ЯЭУ и паротурбинной установки (ПТУ) на мазуте (без запаса топлива на рейс) от их мощности, а также увеличение полезной грузоподъемно-

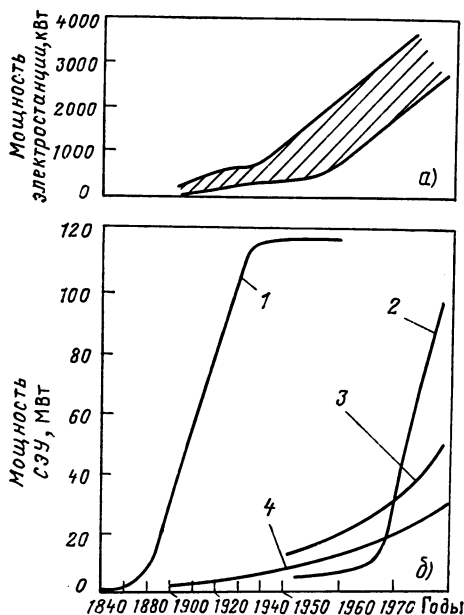


Рис. 4.7. Изменение мощности судовых и энергетических установок (СЭУ) (б) электростанций (а) крупных судов:
1 — пассажирские суда; 2 — контейнеровозы;
3 — танкеры; 4 — сухогрузные суда

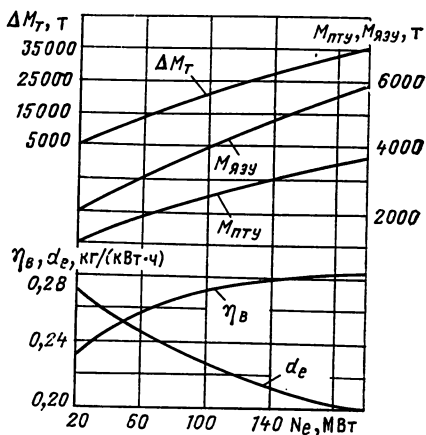


Рис. 4.8. Зависимость от мощности на винтах удельного расхода органического топлива в ПТУ d_e , эффективного термического КПД ЯЭУ η_v , массы ПТУ без учета запаса топлива на рейс $M_{пту}$, массы ЯЭУ $M_{яэу}$, разности полных масс ПТУ (с учетом запаса топлива на рейс длительностью 35 сут) и ЯЭУ ΔM_r

сти в одном рейсе, полученное как разность полных масс ПТУ и ЯЭУ ($M_{пту} + M_r - M_{яэу}$) при длительности рейса 35 сут. Как видно из рис. 4.8, выигрыш ЯЭУ по полной массе при $N_e \geq 40 \div 60$ МВт составляет более 10 000 т. Уменьшение полной массы энергетической установки можно различными способами использовать для улучшения технико-экономических характеристик судна при использовании ЯЭУ: при постоянных мощности установки, водоизмещения и скорости судна повысить годовую производительность судна увеличением полезной грузоподъемности; при неизменной полезной грузоподъемности уменьшить водоизмещение, что при постоянной мощности приводит к росту скорости и числа рейсов в год, а следовательно, провозной способности судна.

Таким образом, уже сейчас вполне очевидно, что для больших быстроходных судов большим радиусом действия перспективны энергетические установки, работающие на ядерном топливе. Опыт эксплуатации атомных «Ленин» и «Арктика» в СССР показал, что использование ЯЭУ на судах подобного типа неоспоримо выгоднее по сравнению с судами обычного типа, так как позволяет качественно изменить условия обеспечения навигации в Арктике.

Рассматривая эффективность применения ЯЭУ на судах, нужно иметь в виду, что наряду с совершенствованием обычных судов ведутся разработки новых типов транспортных судов, которые могут быть созданы только при использовании ЯЭУ. К ним относятся суда на воздушной подушке и подводные транспортные суда. Создание и использование таких судов может радикально

изменить всю организацию и экономику морских перевозок. Например, скорость доставки грузов на судах на воздушной подушке может возрасти на порядок (100—150 узлов вместо 15—18 узлов).

Как и для АЭС, общим показателем технико-экономической эффективности судна и судовой энергетической установки являются приведенные затраты, руб/(т·миля),

$$Z_{пр} = S_{экс}/\Sigma (ML) + E_1 \bar{K}_c/\Sigma (ML) + E_2 O_6/\Sigma (ML), \quad (4.49)$$

где $S_{экс}$ — эксплуатационные расходы за год; \bar{K}_c — строительная стоимость (начальные затраты) судна; $\Sigma (ML)$ — годовая провозная способность судна, т·миля/год; O_6 — оборотные средства, заключенные на время транспортировки, в грузе; E_1, E_2 — нормативные коэффициенты эффективности капиталовложений и оборотных средств.

Годовые эксплуатационные расходы по судну могут быть представлены в виде

$$S_{экс} = a_z (S_{эк} + S_{нв} + S_a + S_p + S_c) + S_t + S_{см}, \quad (4.50)$$

где a_z — коэффициент, учитывающий накладные расходы парохозяйства; $S_{эк}$ — затраты на содержание экипажа; S_a — амортизационные отчисления; S_c — затраты на снабжение быстроизнашивающимися и расходными материалами; S_p — расходы на текущий и малый ремонт; $S_{нв}$ — навигационные и прочие затраты; $S_{см}$ — затраты на смазку; S_t — затраты на топливо. Укрупненно расходы на ремонт, снабжение и амортизационные отчисления определяются строительной стоимостью судна с установленными нормами отчислений $a_p, a_{ам}, a_{сн}$, и тогда

$$S_{экс} = a_z [S_{эк} + S_{нв} + (a_{ам} + a_p + a_{сн}) \bar{K}_c] + S_t + S_{см}. \quad (4.51)$$

Затраты на топливо определяются аналогично изложенному в § 4.1.

Опыт постройки и эксплуатации первых судов с ЯЭУ и проведенные технико-экономические исследования показывают, что более высокие приведенные затраты для судов с ЯЭУ по сравнению с судами с традиционными двигателями (двигателями внутреннего сгорания, паротурбинными установками) обусловлены:

более высокой стоимостью энергетической установки, включающей в себя дорогостоящие реакторы, биологическую защиту и другое специальное оборудование;

дополнительной стоимостью корпуса, вызванной созданием противоударной защиты (усиление корпуса в районе расположения ЯЭУ);

повышенной стоимостью проектирования и прочими затратами, связанными с применением специальных материалов и более квалифицированного персонала при сборке и монтаже оборудования;

большими расходами на научно-исследовательские работы, которые выполнялись при проектировании и создании первых судов с ЯЭУ.

Возможность уменьшения строительной (начальной) стоимости атомного судна связана прежде всего с усовершенствованием паропроизводящей установки путем снижения ее массогабаритных характеристик и повышения энергетической эффективности. Большую роль в снижении стоимости должен сыграть переход на серийное строительство атомных судов. Это позволит существенно

снизить среднюю стоимость ЯЭУ и судна в серии. Например, снижение себестоимости постройки серийных судов с традиционными двигателями внутреннего сгорания достигает 40 %.

Глава 5

РАБОТА ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА НЕНОМИНАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ

5.1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЯЭУ

Режимы эксплуатации ЯЭУ определяются большим числом факторов, таких как тип реактора, его мощность, назначение ЯЭУ и пр. В общем виде все режимы эксплуатации могут быть разделены на две группы: нормальной эксплуатации и аварийные.

Режимы нормальной эксплуатации включают в себя как стационарные (установившиеся), так и нестационарные (динамические) режимы. *Стационарными* называют режимы, в которых параметры установки сохраняют постоянное значение:

$$\alpha_1 = \text{const}; \alpha_2 = \text{const}; \dots; \alpha_n = \text{const},$$

где n — полное число характеристических параметров. *Нестационарными* называют режимы, в которых параметры установки изменяются:

$$\alpha_1 = f_1(t); \alpha_2 = f_2(t); \dots; \alpha_m = f_m(t),$$

где m — число переменных параметров в данном динамическом режиме ($m \leq n$); t — время.

Основными эксплуатационными режимами для АЭС являются установившиеся режимы. Динамические режимы у стационарных ЯЭУ обусловлены достаточно редкими пусками, выключениями, изменениями уровня мощности, а также возможными аварийными состояниями. Транспортные энергетические установки характеризуются существенно большей долей динамических режимов в связи с частыми сменами параметров движения судна (разгон судна, остановка, реверс и т. д.).

Практически все АЭС в СССР работают в *базисном* режиме, т. е. режиме, при котором заданное значение мощности блока остается постоянным в течение длительного времени. Однако возможен и другой, *переменный*, режим работы (режим регулирования), когда заданное значение мощности является функцией времени и определяется суточным графиком нагрузки энергосистемы.

Различают *номинальный* и *неноминальные* режимы работы ЯЭУ. *Номинальный* — это такой режим работы ЯЭУ, при котором она производит наибольшее количество энергии с обеспечением требуемых запасов прочности и работоспособности всех ее элементов, наиболее высокой экономичности ЯЭУ и безопасности ее эксплуатации. Номинальный режим — частный случай базисного.

Неноминальными являются все остальные режимы работы ЯЭУ, как нормальной эксплуатации, так и аварийные.

К аварийным режимам относятся:

1) режимы, связанные с незапланированным изменением реактивности вследствие неконтролируемого извлечения кассет СУЗ реактора или стержней-поглотителей, изменения концентрации жидкого поглотителя в теплоносителе и т. п.;

2) режимы с аварийным сокращением расхода теплоносителя через активную зону или отдельные технологические каналы реактора;

3) режимы работы, обусловленные появлением неплотностей (течей) на оборудовании и трубопроводах главных контуров циркуляции теплоносителя;

4) режимы работы при потере электрического питания (обесточивании) собственных нужд АЭС;

5) режимы работы при нарушении герметичности оболочек твэлов и увеличении активности теплоносителя;

6) режимы работы, связанные с повреждением главных паровых трубопроводов;

7) работа ЯЭУ при непредвиденных сбросах и набросах электрической нагрузки.

5.2. СТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ НА НЕНОМИНАЛЬНЫХ УРОВНЯХ МОЩНОСТИ

Под стационарными режимами работы на неноминальных уровнях мощности понимают, как правило, работу ЯЭУ на уровнях мощности ниже номинального. Тем не менее опыт эксплуатации ВВЭР-440 показал, что последние могут надежно работать на повышенной (до 10 %) мощности. Стационарная работа ЯЭУ на уровнях мощности ниже номинального не нарушает условий безопасности эксплуатации и связана только со снижением ее экономичности. Однако такие режимы неизбежны в ЯЭУ всех типов, а в транспортных ЯЭУ являются основными эксплуатационными режимами.

Рассмотрим работу двухконтурной паропроизводящей ЯЭУ с водо-водяным реактором (рис. 5.1). Мощность, генерируемая ядерным реактором и снимаемая однофазным теплоносителем, может быть рассчитана по формуле

$$N = Gc_p (T_2 - T_1), \quad (5.1)$$

где G — массовый расход теплоносителя, кг/с; c_p — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); T_2 и T_1 — температуры теплоносителя на выходе и входе в ядерный реактор, К.

В существующих ЯЭУ используются как схемы с постоянным (не зависящим от мощности) расходом теплоносителя, так и схемы с переменным (зависящим от мощности) расходом. Для ЯЭУ с водо-водяными реакторами характерен постоянный расход теплоносителя (изменяется только за счет числа включенных петель) для

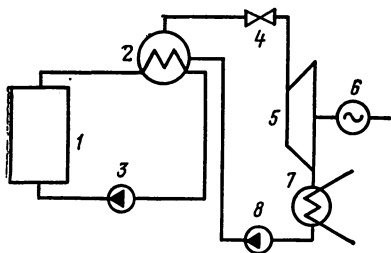


Рис. 5.1. Схема двухконтурной ЯЭУ с водо-водяным реактором:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — ГЦН; 4 — регулирующийся клапан турбины; 5 — турбина; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8 — питательный насос

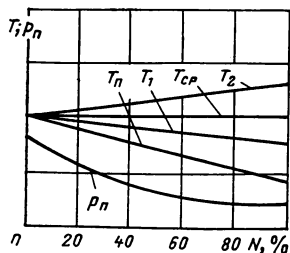


Рис. 5.2. Программа регулирования с постоянной средней температурой теплоносителя в первом контуре

ЯЭУ с газовыми теплоносителями — переменный, ЯЭУ с жидкометаллическими теплоносителями выполняются как с постоянным, так и с переменным расходом. Если учесть, что удельная теплоемкость теплоносителя остается практически неизменной в рабочем интервале температур, то для рассматриваемой ЯЭУ (рис. 5.1) с постоянным расходом теплоносителя мощность реактора и разность температур $T_2 - T_1$ связаны линейно. Однако для определения зависимостей $T_2(N)$ и $T_1(N)$ необходимы дополнительные соображения, в зависимости от которых различают разные статические программы изменения параметров.

Под *статической программой изменения параметров* понимается желаемая зависимость основных параметров установки (расходы, температуры, давления) от ее мощности в установившихся режимах. Необходимо обратить внимание на то, что термин «программа» относится к стационарному режиму работы. Наибольшее распространение на ЯЭУ с ВВЭР получили следующие программы регулирования:

1) с постоянной средней температурой теплоносителя в первом контуре;

2) с постоянным давлением и температурой насыщения пара во втором контуре;

3) компромиссная программа с умеренным изменением средней температуры теплоносителя и давления во втором контуре;

4) компромиссная программа с поддержанием постоянного давления во втором контуре при малых нагрузках и постоянной средней температурой теплоносителя в первом контуре при больших нагрузках.

Программа с постоянной средней температурой теплоносителя в первом контуре

$$T_{cp} = (T_1 + T_2)/2, \quad (5.2)$$

представленная на рис. 5.2, обладает рядом достоинств, обусловивших ее применение на I блоке Нововоронежской АЭС. Эта про-

грамма оптимальна с точки зрения минимизации воздействия регулирующих органов реактора при переходе с одного установившегося режима на другой (при отрицательном температурном коэффициенте реактивности, характерном для водо-водяных реакторов). Другое достоинство программы с постоянной $T_{\text{ср}}$ — постоянство объема теплоносителя в первом контуре. Следствием этого являются уменьшение размеров компенсаторов объема и улучшение условий работы их систем регулирования.

Существенный недостаток этой программы, ограничивший ее применение, обусловлен значительным изменением давления пара во втором контуре во всем диапазоне мощностей (рис. 5.2), что приводит к утяжелению и удорожанию оборудования второго контура. Действительно, тепловая мощность, передаваемая во второй контур,

$$N = K(T_{\text{ср}} - T_{\text{п}}), \quad (5.3)$$

где K — коэффициент пропорциональности, зависящий от характеристик теплопередачи в парогенераторе; $T_{\text{п}}$ — температура пара во втором контуре, K . При снижении нагрузки на турбине уменьшается и передаваемая на второй контур мощность, а следовательно, при постоянстве $T_{\text{ср}}$ должны расти температура пара и связанное с ней давление пара во втором контуре. Это обуславливает низкое значение термического КПД цикла на всех уровнях мощности, поскольку на номинальной мощности давление пара ниже допускаемого по условиям работы второго контура, а при малых мощностях, когда давление пара в парогенераторе велико, значительная его часть теряется на регулирующих клапанах турбины. В целом программа с постоянной средней температурой более благоприятна для первого контура.

Программа же с постоянным давлением пара во втором контуре наиболее благоприятна для второго контура, и ее преимущества и недостатки взаимно обратны преимуществам и недостаткам программы с $T_{\text{ср}} = \text{const}$. Поддержание постоянства $p_{\text{п}}$ позволяет повысить термический КПД цикла; условия работы второго контура вследствие постоянства давления (и температуры) существенно лучше, чем при использовании программы $T_{\text{ср}} = \text{const}$.

Однако, как видно из выражения (5.3), с увеличением мощности при постоянстве $p_{\text{п}}$ и, следовательно, $T_{\text{п}}$ необходимо увеличение средней температуры в первом контуре (рис. 5.3). Это приводит к дополнительному изменению реактивности, которое должна компенсировать СУЗ ядерного реактора. Значительные изменения температуры теплоносителя во всем диапазоне мощности усложняют работу системы компенсации объема и приводит к ее удорожанию. Несмотря на эти недостатки, программа с $p_{\text{п}} = \text{const}$ более характерна для ЯЭУ с ВВЭР и применена, например, на III блоке Нововоронежской АЭС.

Компромиссные программы 3 и 4, представленные на рис. 5.4 и 5.5 соответственно, являются следствием стремления сбалансиро-

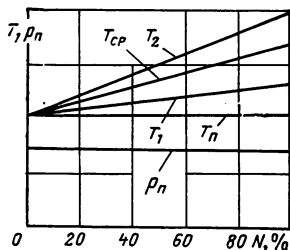


Рис. 5.3. Программа регулирования с постоянным давлением и температурой насыщения пара во втором контуре

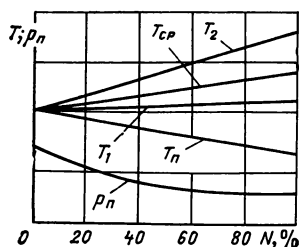


Рис. 5.4. Компромиссная программа регулирования с умеренным изменением средней температуры теплоносителя и давления во втором контуре

вать положительные и отрицательные стороны двух, рассмотренных выше, программ с $T_{cp} = \text{const}$ и $p_n = \text{const}$. Компромиссная программа с умеренным изменением обеих величин (рис. 5.4) применяется на ряде АЭС США, в частности на АЭС Palisades. Программа характеризуется одновременным, но меньшим изменением обоих параметров (T_{cp} и p_n) и удовлетворительна с точки зрения оптимального выбора параметров обоих контуров — первого и второго. Уменьшаются температурные напряжения, в связи с чем скорость изменения нагрузки по данной программе может допускаться большей, чем по первой и второй программам.

Другой тип компромиссных программ (рис. 5.5) применяется на ряде АЭС в ФРГ, например АЭС Obrigheim и Biblis. Эта программа характеризуется использованием программы $p_n = \text{const}$ в области низких нагрузок и программы $T_{cp} = \text{const}$ при высоких нагрузках. Преимущество этого типа программ заключается в том, что в наиболее тяжелых режимах (вблизи номинальной мощности) ЯЭУ работает по программе $T_{cp} = \text{const}$ и тем самым облегчаются условия работы первого контура.

5.3. РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОГРАММ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Из большого числа параметров, определяющих состояние ЯЭУ, можно выделить группу регулируемых параметров, несомненно очень важных, но не влияющих непосредственно на мощность установки. Это, например, уровни в парогенераторах и компенсаторах объема, давление в первом контуре. Их регулирование заключается, как правило, в поддержании их в определенных пределах и осуществляется устройствами, не связанными с системой регулирования мощности ЯЭУ.

Изменение мощности ЯЭУ согласно рассмотренным выше программам осуществляется воздействием на два регулируемых параметра: расход пара на турбину и плотность потока нейтронов в реакторе. Расход пара регулируется изменением положения регулирующих клапанов турбины, а изменение плотности потока нейтронов обеспечивается регулирующими органами СУЗ реактора (по-

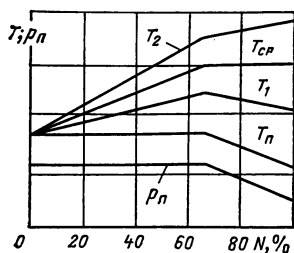


Рис. 5.5. Компромиссная программа регулирования с поддержанием $p_n = \text{const}$ при малых нагрузках и $T_{cp} = \text{const}$ при больших нагрузках

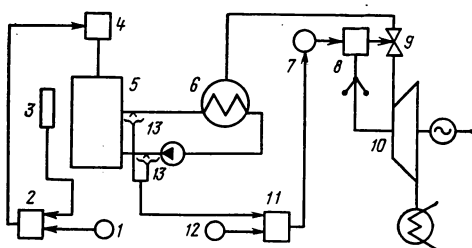


Рис. 5.6. Схема регулирования ЯЭУ с ВВЭР при работе в базисном режиме по программе $T_{cp} = \text{const}$:

1 — задатчик мощности; 2 — регулятор; 3 — ионизационная камера; 4 — привод органов регулирования; 5 — реактор; 6 — парогенератор; 7 — синхронизатор турбины; 8 — регулятор скорости турбины; 9 — регулирующий клапан турбины; 10 — турбина; 11 — регулятор средней температуры теплоносителя первого контура; 12 — задатчик T_{cp} ; 13 — термометр

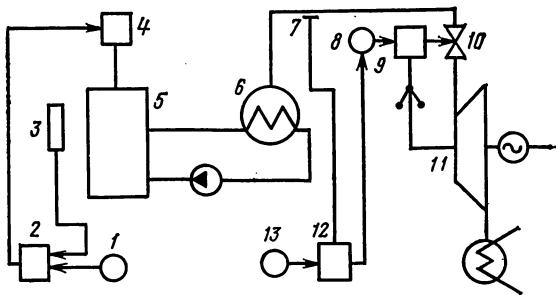
глощающими стержнями, кассетами, изменением концентрации борной кислоты).

Реализация рассмотренных в § 5.2 программ зависит от режима работы ЯЭУ — базисный или регулирования. Рассмотрим схемы регулирования, предназначенные для работы в базисном режиме, основном для АЭС. При работе ЯЭУ в базисном режиме роль системы регулирования достаточно проста и сводится к снятию возмущений, поступающих со стороны энергосистемы, а также внутренних возмущений, возникающих в энергоустановке.

На рис. 5.6 представлена схема регулирования ЯЭУ по программе с постоянной средней температурой теплоносителя в первом контуре. Мощность ЯЭУ и средняя температура теплоносителя первого контура устанавливаются задатчиками соответственно 1 и 12. Постоянная мощность ЯЭУ поддерживается с помощью приводов органов регулирования 4, управляемых от регулятора 2, формирующего управляющий сигнал при отклонении мощности реактора, фиксируемой с помощью ионизационной камеры 3, от устанавливаемого задатчиком мощности 1 уровня. Измеряемая посредством термометров 13 температура T_{cp} сравнивается с устанавливаемым задатчиком 12 значением, и в случае возникновения рассогласования регулятор среднего значения температуры теплоносителя первого контура 11 воздействует на синхронизатор 7. Система регулирования частоты вращения турбины является статической, т. е. каждому значению частоты вращения турбины (частоты сети) соответствует свое положение регулирующих клапанов. При воздействии на синхронизатор смещается кривая зависимости положения клапанов от частоты. Таким образом, обеспечивается изменение расхода пара на турбину при неизменной частоте сети. Изменение расхода пара приводит к изменению давления пара p_n , а следовательно, и T_n . Согласно (5.3) при неизменной мощ-

Рис. 5.7. Схема регулирования ЯЭУ с ВВЭР при работе в базисном режиме по программе $p_{\Pi} = \text{const}$:

1 — задатчик мощности; 2 — регулятор; 3 — ионизационная камера; 4 — привод органов регулирования; 5 — реактор; 6 — парогенератор; 7 — измеритель давления; 8 — синхронизатор турбины; 9 — регулятор скорости турбины; 10 — регулирующий клапан турбины; 11 — турбина; 12 — регулятор давления пара во втором контуре; 13 — задатчик p_{Π}



ности реактора это приводит к изменению $T_{\text{ср}}$ и уменьшению, а в конечном случае и снятию рассогласования между $T_{\text{ср}}$ схемы и $T_{\text{ср}}$ уставки.

При реализации программы $p_{\Pi} = \text{const}$ схема ЯЭУ (рис. 5.7) отличается от рассмотренной выше (см. рис. 5.6) тем, что воздействие на синхронизатор осуществляется регулятором давления, сигнал которого обуславливается появлением рассогласования между p_{Π} схемы и p_{Π} уставки. В остальном работа схемы аналогична предыдущей.

ЯЭУ с уран-графитовыми канальными реакторами работают по одноконтурной схеме. Их ядерно-физические и теплофизические характеристики существенно отличаются от характеристик ВВЭР, в частности, они могут обладать положительным паровым эффектом реактивности (т. е. при возрастании паросодержания реактивность растет). Поэтому в канальных уран-графитовых реакторах схемы с использованием эффекта саморегулирования не нашли применения. Схемы управления ЯЭУ с канальными реакторами (рис. 5.8) по сравнению с рассмотренными водо-водяными отличаются более жесткими требованиями к уровню воды в барабанах-сепараторах. Основным регулируемым параметром при работе в базисном режиме является давление пара в паровом контуре, поскольку его стабильность определяет нормальную работу ЯЭУ.

Мощность реактора устанавливается и поддерживается на заданном уровне регулятором 3, воздействующим на стержни регулирования 2. Сигнал регулятора определяется разностью между действительной мощностью реактора, определяемой с помощью ионизационных камер 1, и уставкой задатчика мощности 4. Регулятор давления 6, поддерживающий давление пара в пароводяном контуре, воздействует на синхронизатор 8. При появлении отклонений синхронизатор воздействует на регулирующий клапан 9 турбины, изменяет его раскрытие и тем самым возвращает давление к первоначальному.

Уровень воды в барабанах-сепараторах поддерживается, как правило, с помощью трехимпульсной схемы (рис. 5.8). Сигналы от расходомеров пара 7 и воды 12 и уровнемера 5 поступают на регуля-

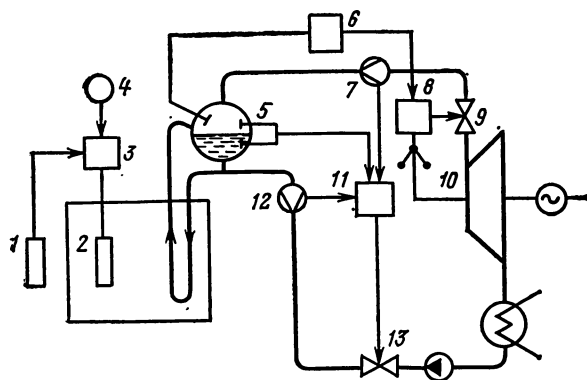


Рис. 5.8. Схема регулирования ЯЭУ с каналным реактором при работе в базисном режиме:

1 — ионизационная камера; 2 — стержни регулирования; 3 — регулятор; 4 — задатчик мощности; 5 — уровень; 6 — регулятор давления пара; 7 — расходомер пара; 8 — синхронизатор турбины; 9 — регулирующий клапан турбины; 10 — турбина; 11 — регулятор уровня; 12 — расходомер воды; 13 — управляющий клапан питательной воды

тор 11, управляющий клапаном 13, который регулирует подачу питательной воды.

При использовании реакторов с ядерным перегревом пара (например, на I и II блоках Белоярской АЭС) возникает необходимость регулирования температуры пара. Однако в целом принципы построения схем регулирования в этом случае аналогичны ЯЭУ с каналными реакторами, генерирующими насыщенный пар.

ЯЭУ с реакторами на быстрых нейтронах имеют сложную трехконтурную схему, позволяющую регулировать расходы теплоносителя по первому и второму контуру. Парогенераторы применяются как барабанные, так и прямоточные. В связи с этим возможно большое разнообразие схем регулирования.

5.4. ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ И ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ЯЭУ

Общая задача динамики ЯЭУ состоит в определении переходных характеристик установки при различных возмущающих воздействиях. Типичными задачами динамики ЯЭУ являются исследования: 1) эксплуатационных переходных режимов; 2) различного рода аварийных ситуаций; 3) устойчивости ЯЭУ при небольших отклонениях от установившихся рабочих условий.

В общем виде для исследования динамических режимов ЯЭУ необходимо решить полную систему уравнений динамики, включающую уравнения динамики всех элементов ЯЭУ, связей между ними, а также системы автоматического регулирования. Однако для решения большинства практических задач полную систему уравнений можно упростить. В зависимости от характера задачи почти всегда имеется возможность ограничиться рассмотрением той или иной части энергетической установки с заменой отброшенной части (если ее влияние существенно) функциональной зависимостью.

Для получения системы уравнений, пригодной для инженерных расчетов, неизбежно приходится делать ряд упрощающих допущений, например таких, как использование уравнений нейтронной кинетики в форме, справедливой, вообще говоря, для реактора без отражателя; пренебрежение переносом тепла путем теплопроводности вдоль оси твэлов; принятие постоянства таких характеристик, как теплоемкость, коэффициент теплопроводности, коэффициент теплоотдачи, плотность и др. Большое значение имеют допущения, относящиеся к учету пространственной распределенности параметров.

Степень упрощения полной системы уравнений динамики, т. е. число и характер принимаемых допущений, определяется целями исследования. Так, для анализа общих закономерностей и оценки свойств переходных процессов в ЯЭУ не требуется строгого решения задачи и возможно рассмотрение достаточно простых уравнений в точечно-параметрическом представлении объекта. При таком подходе объект как бы заменяется точкой, характеризующейся параметрами, изменяющимися во времени, а их изменение в пространстве не учитывается.

Такой оценочный анализ рассмотрим на примере переходных процессов двухконтурной ЯЭУ, изображенной на рис. 5.1. Основные элементы рассматриваемой установки — реактор, парогенератор и паровая система. Существенными эффектами, которые необходимо учесть даже при первичном анализе, являются запаздывание во времени процессов, определяемое переносом теплоносителя по трубопроводам, и перемешивание теплоносителя при транспортировке и в полостях установки.

Тепловая система реактора в одномерном приближении может быть представлена двумя дифференциальными уравнениями баланса тепла для твэлов и теплоносителя.

Первое уравнение имеет вид:

$$qV_T = c_T \rho_T V_T \frac{dT_T}{dt} + \alpha F (T_T - T_{cp}), \quad (5.4)$$

где q — удельное энерговыделение в твэлах, Вт/м³; V_T — объем твэлов, м³; c_T — удельная теплоемкость топлива, Дж/(кг·К); ρ_T — плотность топлива, кг/м³; T_T — температура твэла, К; F — площадь теплопередающей поверхности твэлов, м²; α — коэффициент теплопередачи от поверхности твэлов к теплоносителю, Вт/(м²·К).

Следует помнить, что здесь и далее используются параметры, усредненные по активной зоне. Уравнение баланса теплоносителя может быть записано в следующем виде:

$$\alpha F (T_T - T_{cp}) = c_{ж} \rho_{ж} V_{ж} \frac{dT_{cp}}{dt} + \frac{c_{ж} \rho_{ж} V_{ж}}{\tau_0} (T_2 - T_1), \quad (5.5)$$

где $c_{ж}$ — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); $\rho_{ж}$ — плотность теплоносителя, кг/м³; $V_{ж}$ — объем теплоносителя в активной зоне, м³; τ_0 — время прохождения теплоносителя через активную зону, с.

Преобразуем уравнения (5.4) и (5.5), используя соотношение (5.2), в более удобную для последующего анализа форму:

$$T_{\tau} + \tau_1 \frac{dT_{\tau}}{dt} = T_{\text{ср}} + \tau_1 \frac{q}{\rho_{\tau} c_{\tau}}; \quad (5.6)$$

$$T_{\text{ср}} \left(1 + \frac{2\tau_2}{\tau_0} \right) + \tau_2 \frac{dT_{\text{ср}}}{dt} = T_{\tau} + 2 \frac{\tau_2}{\tau_0} T_1, \quad (5.7)$$

где $\tau_1 = c_{\tau} \rho_{\tau} V_{\tau} / \alpha F$; $\tau_2 = c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} V_{\text{ж}} / \alpha F$.

Из системы уравнений (5.2), (5.6) и (5.7) можно, исключив среднюю температуру твэлов, получить соотношение между температурами теплоносителя на выходе и входе в ядерный реактор. В операторной форме оно имеет вид:

$$T_2(s) = \frac{-\left\{ \frac{\tau_1 \tau_0}{2} s^2 + \left[\frac{\tau_0}{2} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} + 1 \right) - \tau_1 \right] s - 1 \right\} T_1(s) + \gamma q(s)}{\frac{\tau_1 \tau_0}{2} s^2 + \left[\frac{\tau_0}{2} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} + 1 \right) + \tau_1 \right] s + 1}, \quad (5.8)$$

где $\gamma = V_{\tau} \tau_0 / V_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}$.

Если квадратичные члены представить в виде произведений:

$$-\left\{ \frac{\tau_1 \tau_0}{2} s^2 + \left[\frac{\tau_0}{2} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} + 1 \right) - \tau_1 \right] s - 1 \right\} = \left(1 + \frac{s}{\alpha_1} \right) \left(1 - \frac{s}{\alpha_1'} \right); \quad (5.9)$$

$$\frac{\tau_1 \tau_0}{2} s^2 + \left[\frac{\tau_0}{2} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} + 1 \right) + \tau_1 \right] s + 1 = \left(1 + \frac{s}{\alpha_2} \right) \left(1 + \frac{s}{\alpha_2'} \right), \quad (5.10)$$

то выражение (5.8) может быть приведено к виду

$$T_2(s) = \frac{(1 + s/\alpha_1)(1 - s/\alpha_1') T_1(s) + \gamma q(s)}{(1 + s/\alpha_2)(1 + s/\alpha_2')}. \quad (5.11)$$

Аналогично записываются уравнения теплового баланса и определяется передаточная функция парогенератора:

$$2Gc_{\text{ж}} (T_{\text{пг1}} - T_{\text{пгср}}) = k_{\text{пг}} F_{\text{пг}} (T_{\text{пгср}} - T_{\text{п}}); \quad (5.12)$$

$$C_{\text{пг}} \frac{dT_{\text{п}}}{dt} = k_{\text{пг}} F_{\text{пг}} (T_{\text{пгср}} - T_{\text{п}}) - A k_{\text{кл}} p_{\text{п}}; \quad (5.13)$$

$$T_{\text{пгср}} = (T_{\text{пг1}} + T_{\text{пг2}})/2, \quad (5.14)$$

где G — массовый расход теплоносителя, кг/с; $T_{\text{пг1}}$, $T_{\text{пг2}}$ и $T_{\text{пгср}}$ — температура теплоносителя на входе в парогенератор, на выходе из него и средняя, К; $k_{\text{пг}}$ — коэффициент теплопередачи от теплоносителя первого контура по второму, Вт/(м²·К); $F_{\text{пг}}$ — площадь теплопередающей поверхности, м²; $C_{\text{пг}}$ — теплоемкость парогенератора в целом, Вт/К; A — относительное значение открытия регулирующего клапана турбины; $k_{\text{кл}}$ — постоянная клапана турбины.

При записи уравнений (5.12) — (5.15) дополнительно используется допущение о пропорциональности выходной мощности расходу

пара через регулирующий клапан турбины, что равносильно предположению о постоянстве энтальпии насыщенного пара. Расход пара также предполагается пропорциональным относительному значению открытия регулирующего клапана турбины. Наконец, теплоемкость парогенератора в целом понимается как сумма теплоемкостей элементов парогенератора, воды и пара в нем. В действительности последнее справедливо только в стационарном режиме.

Передаточная функция парогенератора, полученная из уравнений (5.12) — (5.14), имеет вид:

$$\frac{T_{\text{ПГ}2}(s)}{T_{\text{ПГ}1}(s)} = K_{\text{п}} \frac{1 + \tau_{\text{ПГ}1}s}{1 + \tau_{\text{ПГ}2}s}, \quad (5.15)$$

где

$$K_{\text{п}} = \frac{\left(\frac{2Gc_{\text{ж}}}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}} - 1\right)\left(\frac{Ak_{\text{кл}}B}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}} + 1\right) + 1}{\left(\frac{2Gc_{\text{ж}}}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}} + 1\right)\left(\frac{Ak_{\text{кл}}B}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}} + 1\right) - 1}; \quad (5.16)$$

$$\tau_{\text{ПГ}1, \text{ПГ}2} = \frac{C_{\text{ПГ}}}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}} \left[1 + \frac{Ak_{\text{кл}}B}{k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}} \pm \frac{1}{(2Gc_{\text{ж}}/k_{\text{ПГ}}F_{\text{ПГ}}) \mp 1} \right]}; \quad (5.17)$$

$$B = (dp_{\text{п}}/dT_{\text{п}}).$$

Рассмотрим теперь выделенные нами существенные эффекты. Наличие протяженных трубопроводов приводит к тому, что при передаче теплоты движущимся по ним теплоносителем имеет место запаздывание по времени. Таким образом,

$$T_{\text{ПГ}1}(t) = T_2(t - \tau_3); \quad (5.18)$$

$$T_1(t) = T_{\text{ПГ}2}(t - \tau_4), \quad (5.19)$$

где τ_3 и τ_4 — время переноса теплоносителя от реактора к парогенератору и от парогенератора к реактору соответственно.

Применив к этим уравнениям преобразование Лапласа, получим передаточные функции, описывающие перенос теплоносителя:

$$T_{\text{ПГ}1}(s)/T_2(s) = \exp(-s\tau_3); \quad (5.20)$$

$$T_1(s)/T_{\text{ПГ}2}(s) = \exp(-s\tau_4). \quad (5.21)$$

Процессы перемешивания протекают в ЯЭУ непрерывно. Однако наиболее интенсивно они происходят во входных и выходных камерах парогенератора и реактора, т. е. на участках, имеющих значительные объемы. Дифференциальное уравнение перемешивания можно получить из рассмотрения простейшей модели. Пусть имеется сосуд объемом V_0 , заполненный теплоносителем с температурой T_0 , через который протекает теплоноситель с объемным расходом V и температурой на входе в сосуд T_{01} . Приняв упрощающие предположения о несжимаемости и о том, что в объеме V_0

происходит полное перемешивание, запишем дифференциальное уравнение перемешивания

$$\frac{dT_0}{dt} + \frac{V}{V_0} T_0 = \frac{V}{V_0} T_{01}, \quad (5.22)$$

или в другой, более удобной форме

$$T_{01} = T_0 + \tau_n \frac{dT_0}{dt}, \quad (5.23)$$

где $\tau_{\Pi} = V_0/V$ — время прохода теплоносителя через объем V_0 , с.

Применив к уравнению (5.23) преобразование Лапласа, получим передаточную функцию перемешивания

$$\frac{T_0(s)}{T_{01}(s)} = \frac{1}{1 + \tau_n s}. \quad (5.24)$$

Проведенное рассмотрение основных элементов и существенных эффектов, влияющих на динамику ЯЭУ, изображенной на рис. 5.1, позволяет построить структурную схему тепловой системы ЯЭУ (рис. 5.9). В приведенной схеме эффекты перемешивания учтены только на входах в реактор и парогенератор, в реальной установке они могут быть введены в контур в необходимом месте. Схемы общей передаточной функции тепловой системы реактора искусственно разбиты на две части — входную и выходную с тепловыделением в реакторе q между ними. Аналогичная процедура искусственного разбиения проведена и со схемой общей передаточной функции парогенератора, что сделано для упрощения моделирования.

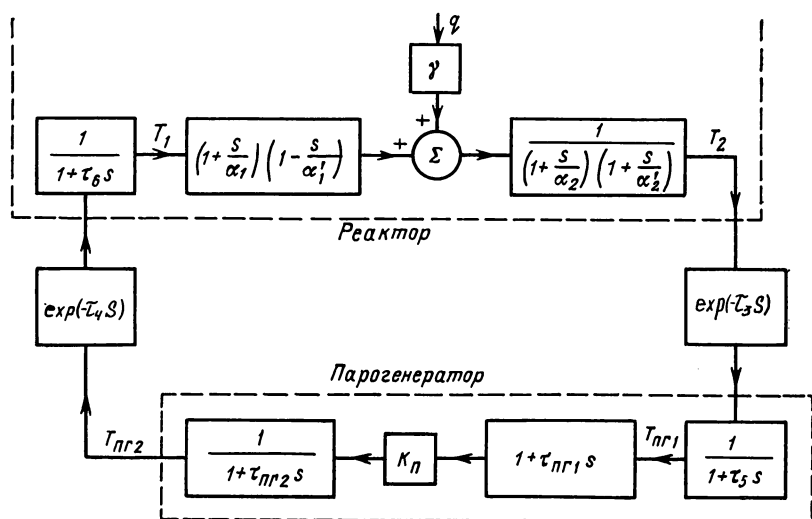


Рис. 5.9. Структурная схема тепловой системы двухконтурной ЯЭУ с ВВЭР

Рассмотренная в качестве примера тепловая схема ЯЭУ может быть исследована на влияние различных тепловых факторов и воздействий на работу системы как аналитическим путем, так и методом аналогового моделирования. Однако следует иметь в виду, что в проведенном анализе не были рассмотрены влияния обратной связи, обусловленной температурным коэффициентом реактивности и внешней системы автоматического регулирования реактора. Подробное обсуждение этих вопросов выходит за рамки настоящей главы. Однако важность этих факторов несомненна, особенно когда исследуется динамика ЯЭУ в целом.

При работе ЯЭУ в переходных режимах должны выполняться требования по надежности теплоотвода от активной зоны реактора и безопасности АЭС. Основными переходными режимами ЯЭУ с реакторами как типа ВВЭР, так и типа РБМК являются: работа ЯЭУ при внезапном уменьшении расхода теплоносителя вследствие отключения ГЦН и работа ЯЭУ при сбросе электрической нагрузки или отключении турбогенератора. Соответствующие программы позволяют сохранить энергоблок в работе с удержанием нормальных значений параметров ЯЭУ в переходных режимах.

5.5. РЕЖИМЫ ПУСКА И НОРМАЛЬНОЙ ОСТАНОВКИ ЯЭУ

Пусковыми называются такие режимы работы ЯЭУ, при которых уровень ее мощности изменяется от нуля до номинального значения.

Различают *физический пуск*, при котором уровень мощности достигает приблизительно 0,1 % номинального, и энергетический, в процессе которого постепенно достигается номинальный уровень мощности. Имеют свою специфику первичный пуск ЯЭУ и пуски после кратковременных остановок. Наконец, отличаются программы пусков различных ЯЭУ. Для примера рассмотрим этапы режима пуска II блока НВАЭС, мало отличающегося от типового для ЯЭУ с реактором ВВЭР-440.

1. Подготовка к пуску. Подготовка заключается в основном в проверке исправности и работоспособности всех систем и устройств, обеспечивающих надежную и безопасную работу ЯЭУ.

2. Разогрев воды в первом контуре до 373—393 К и гидравлические испытания на плотность. Гидравлические испытания проводятся как до разогрева, так и после него. Разогрев воды осуществляется с помощью электрических нагревателей компенсатора давления и работающих ГЦН со скоростью не более 20 К/ч.

3. Включение в работу ГЦН и разогрев ЯЭУ.

4. Вывод реактора на минимально контролируемый уровень мощности. Осуществляется извлечением из активной зоны кассет СУЗ и уменьшением в теплоносителе концентрации борной кислоты, при этом температура теплоносителя поддерживается на уровне 373 К.

5. Разогрев ЯЭУ до рабочих параметров теплоносителя. Разогрев производится за счет тепла, выделяющегося в работающих

ГЦН, и тепла, выделяющегося в активной зоне реактора. Мощность реактора при этом увеличивают, контролируя скорость разогрева теплоносителя, которая не должна превышать 20 К/ч.

6. Подготовка к работе основного и вспомогательного оборудования машинного зала. При достижении в парогенераторах давления пара 1,0—1,5 МПа начинают прогрев паропроводов и турбин.

7. Пуск турбогенераторов. Производится поочередно на холостой ход при мощности реактора около 8—10 % номинальной. Включение турбогенераторов в сеть энергосистемы осуществляется при достижении давления пара не ниже 4,0 МПа. Набирают на них нагрузку 5—10 МВт и переводят электрическое питание собственных нужд на штатную схему.

8. Ступенчатый набор электрической нагрузки до заданного уровня. Скорость набора не должна превышать 5 МВт/мин, ступень увеличения нагрузки не должна превышать 5 МВт. Рекомендуется при выборе мощности делать выдержки: на мощности 30 % номинальной не менее 3 ч; на мощности 60—70 % номинальной 10—12 ч; на мощности 80—90 % номинальной 24 ч. Дальнейший выход на номинальную мощность осуществляется за 2—3 ч.

Последовательность пуска ЯЭУ с реактором типа РБМК имеет много общего с рассмотренной последовательностью пуска. Характерные зависимости параметров ЯЭУ при пуске приведены на рис. 5.10. Набор мощности — также ступенчатый с выдержками на определенных уровнях мощности: 5 ч — на мощности 20—25 % номинальной; 5 ч — на мощности 50 % номинальной; 24 ч — на мощности 70 % номинальной; далее выдержки до 3 ч при увеличении мощности не более 5 % номинальной. Скорость набора электрической нагрузки не должна превышать 2 МВт/мин, скорость роста температуры теплоносителя — 10 К/ч. В целом процедура пуска ЯЭУ с реактором РБМК-1000 после длительной остановки занимает 60—72 ч.

При пусках ЯЭУ после кратковременных остановок время выдержек на установленных уровнях мощности уменьшается (ЯЭУ с реакторами ВВЭР-440 могут набирать мощность совсем без ступенек выдержки) и общее время пуска сокращается. Для сравнения на рис. 5.10 приведен график изменения тепловой мощности ЯЭУ при пуске после кратковременной остановки.

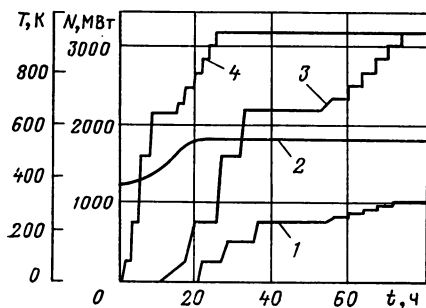


Рис. 5.10. График набора мощности ЯЭУ с реактором типа РБМК при пуске:

1—3 — после длительной остановки (1 — электрическая мощность; 2 — температура теплоносителя; 3 — тепловая мощность ЯЭУ); 4 — тепловая мощность ЯЭУ после кратковременной остановки

При плановой (нормальной) остановке ЯЭУ, производимой либо для перегрузки топлива, либо в случае появления отклонений от режима нормальной эксплуатации, нагрузка на турбогенераторах снижается со скоростью не более 5 МВт/мин на каждый турбогенератор. Одновременно снижают мощность реактора, поддерживая в ЯЭУ с реактором ВВЭР-440 давление пара в главном коллекторе, а в ЯЭУ с реактором РБМК-1000 — давление в барабанах-сепараторах.

При достижении уровня мощности, соответствующего собственным нуждам АЭС, потребители собственных нужд переключаются на пускорезервные трансформаторы и реактор заглушается органами СУЗ. Расхолаживание ЯЭУ может производиться или не производиться в зависимости от задач остановки ЯЭУ.

5.6. АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ ЯЭУ

Существенную часть аварийных режимов можно рассматривать как переходные процессы, протекающие с недопустимыми отклонениями основных параметров, нарушающими условия безопасности ЯЭУ и приводящими к срабатыванию аварийной защиты, т. е. к выключению реактора или существенному ограничению мощности. Накопленный опыт эксплуатации АЭС позволил выделить основные виды аварийных режимов, характерных для АЭС с реакторами ВВЭР-440 и РБМК-1000. Разработаны эксплуатационные инструкции, регламентирующие порядок работ в определенных аварийных режимах. Рассмотрим основные аварийные режимы, характерные для эксплуатации ЯЭУ с реакторами ВВЭР-400.

Полное обесточивание собственных нужд ЯЭУ. При исчезновении напряжения питания автоматически срабатывает быстродействующая защита, заглушающая реактор. Подается сигнал на включение системы надежного питания. Однако для их запуска требуется 120—180 с. Охлаждение активной зоны реактора в этот период осуществляется за счет выбега ГЦН (в течение примерно 100 с), а затем за счет естественной циркуляции теплоносителя.

Значительное снижение расхода теплоносителя через реактор возможно при выходе из строя ГЦН. Однако аварийным режимом является отключение трех и более ГЦН (из шести работающих). Отключение же одного или двух ГЦН не является аварийным режимом и приводит лишь к снижению мощности ЯЭУ до 75 и 50 % номинальной. Снижение расхода теплоносителя может привести к перегреву твэлов, поэтому при отключении трех и более ГЦН срабатывает быстродействующая аварийная защита, заглушающая реактор. Отвод тепла от активной зоны осуществляется оставшимися в работе ГЦН. Характер изменения мощности реактора и расхода теплоносителя при отключении четырех ГЦН из шести приведен на рис. 5.11.

Непредусмотренные изменения реактивности реактора. В связи с тем, что в реакторах типа ВВЭР применяются как система регулирования с твердым поглотителем, так и жидкостная система ре-

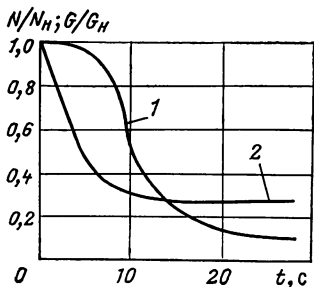


Рис. 5.11. Изменение мощности реактора (1) и расхода теплоносителя (2) ЯЭУ с реактором ВВЭР-440 при отключении четырех ГЦН из шести

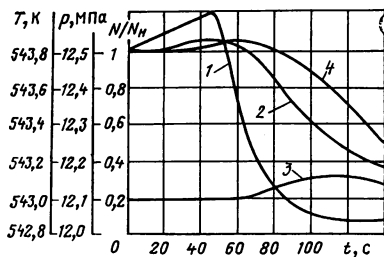


Рис. 5.12. Изменение параметров ЯЭУ с реактором ВВЭР-440 в аварийном режиме при извлечении с максимально возможной скоростью из активной зоны кассеты — поглотителя СУЗ:

1 — энерговыделение; 2 — тепловая мощность реактора; 3, 4 — температура и давление теплоносителя в первом контуре

гулирования, возможны два вида аварийных режимов, связанных с непредусмотренным изменением реактивности.

Во-первых, это неконтролируемое извлечение кассет-поглотителей СУЗ вследствие ошибок оператора или неисправностей в системе управления. Наибольшую опасность представляет режим извлечения кассеты-поглотителя с максимально возможной скоростью, обеспечиваемой исполнительным механизмом СУЗ, при работе ЯЭУ на мощности. Это приводит к увеличению энерговыделения, мощности реактора, росту температуры и давления в первом контуре ЯЭУ. В результате срабатывает штатная аварийная защита реактора. Срабатывание происходит либо по сигналу превышения допустимого уровня мощности, либо по скорости разгона реактора. Возможно срабатывание аварийной защиты и по сигналам увеличения температуры и давления теплоносителя в первом контуре. На рис. 5.12 приведены изменения параметров ЯЭУ с реактором ВВЭР-440 в таком режиме.

При непредусмотренном извлечении кассеты СУЗ в процессе пуска также произойдет срабатывание аварийной защиты по сигналу превышения уровня мощности или по периоду разгона. Ошибочное извлечение кассеты-поглотителя в процессе перегрузки не приводит к аварийной ситуации, поскольку реактор находится в глубоко подкритичном состоянии вследствие увеличенной концентрации борной кислоты в теплоносителе (12 г/л).

Во-вторых, возможно незапланированное уменьшение концентрации борной кислоты в теплоносителе. Наиболее опасен случай большой течи из первого контура при компенсации этой утечки чистой водой. В такой ситуации возможно срабатывание аварийной защиты и заглушение реактора. В остальных случаях скорость протекания процессов не велика, и либо автоматические регуляторы, либо оператор могут стабилизировать режим.

Разуплотнения первого контура. Условно режимы работы ЯЭУ, связанные с утечками теплоносителя, можно разделить на режимы с «большой» и «малой» течами. Наибольшую опасность для установки представляют «большие» течи, поскольку потеря теплоносителя может привести к повреждению твэлов в активной зоне. Поэтому по сигналам снижения давления в первом контуре и уровня воды в компенсаторах срабатывает аварийная защита реактора. В зависимости от утечки различают два вида режимов работы ЯЭУ: работа с утечками, компенсируемыми и некомпенсируемыми системой подпитки. Для ограничения утечек в наиболее опасных местах трубопроводов предусматривают установку специальных ограничительных вставок диаметром 20—32 мм.

Неплотность может проявиться как на неотключаемой, так и на отключаемой части первого контура. В последнем случае имеется возможность локализации течи без аварийной остановки реактора. При возникновении «малых» течей допускается временная работа ЯЭУ без аварийной остановки, однако при этом принимаются срочные меры к локализации течи и устранению радиоактивных загрязнений помещений, вызванных течью.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Оборудование ядерных энергетических установок

Глава 6

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного тела (теплоносителя) к другому в целях осуществления различных технологических процессов — нагревания, охлаждения, кипения, конденсации. Теплоноситель с более высокой температурой обычно называют *первичным*, а теплоноситель с более низкой температурой, воспринимающий теплоту, — *вторичным*.

Теплообменные аппараты (теплообменники) — обязательная составная часть любой ЯЭУ. Как было показано в гл. 1, например, установки с реактором с водой под давлением имеют парогенератор, конденсатор, деаэратор, регенеративные подогреватели, вспомогательные теплообменники, барботеры и т. п. Аналогичные по назначению теплообменные аппараты, за исключением парогенераторов, входят и в состав одноконтурных ЯЭУ.

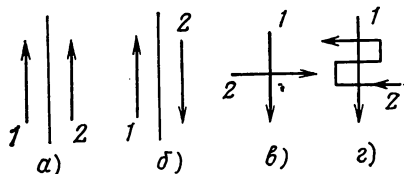
Все теплообменные аппараты по способу передачи теплоты могут быть разделены на две большие группы: поверхностные и контактные.

В *поверхностных теплообменниках* имеется твердая стенка — поверхность теплообмена, через которую теплота передается от одного теплоносителя к другому. Поверхностные теплообменники разделяют на рекуперативные и регенеративные. В *рекуперативных теплообменниках* оба теплоносителя постоянно, но с разных сторон контактируют с разделяющей их твердой стенкой. Подавляющее большинство теплообменников ЯЭУ — поверхностные рекуперативные. В *регенеративных* теплообменниках горячий и холодный теплоносители поочередно контактируют с твердой стенкой. Последняя аккумулирует теплоту при контакте с горячим теплоносителем и отдает при контакте с холодным теплоносителем. В ЯЭУ регенеративные теплообменники могут быть использованы, например, в качестве аккумуляторов теплоты для покрытия пиков нагрузки.

В *контактных теплообменниках* теплота передается непосредственно от одного теплоносителя к другому. Их разделяют на смешительные и барботажные. В *смесительных* происходит смешение

Рис. 6.1. Схемы движения теплоносителей

теплоносителей, а в *барботажных* один теплоноситель проходит через другой, не смешиваясь. К контактным теплообменникам относятся, например, термические деаэраторы, барботеры и т. д.



Рекуперативные теплообменные аппараты можно классифицировать по роду теплоносителей: жидкостно-жидкостные, жидкостно-паровые, газожидкостные, газо-газовые, парогазовые, парожидкостные.

В теплообменном аппарате может изменяться агрегатное состояние одного или обоих теплоносителей. Соответственно их можно классифицировать следующим образом: теплообменники без изменения агрегатного состояния теплоносителей; теплообменники с изменением состояния одного теплоносителя; теплообменники с изменением состояния обоих теплоносителей.

Поверхностные теплообменники различают по взаимному направлению движения теплоносителей: прямоточные (рис. 6.1, а), противоточные (рис. 6.1, б), с перекрестным однократным (рис. 6.1, в) или многократным (рис. 6.1, г) током.

Одним из наиболее ответственных элементов многоконтурных ЯЭУ является парогенератор — теплообменный аппарат для производства пара за счет теплоты первичного теплоносителя. Первичный теплоноситель в парогенераторе имеет практически всегда одностороннее преимущественно принудительное движение.

В общем случае в парогенераторе можно выделить экономайзерную часть, где теплоноситель нагревается до температуры насыщения, испаритель, где генерируется пар, и пароперегреватель, где пар нагревается до температуры выше температуры насыщения. Конструктивно экономайзер, испаритель и пароперегреватель могут быть объединены в общем корпусе или разделены на самостоятельные элементы.

По способу организации движения вторичного теплоносителя в испарителе парогенераторы делятся на *парогенераторы с организованной и неорганизованной циркуляцией и прямоточные парогенераторы*. При наличии циркуляции расход теплоносителя в несколько раз превышает паропроизводительность. В прямоточных парогенераторах весь поступающий в испаритель теплоноситель преобразуется в пар. Организованная циркуляция теплоносителя может быть естественной вследствие изменения плотности теплоносителя и принудительной, осуществляемой специальными циркуляторами (циркуляционными насосами).

Теплообменные аппараты и особенно парогенераторы работают в условиях высоких тепловых и механических нагрузок, подвергаются действию коррозии, а в ряде случаев и ионизирующих излучений. Теплоноситель первого контура ЯЭУ всегда радиоактивен.

Приведем основные требования, предъявляемые к теплообменникам и парогенераторам ЯЭУ:

простота конструкции и надежность (прежде всего — герметичность соединений);

обеспечение необходимой производительности и параметров при всех заданных режимах работы;

минимальные габариты и масса;

минимальные гидравлические сопротивления;

технологичность изготовления;

возможность осмотра и контроля наиболее ответственных элементов;

простота дезактивации;

ремонтоспособность;

минимальная стоимость.

В ЯЭУ наиболее распространены теплообменные аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (табл. 6.1).

Главный элемент теплообменника — его теплообменная поверхность, через которую теплота передается от одного теплоносителя к другому. В теплообменниках «труба в трубе» поверхность теплообмена образуется внутренней трубой, в кожухотрубных — пучком внутренних греющих труб.

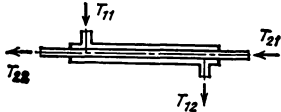
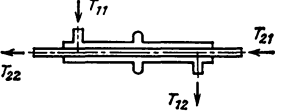
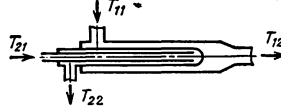
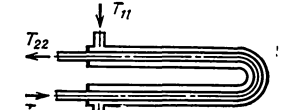
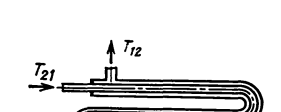

В состав теплообменника входят (см. схему 7): теплообменная поверхность 2, трубные доски 4 для крепления труб поверхности теплообмена, корпус теплообменника — кожух 3, раздающая и собирающая камеры 1 и 5 первичного теплоносителя, подводящий и отводящий патрубки вторичного теплоносителя 6. На схемах T — температура теплоносителя. Первый подстрочный индекс 1 или 2 указывает соответственно первичный и вторичный теплоноситель, второй индекс 1 — вход, 2 — выход теплоносителя.

Корпус или наружная труба и трубы пучка могут быть выполнены из различных материалов и иметь разные температуры. Поэтому при работе в трубах и корпусе возникают различные температурные удлинения и, как следствие, температурные напряжения, если не обеспечить, как на схемах 1, 7, 18, возможность свободного удлинения элементов конструкции. Во всех остальных приведенных конструктивных схемах обеспечивается компенсация тепловых перемещений за счет изгиба труб (см. табл. 6.1, схемы 4, 6, 12—17), введения специальных компенсаторов (схемы 2, 8), обеспечения свободного расширения прямых труб (схемы 3, 10, 11). Греющие трубки могут включаться не в плоские трубные доски, а в так называемые коллекторы цилиндрической или сферической формы (схемы 16, 17).

Рассмотренные конструктивные типы теплообменников можно использовать преимущественно для передачи теплоты без фазовых превращений или для прямоточных парогенераторов и для конденсаторов.

Особую группу теплообменных аппаратов составляют парогенераторы. Их основные конструктивные типы представлены на

Таблица 6.1. Основные конструктивные типы теплообменных аппаратов с трубчатой поверхностью нагрева

№ схемы	Схема	Наименование
Теплообменники «труба в трубе»		
1		Прямотрубный с жесткими трубками
2		Прямотрубный с компенсацией удлинения гибким элементом—компенсатором
3		С трубкой Фильда
4		U-образный
5		Змеевиковый плоский
6		Спиральный

№ схемы	Схема	Наименование
Кожухотрубные теплообменники		
7		С жесткими трубками
8		С компенсатором тепловых удлинений
9		С дополнительными камерами
10		С плавающей трубной доской
11		С трубками Фильда
12		С U-образными трубками и общей трубной доской
13		С U-образными трубками с отдельными трубными досками

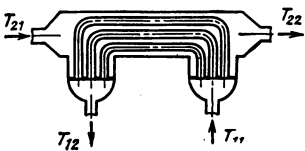
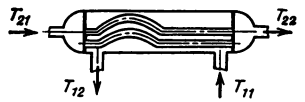
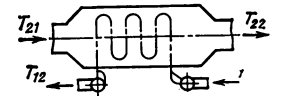
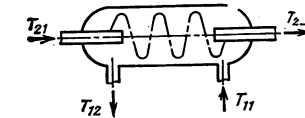
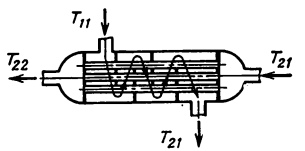
№ схемы	Схема	Наименование
14		С П-образными трубками
15		С компенсирующими изгибами прямых труб
16		Змеевиковые
17		Со спиральной теплообменной поверхностью
18		Прямотрубный с дополнительными перегородками

рис. 6.2—6.4, где *ПВ* обозначает вход питательной воды; *П* — выход пара.

Особенность парогенераторов с циркуляцией вторичного теплоносителя — наличие сепаратора — устройства для отделения пара от влаги. В большинстве случаев сепаратор и поверхность нагрева совмещаются в общем корпусе (см. рис. 6.2, а, б — рис. 6.3). Зона кипения от зоны сепарации (парового пространства) 5 разделяется зеркалом испарения 4 (см. рис. 6.2, а). В состав парогенератора входят: корпус 1, раздающий и собирающий коллекторы 2, трубчатая поверхность нагрева 3, питающий патрубком 7 и отводящий пар патрубком 6. При наличии перегрева добавляется перегревательная поверхность теплообмена 8 (см. рис. 6.2, б). На схеме

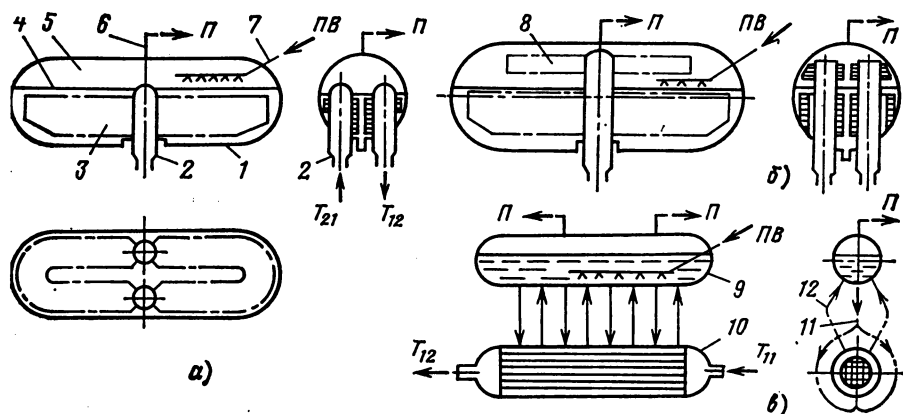


Рис. 6.2. Горизонтальные корпусные парогенераторы:

а — с погруженной поверхностью нагрева и совмещенным сепаратором; *б* — с погруженной поверхностью нагрева и пароперегревателем; *в* — с вынесенным сепаратором

рис. 6.2, *в* сепаратор 9 конструктивно отделен от испарителя 10, что позволяет обеспечить организованную циркуляцию теплоносителя, используя опускные 11 и подъемные 12 трубы. Подъемное и опускное движение теплоносителя можно разделить в вертикальных парогенераторах с погруженной поверхностью нагрева (см. рис. 6.3, *а—в*) при кипении в объеме, у которых подъемный и опускной участки разделены перегородкой 13, и (см. рис. 6.3, *г, д*) при кипении в трубах. Парогенераторы по схемам рис. 6.2 и 6.3, *а—в* являются корпусными с циркуляцией теплоносителя. Конструктивные схемы прямоточных парогенераторов не отличаются от рассмотренных выше теплообменных аппаратов без изменения фазо-

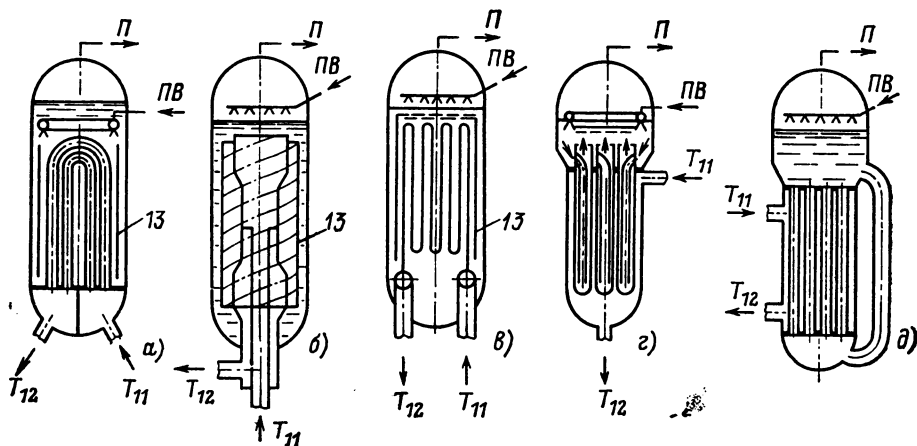


Рис. 6.3. Вертикальные корпусные парогенераторы:

а — с U-образными трубами; *б* — со спиральной поверхностью нагрева; *в* — со змеевиковой поверхностью нагрева; *г* — с трубками Фильда; *д* — с кипением в трубах

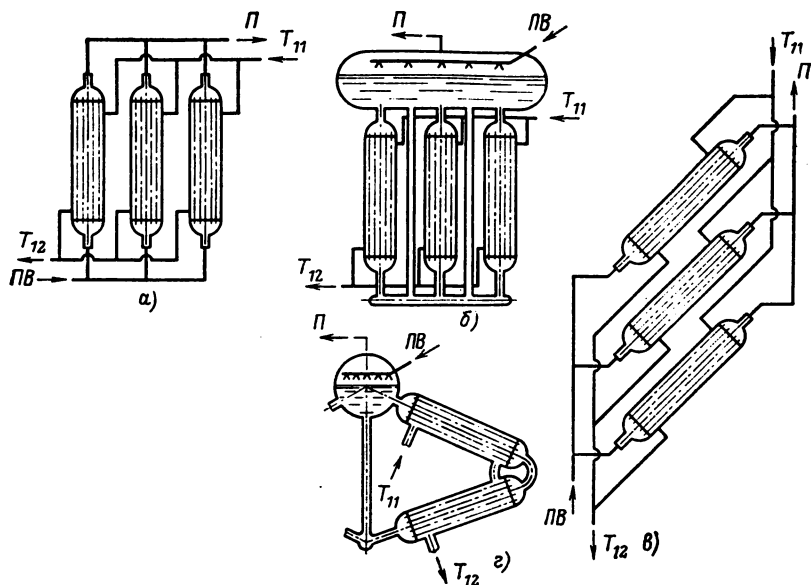


Рис. 6.4. Секционные парогенераторы:

а — вертикальный с прямыми трубами, проточный; *б* — вертикальный с прямыми трубами и общим сепаратором, с циркуляцией вторичного теплоносителя; *в* — с наклонными секциями, с прямыми трубами, проточный; *г* — с наклонными секциями, с прямыми трубами и общим сепаратором, с циркуляцией вторичного теплоносителя

вого состояния, так как необходимость в сепарации в них отпадает.

В корпусных парогенераторах вся теплообменная поверхность размещена в общем корпусе. Если теплообменную поверхность разделить на отдельные секции и каждую секцию снабдить собственным корпусом, то получится секционный парогенератор. *Секция* — часть парогенератора, представляющая собой один или группу модулей, которые могут быть отключены одновременно. *Модуль* — отдельный технологически завершённый в заводских условиях элемент конструкции.

Секции парогенератора включаются как по первичному, так и по вторичному теплоносителям параллельно и работают как единое целое. Секционными могут быть и теплообменники без изменения фаз теплоносителей. На рис. 6.4 показаны некоторые конструктивные типы секционных парогенераторов. Принципиально можно секционировать любой тип теплообменников и парогенераторов. Отдельные секции можно отключать или заменять при их повреждении. Модули секции полностью собираются в заводских условиях, и теплообменные аппараты различной мощности монтируются из одинаковых элементов.

6.2. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ

Тепловые и гидравлические расчеты теплообменных аппаратов (ТА) разделяются на конструктивные и проверочные. Задача *конструктивного (проектного) расчета* — определение необходимых геометрических размеров поверхности теплообменника ТА. Задаются следующие параметры:

- 1) тепловая мощность N_T , кВт;
- 2) массовые расходы теплоносителей G , кг/с;
- 3) удельные энтальпии (температуры) теплоносителей на входе и выходе ТА i , кДж/кг (T , К);
- 4) давления теплоносителей p на входе и выходе ТА, Па, или предельные значения гидравлических сопротивлений;
- 5) зависимости для теплофизических параметров теплоносителей: плотности $\rho(T, p)$; энтальпии $i(T, p)$; динамической вязкости $\mu(T, p)$; коэффициента теплопроводности $\lambda(T, p)$; удельной теплоемкости $c_p(p, T)$; температуры насыщения $T_s(p)$; теплоты испарения $r(p)$ и коэффициента теплопроводности $\lambda(T)$ стенки задаются в табличном виде или в форме полиномов;
- 6) температура окружающей среды и допустимая температура на внешней поверхности корпуса ТА;
- 7) предельные габаритные размеры и масса ТА.

Окончательная цель расчета — с учетом всех требований выбрать и рассчитать оптимальную конструкцию ТА. Такой расчет проводится для номинального режима работы ТА. В задачи проверочного расчета входят:

детальный расчет ТА на номинальном режиме при выбранных геометрических соотношениях теплопередающей поверхности; этот расчет выполняется в тех случаях, когда конструктивный расчет велся по усредненным параметрам;

расчет ТА с выбранной (известной) геометрией теплопередающей поверхности на частичных режимах в целях определения энтальпий (температур) теплоносителей и тепловой мощности;

расчет динамики конкретного ТА в нестационарных режимах для определения параметров теплоносителей и стенки в условиях переходных процессов, аварийных режимов, гидравлической неустойчивости.

Расчет теплообменного аппарата основывается на математических моделях, описывающих процессы переноса в теплоносителях и в стенке теплопередающей поверхности. Как правило, это одномерные модели, согласно которым полагается, что все параметры теплоносителя изменяются только по длине канала (по движению теплоносителя) и во времени, но постоянны по сечению. Изменение параметров по сечению может быть учтено специальным коэффициентом (температурным фактором). Одномерная схематизация реальных трехмерных течений существенно упрощает как постановку, так и решение задачи расчета ТА, однако требует введения соответствующих коэффициентов конвективного обмена — коэффициентов теплоотдачи и трения (сопротивления). Эти коэффициен-

ты, отражающие особенности реальных процессов при одномерной схематизации, принципиально не могут быть найдены из одномерных моделей, а определяются либо из трехмерной модели, либо из эксперимента. Последний способ получил наибольшее распространение.

Рассмотрим одномерную математическую модель расчета ТА при параллельном (прямоточном или противоточном) движении теплоносителей. Введем следующие допущения:

1) теплообмен излучением между стенкой и теплоносителем не учитывается в виду малости;

2) в уравнении энергии для теплоносителя не учитываются ввиду их малости теплопроводность вдоль оси канала, энергия давления и диссипации от сил вязкостного взаимодействия со стенкой;

3) рассматривается элементарная ячейка трубчатого ТА, состоящая из канала круглого сечения площадью F_1 , внутри которого движется греющий теплоноситель. Снаружи канал омывается нагреваемым теплоносителем, который движется как бы в кольцевом канале площадью поперечного сечения F_2 с диаметром d_0 , зависящим от расположения труб в пучке. При этом будем считать, что на внешней поверхности нагреваемого теплоносителя заданы граничные условия II рода, для простоты выберем адиабатические. Процессы переноса массы, тепла и импульса описываются следующими уравнениями.

Уравнение сохранения массы для теплоносителя

$$F_i \frac{\partial \rho_i}{\partial t} + \frac{\partial G_i}{\partial z} = 0. \quad (6.1)$$

Уравнение сохранения импульса для теплоносителя

$$\rho_i \frac{du_i}{dt} = \rho_i \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho_i u_i \frac{\partial u_i}{\partial z} = \rho_i g_z - \frac{\partial p_i}{\partial z} - \frac{\tau_{стi} U_i}{F_i}. \quad (6.2)$$

Уравнение сохранения энергии для теплоносителя

$$\rho_i F_i \frac{di_{жi}}{dt} = \rho_i F_i \frac{\partial i_{жi}}{\partial t} + G_i \frac{\partial i_{жi}}{\partial z} = q_{стi} U_i, \quad (6.3)$$

где U_i — длина периметра канала; z — продольная координата, м; t — время, с; u — средняя скорость по сечению элементарной ячейки, м/с; g_z — проекция ускорения силы тяжести на направление z , м/с²; $\tau_{ст}$ — напряжение трения на стенке, Па; «ст» — индекс «стенки», «ж» — «жидкости»; i — индекс, относящийся соответственно к первичному (1) или вторичному теплоносителю (2); $q_{ст}$ — плотность теплового потока, Вт/м².

Уравнение энергии для цилиндрической стенки теплопередающей поверхности из изотропного и однородного материала без внутренних источников тепла

$$\rho_p \frac{\partial T_{ст}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial R} \left(\lambda_{ст} \frac{\partial T_{ст}}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \left(\lambda_{ст} \frac{\partial T_{ст}}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{ст} \frac{\partial T_{ст}}{\partial z} \right). \quad (6.4)$$

Для обоих теплоносителей и стенки имеем систему из семи уравнений, содержащую 20 переменных величин: $F_1, F_2, \rho_1, \rho_2, u_1, u_2, g_{z1}, g_{z2}, p_1, p_2, \tau_{ст1}, \tau_{ст2}, U_1, U_2, i_{ж1}, i_{ж2}, q_{ст1}, q_{ст2}, T_{ст}, \lambda_{ст}$. Из условий однозначности заданы:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \pi d_1^2/4; F_2 = \pi (d_2^2 - d_1^2)/4; U_1 = \pi d_1; U_2 = \pi (d_2 + d_1); \\ g_{z1}; g_{z2}; \lambda_{ст}(T_{ст}); \rho_1(i_{ж1}, p_1); \rho_2(i_{ж2}, p_2), \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

т. е. дополнительно имеем девять уравнений. Для замыкания системы уравнений используют коэффициенты теплоотдачи и трения для обоих теплоносителей в форме $\alpha_1(z, t), \alpha_2(z, t), \xi_1(z, t), \xi_2(z, t)$:

$$\left. \begin{aligned} q_{ст1} &= \alpha_1 (T_{ж1} - T_{ст1}); q_{ст2} = \alpha_2 (T_{ст2} - T_{ж2}); \\ \tau_{ст1} &= \xi_1 \rho_1 u_1^2/8; \tau_{ст2} = \xi_2 \rho_2 u_2^2/8. \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

В качестве условий сопряжения используются уравнения

$$\left. \begin{aligned} q_{ст1} &= \alpha_1 (T_{ж1} - T_{ст1}) = \lambda_{ст} \left(\frac{\partial T_{ст}}{\partial R} \right) d_1; \\ q_{ст2} &= \alpha_2 (T_{ст2} - T_{ж2}) = \lambda_{ст} \left(\frac{\partial T_{ст}}{\partial R} \right) d_2. \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

Вследствие наличия в уравнениях (6.6) и (6.7) температур теплоносителей требуется введение дополнительных связей

$$T_{ж1} = T_{ж1}(i_{ж1}, p_1); T_{ж2} = T_{ж2}(i_{ж2}, p_2). \quad (6.8)$$

Таким образом, приведенная система уравнений для теплоносителей и стенки является замкнутой и может быть численно решена на ЭВМ при известных расходах теплоносителей, температурах и давлениях на входе и выходе ТА.

Приведенная система уравнений может быть использована для расчета поверхности теплообмена в случае как однофазных теплоносителей, так и передачи тепла с изменением агрегатного состояния одного или более теплоносителей (кипение, конденсация). В последнем случае необходимо использовать физические характеристики смеси: плотность, энтальпию и т. д. (Определение этих характеристик дано в следующих параграфах.)

Система дифференциальных уравнений (6.1) — (6.4) для теплоносителей и стенки описывает динамику элементарной ячейки трубчатого теплообменного аппарата, и ее целесообразно применять для проверочных расчетов нестационарных режимов (переходных процессов, аварийных режимов, гидродинамической устойчивости) конкретных ТА. Для конструктивных расчетов геометрических характеристик теплопередающей поверхности ТА, а также для проверочных расчетов на частичных стационарных режимах рационально использовать рассмотренную систему уравнений в стационарной постановке:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial (\rho_i u_i)}{\partial z} &= 0; \\ \rho_i u_i \frac{\partial u_i}{\partial z} &= \rho_i g_{zi} - \frac{\partial p_i}{\partial z} - \frac{\tau_{cti} U_i}{F_i}; \\ G_i \frac{\partial i_i}{\partial z} &= q_{cti} U_i; \\ \frac{\partial}{\partial R} \left(\lambda_{ct} \frac{\partial T_{ct}}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \left(\lambda_{ct} \frac{\partial T_{ct}}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{ct} \frac{\partial T_{ct}}{\partial z} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

В качестве замыкающих уравнений используются уравнения (6.6).

Преимуществами применения данной системы уравнений в частных производных для тепловых и гидравлических расчетов ТА с помощью ЭВМ являются: одновременное выполнение теплового и гидравлического расчетов; возможность произвольных вариаций условий однозначности и прежде всего геометрических характеристик теплопередающей поверхности; высокая точность расчета; существенное увеличение производительности труда.

Система дифференциальных уравнений (6.9) с учетом алгебраических уравнений для теплофизических свойств и коэффициентов обмена со стенкой нелинейная. Обычно такие системы уравнений решаются численно методами Эйлера или Рунге — Кутты по двухточечной схеме: значение искомых функций (параметров течения и стенки f_{j+1} в сечении z_{j+1}) находится по значению функций f_j и ее производной в предыдущем сечении $z_j = z_{j+1} - \Delta z$, где Δz — шаг интегрирования:

$$f_{j+1} = f_j + \left(\frac{df}{dz} \right)_j \Delta z.$$

В связи с тем, что тепловые потоки от первичного теплоносителя к стенке и от стенки ко вторичному теплоносителю не заданы в явном виде, а являются функциями коэффициентов теплоотдачи, которые, в свою очередь, зависят в общем случае от температуры поверхностей стенок, интегрирование исходной системы уравнений вдоль теплопередающей поверхности неизбежно связано с необходимостью итерационной процедуры определения T_{ct1} и T_{ct2} на каждом шаге интегрирования.

Интегрирование оканчивается в сечении $z_n = L$, где $i_n = i_L$, т. е. энтальпии теплоносителей достигают заданных значений. В силу соблюдения на каждом шаге условия равенства элементарных тепловых балансов для теплоносителей одновременное достижение в сечении $z_n = L$ заданных значений энтальпии обоих теплоносителей очевидно.

Таким образом, в результате конструктивного расчета определяется необходимая длина труб при выбранной их компоновке в пучке. Однако полученные значения p_{1L} и p_{2L} могут быть как больше, так и меньше заданных. В обоих случаях программа расчета должна предусматривать итерационную процедуру, позволя-

ющую выполнить определение длины элементарной ячейки ТА L , удовлетворяющей заданным значениям Δp_1 и Δp_2 с допустимой точностью ε :

$$1 - \frac{\Delta p_{\text{расч}}}{\Delta p_3} \leq |\varepsilon|.$$

Эта процедура основывается на вариациях либо количества труб в пучке, либо шага пучка труб, либо одновременно того и другого — в зависимости от выполнения условия для каждого теплоносителя.

При параллельном прямоточном или противоточном течении теплоносителей процесс теплообмена в параллельных ячейках можно считать идентичным (адиабатические условия на границах ячейки) и для расчета теплопередающей поверхности достаточно интегрирования уравнений вдоль одной «средней» трубы.

В случае перекрестного тока теплоносителей рассмотренная система оказывается недостаточной. Процесс теплопередачи в соседних ячейках по параметрам существенно различается. Поэтому необходимо рассматривать изменение характеристик теплоносителей по объему теплообменного аппарата, по крайней мере, в двух измерениях — вдоль течения каждого теплоносителя. При этом в пределах каждой элементарной ячейки сохраняется гипотеза об одномерности течения для каждого теплоносителя.

С помощью системы уравнений (6.9) можно выполнить тепловые и гидравлические расчеты для режимов, отличающихся от номинального. Особенность, однако, заключается в том, что если для прямоточной схемы методики конструктивного и поверочного расчетов полностью аналогичны, то для противоточной схемы методика несколько усложняется. В связи с тем, что в сечении $z=0$ температура (энтальпия) одного из теплоносителей неизвестна, поступают следующим образом. Задаются температурой обоих теплоносителей в сечении $z=0$ и выполняют расчет по приведенной выше методике. В результате в сечении $z=L$ находят температуры (энтальпии) обоих теплоносителей и сравнивают значение полученной температуры одного из теплоносителей с заданной. Расчет повторяется (путем вариации температуры одного из теплоносителей в сечении $z=0$) до получения заданного значения его входной температуры с известной степенью точности. Итерационная процедура выполняется автоматически.

В инженерной практике в настоящее время широко применяются тепловой и гидравлический расчеты по усредненным параметрам. Необходимые расчетные зависимости могут быть получены непосредственно из системы уравнений (6.9) путем их интегрирования по длине элементарной ячейки и усреднения по сечению всего трубного пучка. Рассмотрению расчетов теплообменных аппаратов по усредненным параметрам посвящены следующие параграфы, в которых приведены также сведения по определению коэффициентов гидравлического сопротивления и коэффициентов теплоотдачи, необходимые при расчете по местным параметрам.

6.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПО УСРЕДНЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

Задача гидравлического расчета теплообменного аппарата — определение гидравлических сопротивлений и в конечном итоге затрат мощности на прокачку теплоносителя в отдельных элементах и теплообменнике в целом, а также проверка выполнения условий, например кратности циркуляции, распределения теплоносителя по отдельным элементам и т. д., используемых при тепловом расчете. Гидродинамические процессы в теплообменных аппаратах определяют их совершенство, так как от организации движения теплоносителей зависят эффективность теплоотдачи и затраты мощности на прокачку. Тепловой и гидравлический расчеты по усредненным параметрам выполняются параллельно и взаимно дополняют друг друга, так же как и по локальным параметрам.

Полный перепад давления в некотором элементе

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m + \Delta p_{уск} + \Delta p_{нив}, \quad (6.10)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери давления вследствие трения; Δp_m — потери давления в местных сопротивлениях; $\Delta p_{уск}$ — потери давления на ускорение потока вследствие, например, изменения его плотности; $\Delta p_{нив}$ — нивелирный перепад давления.

Для определения составляющих полной потери давления по выражению (6.10) введем следующие величины:

массовую скорость потока, кг/(м²·с),

$$\rho w = G/F;$$

линейную скорость, м/с,

$$w = G/(\rho F);$$

суммарный массовый расход двухфазной смеси, кг/с,

$$G = G_n + G_{ж};$$

приведенную скорость жидкости, пара, м/с,

$$w_{ож} = G_{ж}/(\rho_{ж}F), \quad w_{оп} = G_n/(\rho_n F);$$

скорость циркуляции, м/с,

$$w_0 = G/(\rho_{ж}F);$$

массовое паросодержание

$$x = G_n/G,$$

или относительную энтальпию среды

$$x = (i - i')/r;$$

скорость газожидкостной смеси

$$\begin{aligned} w_{см} &= w_{оп} + w_{ож} = w_0 + w_{оп} \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_{ж}}\right) = \\ &= w_0 \left[1 + x \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1\right)\right] = \rho w [v_{ж} (1 - x) + v_n (x)]; \end{aligned}$$

объемное расходное паросодержание

$$\beta = \frac{w_{оп}}{w_{см}}, \quad \beta = 1 / \left[1 + \frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \left(\frac{1}{x} - 1\right)\right];$$

истинное (напорное) паросодержание

$$\varphi = V_n/V \approx F_n/F,$$

откуда

$$w_{\text{п}} = w_{\text{оп}}/\varphi; w_{\text{ж}} = w_{\text{ож}}/(1 - \varphi).$$

В приведенных выражениях F — площадь сечения элемента, м^2 ; ρ — плотность среды, $\text{кг}/\text{м}^3$; $v = 1/\rho$ — удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$; r — удельная теплота парообразования, $\text{кДж}/\text{кг}$; $r = i'' - i'$; V — объем, м^3 ; i' , i'' — удельные энтальпии жидкости и пара на линии насыщения: индексом «п» обозначены параметры пара, «ж» — жидкости, «см» — смеси.

Определение отдельных составляющих потерь давления по (6.10) существенно различно для однофазного и для двухфазного потоков.

Приведем основные зависимости для расчета потерь давления.

Однофазный поток в трубах. Потери на трение

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{w^2}{2} C_t, \quad (6.11)$$

где $\xi = f(\text{Re}, \Delta)$ — коэффициент трения. При ламинарном течении ($\text{Re} \leq \leq 2000 + 2300$)

$$\xi = 64/\text{Re}.$$

При турбулентном течении в гидравлически гладких трубах

$$(\Delta = \delta_{\text{ш}}/d < \Delta_{\text{пред}} \approx 15/\text{Re})$$

$$\xi = 0,3164/\text{Re}^{0,25}.$$

В шероховатых трубах ($\Delta > \Delta_{\text{пред}}$)

$$\xi = 0,11 (\delta_{\text{ш}}/d + 68/\text{Re})^{0,25} \text{ при } \text{Re} < \text{Re}_{\text{пред}} = 120d/\delta_{\text{ш}};$$

$$\xi = \frac{1}{4 (\lg 3,7d/\delta_{\text{ш}})^2} \text{ при } \text{Re} > \text{Re}_{\text{пред}} \text{ в автомодельной области,}$$

где $\delta_{\text{ш}}$ — абсолютная шероховатость (высота неровностей). Для углеродистых и легированных (перлитных) сталей $\delta_{\text{ш}} = 0,10$ мм и для аустенитных сталей $\delta_{\text{ш}} = 0,05$ мм.

В приведенных зависимостях $\text{Re} = wd/v$ — число Рейнольдса; d — диаметр трубы, м; L — длина трубы; v — кинематический коэффициент вязкости среды, $\text{м}^2/\text{с}$; $C_t = (\text{Рг}_{\text{ст}}/\text{Рг}_{\text{ж}})^{1/3}$ — температурный фактор, учитывающий влияние нагрева жидкости; $\text{Рг}_{\text{ст}}$ и $\text{Рг}_{\text{ж}}$ — соответственно числа Прандтля для жидкости при температуре стенки и при средней температуре потока.

Потери в местных сопротивлениях определяются выражением

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \rho w^2/2, \quad (6.12)$$

где коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{м}}$ имеет следующие значения:

На входе в трубы из коллектора или барабана	0,5
На выходе из труб в коллектор или барабан	1,0
На входе в межтрубное пространство или на выходе из него	1,5
На повороте в U-образных каналах	0,5
На повороте в трубе на угол:	
менее 20°	0
$20-60^\circ$	0,1
$60-140^\circ$	0,2
больше 140°	0,3
На повороте на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,0

Однофазный поток в пучках труб. Потери на трение при продольном омывании пучка находятся по формуле (6.11) с использованием коэффициента трения $\xi_n = k_n \zeta$ и эквивалентного диаметра

$$d_э = (d_{в.к}^2 - n d_n^2) / (d_{в.к} + n d_n),$$

где n — число труб в пучке; $d_{в.к}$ — внутренний диаметр корпуса, м; d_n — наружный диаметр труб, м; ξ — коэффициент трения для трубы при $d = d_э$. Поправочный коэффициент $k_n = f(s/d)$ находится из следующих соотношений:

для треугольной решетки при ламинарном течении

$$k_n = 0,89s/d + 0,63$$

и при турбулентном течении

$$k_n = 0,57 + 0,18 (s/d - 1) + 0,53 [1 - \exp(-a)],$$

где $a = 0,58 \{1 - \exp[-70(s/d - 1)]\} + 9,2(s/d - 1)$;

для квадратной решетки при ламинарном течении

$$k_n = 0,96s/d + 0,64$$

и при турбулентном течении

$$k_n = 0,59 + 0,19 (s/d - 1) + 0,52 [1 - \exp(-b)],$$

где $b = \exp[-10(s/d - 1)]$; s — шаг решетки, м.

В поперечно оmyваемых пучках находят суммарное гидравлическое сопротивление, не выделяя потери на трение, по формуле (6.12), используя коэффициент сопротивления ζ_n :

шахматные пучки

$$\zeta_n = (4 + 6,6Z_2) \text{Re}^{-0,28} \text{ при } s_1/d_n < s_2/d_n;$$

$$\zeta_n = (5,4 + 3,4Z_2) \text{Re}^{-0,28} \text{ при } s_1/d_n > s_2/d_n;$$

коридорные пучки

$$\zeta_n = (6 + 9Z_2) \text{Re}^{-0,26} (s_1/d_n)^{-0,23},$$

где s_1 — шаг в поперечном направлении, м; s_2 — шаг в направлении потока, м; Z_2 — число рядов в направлении потока.

Если угол набегания потока Ψ отличается от 90° , то вводится поправочный множитель ϵ_Ψ .

Ψ , град	90	80	70	60	50	40	30	10
ϵ_Ψ	1	1	0,95	0,89	0,69	0,53	0,38	0,15

Потери давления на ускорение потока

$$\Delta p_{\text{уск}} = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2. \quad (6.13)$$

Индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям.

Нивелирный перепад давления в элементе определяется как алгебраическая сумма весов столбов среды во всех его участках

$$\Delta p_{\text{нив}} = g \Sigma h\rho, \quad (6.14)$$

где h — высота столба участка, м. Нивелирный перепад считается положительным для участков с подъемным движением среды и отрицательным для опускающихся участков.

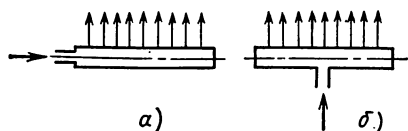


Рис. 6.5. Коллекторы с торцевым (а) и радиальным (б) подводом

Рабочую среду к трубным поверхностям нагрева подводят и отводят с помощью *раздающего* и *собирающего коллекторов*. Часть коллектора, в которую вводится или выводится по трубам среда, называется активной частью. По расположению подводящих и отводящих труб различают коллекторы с торцевым и радиальным подводом (рис. 6.5).

Статическое давление изменяется по длине коллектора, что приводит к неравномерному расходу по трубам — к гидравлической разверке. Изменение статического давления по длине коллектора можно не учитывать при равномерном радиальном подводе не менее чем в трех сечениях активной части коллектора и при сечении коллектора, превышающем суммарное сечение всех присоединенных труб. Для испарительных и экономайзерных участков достаточно второго условия.

Максимальное изменение статического давления по длине горизонтального коллектора

$$\Delta p_{\text{кол}} = A \rho w^2 / 2, \quad (6.15)$$

где w — максимальная скорость в коллекторе, м/с. Коэффициент A имеет следующие значения:

В собирающем коллекторе:

радиальном	1,8
торцевом	2

В раздающем коллекторе:

радиальном при:

$F/nf=1$	1,6
$F/nf=1,5$	2

торцевом:

с подводом полным сечением	0,8
с подводом неполным сечением	$2 (F/F_{\text{под}} - 0,6)$

Здесь F — площадь сечения коллектора, м²; f — площадь сечения одной трубы, м²; n — число труб; $F_{\text{под}}$ — площадь сечения подводящей трубы, м².

Изменение статического давления в различных сечениях торцевого коллектора

$$\Delta p_{\text{кол}}^z = \Delta p_{\text{кол}} \frac{z}{l_{\text{кол}}} \left(2 - \frac{z}{l_{\text{кол}}} \right), \quad (6.16)$$

где $l_{\text{кол}}$ — длина активной части коллектора (расстояние между сечениями с максимальной и нулевой скоростью при одностороннем подводе или половина расстояния между смежными подводами); z — расстояние рассматриваемого сечения от места ближайшего подвода. Труба со средним расходом (предполагается, что все трубы одинаковые) находится на расстоянии $z/l_{\text{кол}} = 0,423$, а падение давления на этом участке $\Delta p_{\text{кол}}^z = (2/3) \Delta p_{\text{кол}}$.

Для нахождения изменения статического давления в вертикальном или наклонном коллекторе следует учесть нивелирный напор

$$\Delta p_{\text{кол.в}} = \Delta p_{\text{кол}} \pm \Delta p_{\text{нив}}. \quad (6.17)$$

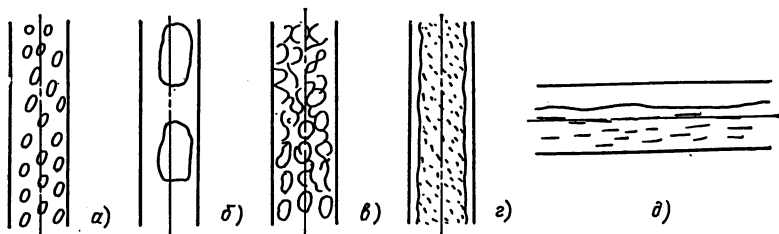


Рис. 6.6. Режимы течения двухфазного потока:

а — пузырьковый; б — снарядный; в — эмульсионный; г — дисперсно-кольцевой; д — расслоенный

Двухфазный поток. Различают следующие основные режимы движения двухфазной парожидкостной смеси (рис. 6.6):

а) *пузырьковый* — паровая фаза распределена в жидкости в виде пузырьков, небольших по сравнению с характерным размером поперечного сечения потока;

б) *снарядный* — крупные пузыри пара, размер которых соизмерим с характерным размером поперечного сечения потока;

в) *эмульсионный* — газообразная фаза распределена в виде мелких объемов, разделенных жидкими пленками;

г) *дисперсно-кольцевой* — газообразная фаза образует ядро потока, а жидкая движется в виде пленки по поверхности стенки и распределена в виде мелких капель в ядре потока;

д) *расслоенный* — движение в горизонтальной или наклонной трубе в поле силы тяжести, когда в верхней части трубы движется преимущественно газообразная, а в нижней жидкая фаза.

При движении двухфазного потока происходит сложное взаимодействие фаз. Определение сопротивления в двухфазных потоках основывается на полуэмпирических зависимостях, справедливых для довольно узких интервалов режимных параметров. Наиболее распространенными являются модель гомогенного течения, когда поток рассматривается как смесь с равномерным распределением фаз, движущихся с одинаковой скоростью, и модель раздельного течения Локкорта — Мартинелли, когда полное сопротивление определяется через сопротивление при движении отдельных фаз.

Нормативный метод расчета потерь давления в двухфазном потоке базируется на гомогенной модели. Потери на трение согласно нормативному методу определяются по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= \xi \frac{l}{d} \frac{(\rho w)^2}{2\rho_{\text{ж}}} \left[1 + x\psi \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right] = \\ &= \xi \frac{l}{d} \frac{w_0^2}{2} \rho_{\text{ж}} \left[1 + x\psi \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]. \end{aligned} \quad (6.18)$$

При переменном паросодержании x в формулу подставляется его среднее значение $\bar{x} = (x_{\text{н}} + x_{\text{к}})/2$, а также $\psi = (\psi_{\text{к}}x_{\text{к}} - \psi_{\text{н}}x_{\text{н}})/(x_{\text{к}} - x_{\text{н}})$. Индексы «н» и «к» от-

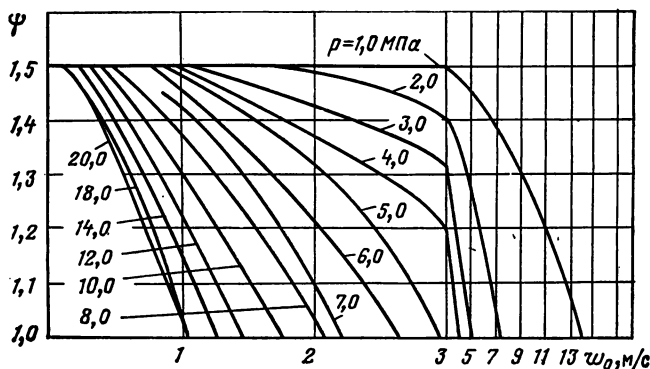


Рис. 6.7. Зависимость поправочного коэффициента ψ в формуле (6.18) от скорости циркуляции и давления

носятся к началу и концу участка. Коэффициент ψ есть функция скорости циркуляции и давления: $\psi = f(\omega_0, p)$, и может быть найден из номограммы рис. 6.7. Коэффициент трения

$$\xi = \xi' - \bar{x} (\xi' - \xi''),$$

где ξ' — коэффициент трения, определяемый по полному расходу среды и вязкости воды на линии насыщения; ξ'' — коэффициент трения, определяемый по полному расходу среды и вязкости пара на линии насыщения.

Потери в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_m = \Sigma \xi'_m \frac{(\rho \omega)^2}{2 \rho_{ж}} \left[1 + x \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right) \right] = \Sigma \xi'_m \frac{\rho_{ж} \omega_0^2}{2} \left[1 + x \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right) \right]. \quad (6.19)$$

Условные коэффициенты местных сопротивлений ξ'_m вычисляются для жидкой фазы по приведенным выше зависимостям.

Нивелирный перепад давления

$$\Delta p_{нив} = g \Sigma \bar{h} \rho. \quad (6.20)$$

Средняя плотность $\bar{\rho} = \bar{\varphi} \rho_{п} + (1 - \bar{\varphi}) \rho_{ж}$, при $\beta \leq 0,9$ $\varphi = C\beta$. Значение коэффициента C находится по номограмме на рис. 6.8. При $\omega_{см} > 3,5$ м/с значение C берется при $\omega_{см} = 3,5$ м/с. Для прямоточных элементов при $\beta > 0,9$ значение φ выбирается по графику 6.9 при значениях C из номограммы рис. 6.8.

Как видно из приведенных зависимостей, рассматриваемый метод расчета дает всегда $\varphi < \beta$, что справедливо главным образом для подъемных течений. При отпусках течений для случая $\beta < \beta_{кр}$ ($\beta_{кр}$ соответствует значению $\varphi = \beta$) всегда $\varphi > \beta$.

В горизонтальных и слабо наклоненных трубах (угол к горизонту не более 30°) при малых массовых расходах может происходить расслоение смеси, и зависимости, основанные на гомогенной модели, нельзя использовать. Массовую скорость, при которой возникает расслоение потока, оценивают по выражению

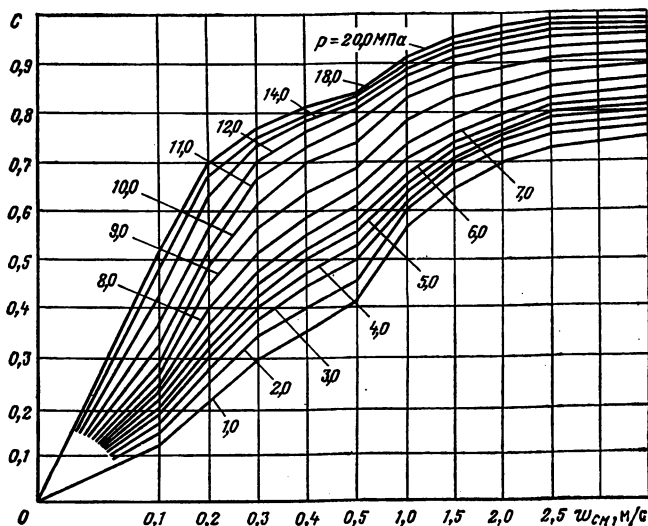


Рис. 6.8. Зависимость коэффициента C от скорости смеси и давления

$$\rho w = 0,38 \frac{d_b^{0,5}}{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right) \left(\frac{x}{1-x} \right)} \frac{C_{\text{г}} \rho_{\text{ж}}}{1 + x \left(1 - \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)}.$$

Здесь $C_{\text{г}} = \frac{1+x}{1+w_{\text{оп}}/w_0}$; σ — поверхностное натяжение, Н/м.

Метод Локкорта — Мартинелли разработан на основе анализа данных по стабилизированным адиабатическим потокам. Предполагается раздельное течение фаз, при этом могут быть реализованы четыре режима: 1) турбулентный (жидкость) — турбулентный (газ); 2) вязкостный — турбулентный; 3) турбулентный — вязкостный; 4) вязкостный — вязкостный.

Предполагается, что отношения градиента потери давления в двухфазном потоке к градиенту потери давления при течении в том же канале одной из фаз

$$\Phi_{\text{ж}} = \left(\frac{\Delta p}{l} / \frac{\Delta p_{\text{ж}}}{l} \right)^{1/2} \text{ и } \Phi_{\text{г}} = \left(\frac{\Delta p}{l} / \frac{\Delta p_{\text{г}}}{l} \right)^{1/2}$$

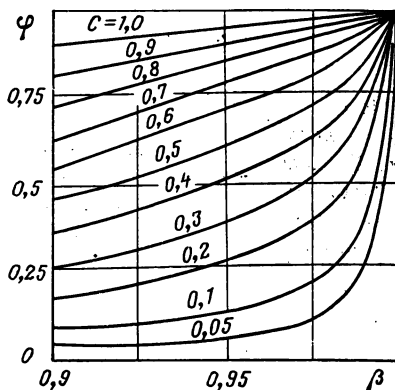


Рис. 6.9. Истинное объемное паросодержание при больших расходных паросодержаниях ($\beta > 0,9$)

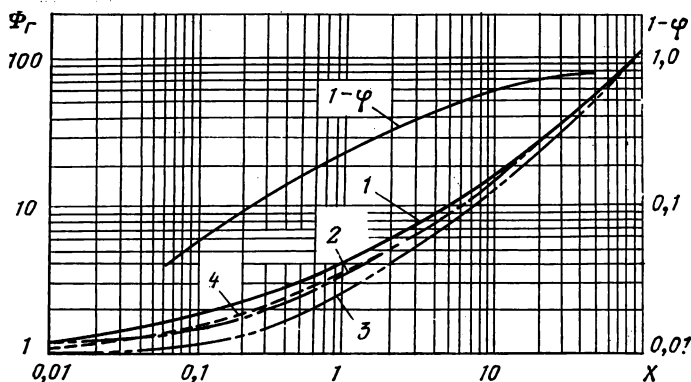


Рис. 6.10. Зависимость Локкорта — Мартинелли:

1 — турбулентный (жидкость) — турбулентный (газ); 2 — вязкостный — турбулентный; 3 — турбулентный — вязкостный; 4 — вязкостный — вязкостный

являются однозначными функциями параметра

$$X = \left(\frac{\Delta p_{\text{ж}}}{l} \bigg/ \frac{\Delta p_{\text{г}}}{l} \right)^{1/2},$$

представляющего собой отношение градиента потери давления жидкой фазы к градиенту потери давления газообразной фазы. Зависимость $\Phi_{\text{г}} = f(X)$ показана на рис. 6.10. Здесь же приведена зависимость $1 - \phi = f(X)$. Связь между $\Phi_{\text{г}}$ и $\Phi_{\text{ж}}$ определяется соотношением

$$(1/\Phi_{\text{ж}}^2)^{1/n} + (1/\Phi_{\text{г}}^2)^{1/n} = 1,$$

где $n=2$ для ламинарного (вязкостного) течения; $n=2,5$ для турбулентного течения.

Расчет по гомогенной модели дает лучшие результаты при дисперсном течении, а по методу Локкорта — Мартинелли при кольцевом.

Влияние обогрева может быть учтено формулой Тарасовой — Леонтьева

$$\frac{(\Delta p/l)_q}{(\Delta p/l)_0} = 1 + 0,0044 \left(\frac{q_{\text{ст}}}{\rho w} \right)^{0,7},$$

где $q_{\text{ст}}$ — плотность теплового потока на стенке, Вт/м²; ρw — массовая скорость, кг/(м²·с).

Потери давления на ускорение и нивелирный перепад давления для двухфазного потока находят, как и в однофазном потоке, по зависимостям (6.13) и (6.14), используя действительные значения скорости и плотности.

Расчет естественной циркуляции. Для обеспечения работы поверхности теплообмена испарителя в условиях развитого пузырькового кипения и предотвращения образования отложений в выходных участках паросодержание на выходе не должно превышать $x=25 \div 35\%$. Следовательно, количество поступающей на испарение жидкости должно превышать паропроизводительность в 3—4 раза.

Отношение расхода жидкости $G_{\text{ц}}$, поступающей на испарение, к паропроизводительности испарительных поверхностей нагрева $G_{\text{н}}$ называется *кратностью циркуляции*.

$$K_{\text{ц}} = G_{\text{ц}}/G_{\text{н}} = 1/x_{\text{вых}}.$$

Суммарная паропроизводительность поверхностей нагрева $G_{\text{н}}$ в общем случае не равна паропроизводительности парогенератора G . Так, в случае промывки пара питательной водой

$$G_{\text{н}} = G + G_{\text{п.в}} (i' - i_{\text{п.в}}) / (i'' - i').$$

С увеличением кратности циркуляции растут капитальные затраты, так как требуется увеличить сечения обогреваемых и необогреваемых элементов системы. Поэтому для парогенераторов стационарных ЯЭУ оптимальная кратность циркуляции принимается $3 < K_{\text{ц}} < 8$, а для судовых $6 < K_{\text{ц}} < 40 \div 50$.

Если парогенератор должен работать в условиях пониженных нагрузок, то кратность циркуляции должна приниматься из условий именно этих нагрузок. Ориентировочно можно принять следующие соотношения между кратностью циркуляции при уменьшенных нагрузках $K_{\text{ц}}$ и при номинальной нагрузке $K_{\text{ц,ном}}$:

$$G_{\text{н}} > 0,8 G_{\text{н,ном}} \dots \dots \dots K_{\text{ц}} = K_{\text{ц,ном}} \frac{G_{\text{н,ном}}}{G_{\text{н}}};$$

$$G_{\text{н}} = (0,5 \div 0,8) G_{\text{н,ном}} \dots \dots \dots (0,8 \div 1) K_{\text{ц,ном}} G_{\text{н,ном}} / G_{\text{н}};$$

$$G_{\text{н}} = (0,3 \div 0,5) G_{\text{н,ном}} \dots \dots \dots (0,7 \div 0,8) K_{\text{ц,ном}} G_{\text{н,ном}} / G_{\text{н}};$$

$$G_{\text{н}} = (0,2 \div 0,3) G_{\text{н,ном}} \dots \dots \dots (0,6 \div 0,7) K_{\text{ц,ном}} G_{\text{н,ном}} / G_{\text{н}}.$$

Надежно рассчитать кратность циркуляции можно только в случае четкого конструктивного разделения подъемных и опускных элементов в замкнутой системе циркуляции, например в вертикальных парогенераторах. На рис. 6.11 показана схема простейшего циркуляционного контура, включающего в себя барабан-сепаратор 1, опускную систему 2, нижний коллектор или камеру 3, подъемную систему 4—7. Подъемная система включает в себя необогреваемое звено 4, обогреваемое звено 5 и пароотводящие звенья 6 и 7. Высота подъемных труб, введенных в водяной объем барабана, определяется как разность отметок их ввода в барабан и вывода из коллектора. Высота подъемных труб, введенных в паровое пространство барабана, и высота опускных труб отсчитываются от места вывода из нижнего коллектора (камеры) до уровня в барабане-сепараторе $h_{\text{п}}$, а высота превышения пароотводящих труб $h_{\text{пр}}$ — от уровня в барабане-сепараторе до высшей отметки трубы. Высота контура равна сумме высот последовательных подъемных элементов. В обогреваемых звеньях обычно выделяют экономайзерный участок $h_{\text{эк}}$ или высоту точки закипания $h_{\text{т.з.}}$.

При установившемся режиме работы, если нет продувки из нижнего коллектора, массовые расходы в опускной и подъемной частях контура одинаковые и равны $G_{\text{ц}}$. Плотность среды в подъемной части контура, где происходит кипения жидкости, меньше, чем в опускной необогреваемой (или слабо обогреваемой). В результате возникает движущий напор $P_{\text{дв}}$, Па:

$$P_{\text{дв}} = h_{\text{пг}} \rho_{\text{оп}} - h_{\text{пг}} \Sigma \rho_{\text{под}}.$$

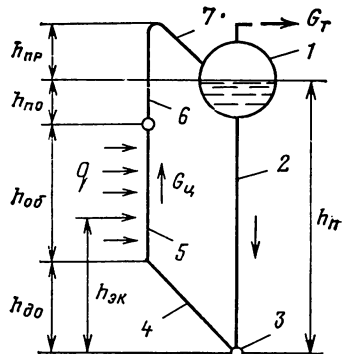


Рис. 6.11. Циркуляционный контур

Движущий напор идет на преодоление гидравлических сопротивлений подъемной и опускной частей контура:

$$P_{дв} = \Delta p_{под} + \Delta p_{оп}$$

и зависит только от высоты и плотности среды.

При определении движущего напора подъемные звенья разбиваются на отдельные участки, если они имеют:

1) угол наклона труб (при кипении в трубах), отличающийся более чем на 20° от угла наклона остальной части труб при высоте участка не менее 10 % высоты контура;

2) удельное тепловосприятие, отличающееся более чем на 30 % от среднего значения при высоте такого участка не менее 10 % высоты контура;

3) необогреваемые участки высотой более 5 % высоты контура; участки меньшей высоты рассчитываются совместно с прилегающими обогреваемыми участками.

Движущий напор создается в испарительных, паротводящих и экономайзерных звеньях. Высоту экономайзерной части можно определить по формуле

$$h_{эк} = h_{до} + \frac{\Delta i_6 - \Delta i_{оп} - \Delta i_{сн} + \frac{\Delta i'}{\Delta p} g p_{ж} \left(h_{оп} - h_{до} - \frac{\Delta p_{оп}}{g p_{ж}} \right)}{\frac{N_T}{h_{об} G_{ц}} + \frac{\Delta i'}{\Delta p} g p_{ж}},$$

где $h_{до}$ — высота начального необогреваемого участка, м; $\Delta i_{оп}$ — подогрев в опускной системе, кДж/кг; Δi_6 — недогрев воды в барабане, кДж/кг; $\Delta i_{сн}$ — подогрев в опускной системе за счет захвата части пара, кДж/кг; $\frac{\Delta i'}{\Delta p} g p_{ж}$ — изменение удельной энтальпии воды на 1 м высоты, кДж/кг; $h_{оп}$ — высота опускных звеньев контура; $\Delta p_{оп}$ — сопротивление в опускных трубах, Па; N_T — тепловосприятие подъемного участка, кВт; $h_{об}$ — обогреваемая высота подъемного участка, м; $G_{ц}$ — принятый расход циркуляции, кг/с.

При отсутствии обогрева опускной части и сноса пара в опускную часть, приняв в первом приближении $\rho_{оп} = \rho_{эк} = \rho'$ (что справедливо при среднем и высоком давлении и при отсутствии захвата и подогрева), т. е. пренебрегая изменением i' по высоте, получим

$$h_{эк} = h_{до} + \frac{\Delta i_6 h_{об} G_{ц}}{N_T}.$$

При принятом условии $\rho_{эк} = \rho'$ экономайзерный участок в создании движущего напора не учитывается, т. е.

$$h_{расч} = h_{п} - h_{эк}.$$

Величина $h_{расч}$ называется *высотой паросодержащего участка*.

Гидравлические потери в подъемных звеньях при принятой кратности циркуляции и требуемом тепловосприятии зависят от конструкции подъемных звеньев, в первую очередь испарительной части, параметры которой определяются в результате теплового расчета испарителя. Гидравлическими потерями опускной части можно варьировать более свободно, чтобы получить, например, требуемую кратность циркуляции. Поэтому из движущего напора выделяют *полезный на-*

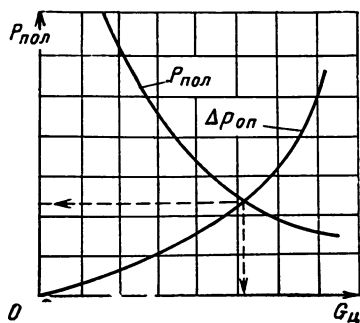


Рис. 6.12. Графическое решение уравнение циркуляции

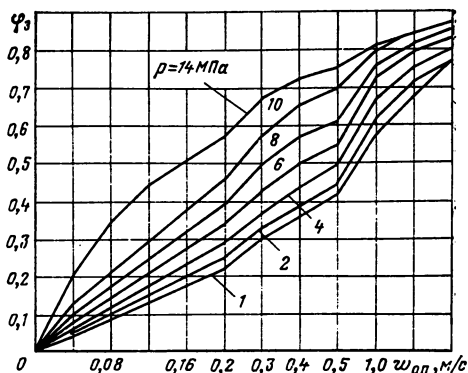


Рис. 6.13. Зависимость паросодержания застоя от приведенной скорости пара и давления

$p_{оп}$, равный разности полного напора и сопротивления подъемной части:

$$P_{пол} = P_{дв} - \Delta p_{под} \quad (6.21)$$

или

$$P_{пол} = \Delta p_{оп}. \quad (6.22)$$

Уравнения (6.21) и (6.22) называют уравнениями циркуляции.

Зависимости $P_{пол} = f(G_{ц})$ и $\Delta p_{оп} = f(G_{ц})$ называются *гидравлическими характеристиками* соответственно подъемной и опускной частей контура. Действительные расходы циркулирующей воды и полезный напор определяются графическим решением уравнения (6.22) (рис. 6.12). Движущий напор для отдельного участка

$$P_{дв} = h_{расч} \bar{\phi} g (\rho_{ж} - \rho_{п}),$$

где $\bar{\phi}$ — среднее объемное паросодержание в рассчитываемой части участка, определяется по приведенным выше зависимостям.

Расчет проводят по среднему расходу пара в элементе между входом и выходом:

$$G_{и} = (G_{и.лх} + G_{и.вых})/2.$$

Скорость циркуляции ω_0 принимается при тепловом расчете в пределах 0,2—1,0 м/с.

Гидравлические сопротивления рассчитываются отдельно для экономайзерного, испарительного участков и участка выше обогрева. Скорость циркуляции в паротводящих трубах берется в пределах 1,0—2,5 м/с. Скорость в опускных элементах принимается в зависимости от высоты элемента и уточняется в результате расчета циркуляции:

Высота элемента, м	Скорость, м/с
Меньше 5	1
5—10	1,5
10—15	2
Больше 15	2,5

В результате расчета циркуляции получаются средние значения полезных и движущих напоров. Когда трубы подъемной части обогреваются неравномерно, в слабо обогреваемых трубах возможно образование *свободного уровня*, если трубы включены в паровое пространство сепаратора, и *застой* или *опрокидывание циркуляции*, если трубы включены в водяной объем. В обоих случаях ухудшается теплоотдача, возможны перегрев стенки выше допустимых температур при обогреве высокотемпературным теплоносителем, а также ускоренное образование отложений на стенках при любом обогреве, что приведет к снижению производительности установки и развитию коррозионных процессов под слоем отложений. В связи с изложенным требуется проверка надежности циркуляции по условиям образования уровня и застоя или опрокидывания циркуляции.

Для проверки условий образования застоя и свободного уровня вычисляется приведенная скорость пара $w_{оп}$ в наименее нагруженной трубе. По этой скорости по номограмме (рис. 6.13) определяется паросодержание застоя $\varphi_3 = f(w_0, p)$. Далее рассчитывается движущий напор в трубе при условиях застоя

$$P_3 = (h_{об}\bar{\varphi}_3 + h_{по}\varphi_3) g (\rho_{ж} - \rho_{п}).$$

Условие появления застоя

$$P_3/P_{пол} \leq 1,1 \div 1,2.$$

Условие появления свободного уровня

$$(P_3 - \Delta p_{пр})/P_{пол} \leq 1,1 \div 1,2.$$

Здесь

$$\Delta p_{пр} = h_{пр} (1 - \varphi_3) g (\rho_{ж} - \rho_{п}).$$

Достаточно надежных методов определения $w_{оп}$ в слабо обогреваемой трубе для парогенераторов ЯЭУ до настоящего времени не разработано. Главное средство обеспечения надежной циркуляции — равномерное распределение тепловой и гидравлической нагрузки во всех параллельных обогреваемых элементах.

К ухудшению циркуляции может привести захват — снос пара и увлечение его из сепаратора в опускную систему. Если входные сечения опускных каналов расположены на небольшой глубине под уровнем, то возможно образование воронки, через которую и происходит захват пара. Снос пара при барбо-

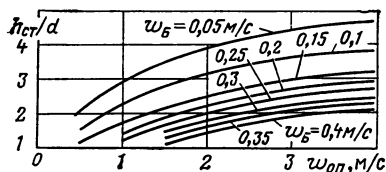


Рис. 6.14. Минимальная допустимая высота столба воды над опускными трубами в сепараторе

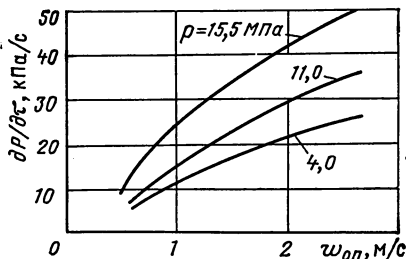


Рис. 6.15. Зависимость допустимой скорости уменьшения давления в опускной системе от скорости в опускной системе и давления

таже возможен, если скорость всплывания пузырьков меньше скорости опускающего течения жидкости.

Минимальная высота $h_{ст}$ столба воды над входными сечениями опускающих труб, при которой над ними не образуется вихревая воронка, может быть найдена по графикам — рис. 6.14 в зависимости от скорости в опускающих трубах $w_{оп}$ и условной скорости в объеме барабана по наименьшему сечению на пути поступления воды к опускающим трубам

$$w_6 = G_{ц} / (\rho_{ж} f),$$

где f — площадь сечения набегающего потока, m^2 .

Для предотвращения вскипания в обогреваемых опускающих трубах недогрев на входе должен превышать увеличение температуры за счет воспринимаемой теплоты. Образование пара в опускающей части может произойти при быстром сбросе давления в парогенераторе. Допустимую скорость уменьшения давления оценивают по графикам (рис. 6.15) в зависимости от скорости в опускающей системе и абсолютного давления.

6.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПО УСРЕДНЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

Цель теплового расчета теплообменного аппарата — определение размера теплопередающей поверхности, необходимой для обеспечения передачи заданного количества теплоты от одного теплоносителя к другому (конструктивный расчет), или расчет количества передаваемой теплоты при неизменных геометрических характеристиках ТА и заданных параметрах теплоносителей (поверочный расчет). Тепловая мощность N_T теплообменного аппарата (количество тепловой энергии, передаваемой в единицу времени) определяется выражением

$$N_T = G_1 (i_{11} - i_{12}) \eta_{T.a} = G_2 (i_{22} - i_{21}),$$

где G_1, G_2 — массовые расходы первичного и вторичного теплоносителей, kg/s ; i_{11}, i_{12} — удельные энтальпии первичного теплоносителя на входе и выходе, kJ/kg ; i_{21}, i_{22} — удельные энтальпии вторичного теплоносителя на входе и выходе, kJ/kg ; $\eta_{T.a}$ — КПД теплообменного аппарата, учитывающий потери в окружающую среду. Уравнение теплопередачи имеет вид:

$$N_T = KF\Delta T,$$

где K — коэффициент теплопередачи, $W/(m^2 \cdot K)$; F — площадь теплопередающей поверхности, m^2 ; ΔT — средний температурный напор, K , зависящий от температур первичного и вторичного теплоносителя (рабочего тела) и взаимного направления их движения. Некоторые типичные распределения температуры вдоль оси поверхностей теплообмена приведены на рис. 6.16. В общем случае температурный напор, а следовательно, и количество передаваемой теплоты по длине теплообменника не остаются постоянными. Наиболее равномерный температурный напор получается в случае противотока при конвективной передаче тепла или при испарении холодной среды и конденсации горячей (см. рис. 6.16, б, в).

Для получения конечных и приемлемых размеров теплопередающей поверхности необходимо, чтобы местные значения температурного напора превышали некоторое минимальное значение: $\Delta T > \Delta T_{мин}$. Значение $\Delta T_{мин}$ в конечном итоге определяется технико-экономическим расчетом. Ориентировочно можно считать

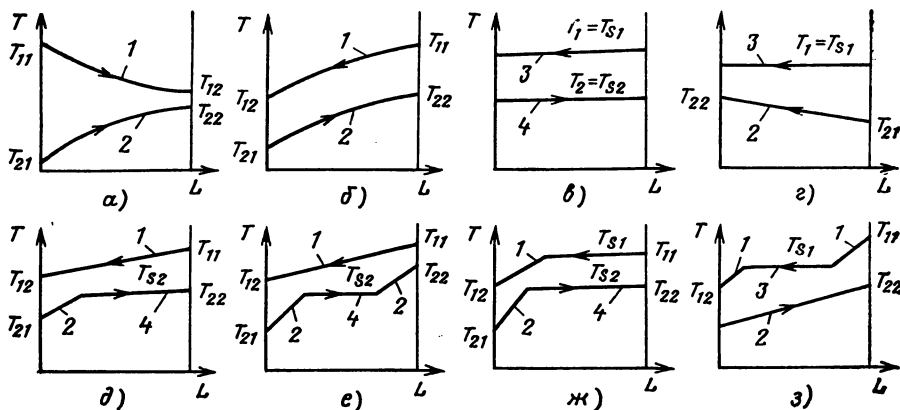


Рис. 6.16. Характерные распределения температур в теплообменных аппаратах: 1 — охлаждение однофазного теплоносителя; 2 — нагрев однофазного теплоносителя; 3 — конденсация; 4 — испарение (кипение)

$\Delta T_{\min} = 5 \div 10$ К для жидких теплоносителей и $\Delta T_{\min} = 20 \div 50$ К для газообразных теплоносителей.

В качестве среднего температурного напора для прямоточных и противоточных схем теплообмена обычно используют среднелогарифмический напор

$$\Delta T = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_m}{\ln (\Delta T_6 / \Delta T_m)},$$

где ΔT_6 — наибольшая разность температур горячего и холодного теплоносителей; ΔT_m — наименьшая разность температур горячего и холодного теплоносителей. В расчетах среднелогарифмический напор может быть использован, если в пределах рассматриваемой поверхности теплообмена остается приблизительно неизменным коэффициент теплопередачи и не меняются физические свойства сред. В противном случае поверхности теплообмена необходимо разбить на участки.

При небольшой разнице между ΔT_6 и ΔT_m , а именно при $\Delta T_6 / \Delta T_m \leq 1,7$, используют среднее арифметическое

$$\Delta T = (\Delta T_6 + \Delta T_m) / 2.$$

При перекрестном токе теплоносителей в температурный напор при противотоке и прямотоке вносят поправку

$$\Delta T = \varepsilon_{\Delta T} \Delta T_{\text{прт.}}$$

При числе перекрестий больше четырех можно считать по схеме противотока или прямотока соответственно.

Коэффициент теплопередачи для поверхностей нагрева, набранных из труб, вычисляют по формуле

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} \frac{d}{d_1} + \sum \frac{d}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d}{d_2},$$

где d — расчетный диаметр, м; $d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ — наружный и внутренний диаметры труб, м; d_1 , d_2 — диаметры трубы со стороны первичного и вторичного теплоно-

сителей, м; α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны первичного и вторичного теплоносителей, Вт/(м²·К); $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности стенки, отдельных ее слоев, слоев отложений, Вт/(м·К).

В качестве расчетного диаметра для определения поверхности теплообмена в равной мере можно принять $d=d_1$, $d=d_2$ или $d=(d_1+d_2)/2$. Если $d_n/d_b < 2$, то коэффициент теплопередачи может быть найден по формуле для плоской многослойной стенки:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2},$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки, отдельного слоя многослойной стенки или слоя отложений, м.

Приведем зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи в теплообменных аппаратах.

Однофазный поток. При течении в трубах и продольном омывании неметаллическими жидкостями ($Pr > 0,5$) пучка труб теплоотдача описывается формулой

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} C_t C_l, \quad (6.23)$$

где Nu , Re , Pr — числа Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля соответственно при средней температуре потока:

$$Nu = \alpha d / \lambda; \quad Re = \omega d / \nu; \quad Pr = \nu / a;$$

λ — теплопроводность теплоносителя, кВт/(м·К); ν — его кинематическая вязкость, м²/с; ω — скорость теплоносителя, м/с; $C_t = (Pr_{ср} / Pr_{ст})^{0,25}$ — поправка на изменение температуры по сечению потока (температурный фактор); $Pr_{ср}$ и $Pr_{ст}$ — числа Прандтля при средней температуре потока и температуре стенки соответственно; C_l — поправка на длину (если $l/d > 50$, $C_l = 1$ и если $l/d < 50$, $C_l > 1$).

Изменение локальной теплоотдачи по длине описывается выражением

$$C_l = 1 + 1,2d/z,$$

где z — расстояние от входа, м.

Когда рассматривают течение среды в трубах, определяющим считают внутренний диаметр, а когда течение в межтрубном пространстве, — эквивалентный диаметр

$$d_{э\text{кв}} = 4f/\Pi,$$

где f — суммарная площадь проходного сечения, м²; Π — длина полного смоченного периметра, м.

В случае течения среды в изогнутых трубах вместо α для прямых труб используют

$$\alpha_{из} = \varepsilon_{из} \alpha,$$

где $\varepsilon_{из} = 1 + 1,8 d/R_r$; R_r — радиусгиба, м.

В области около- и сверхкритических давлений в формулу (6.23) вносят дополнительный множитель, и она преобразуется к виду

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{\rho_{ст}}{\rho_{ж}} \right)^m \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{рж}} \right)^k,$$

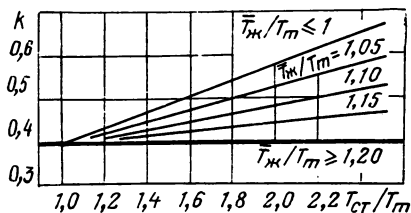


Рис. 6.17. Зависимость показателя степени k от относительной температуры стенки

где для воды $m=0,3$ при $1,02 \leq p/p_{кр} \leq 1,45$; $p_{кр}$ — критическое давление; $\rho_{ст}$, $\rho_{ж}$ — плотность среды при температуре стенки и при средней температуре $\bar{T}_{ж}$

$c_{рж}$ — удельная теплоемкость при средней температуре жидкости; $\bar{c}_p = (i_{ст} - i_{ж}) / (T_{ст} - T_{ж})$ — средняя теплоемкость в интервале температур $T_{ст} - T_{ж}$; $k = f(T_{ст}/T_m, \bar{T}_{ж}/T_m)$ — постоянная величина при заданных относительных температурах стенки и жидкости (рис. 6.17); T_m — температура жидкости, соответствующая максимальной теплоемкости при постоянном давлении; Nu_0 определяется по формуле (6.23).

При поперечном обтекании пучков труб неметаллическими теплоносителями

$$Nu = CRe^n Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \epsilon_i \epsilon_s.$$

Определяющим является наружный диаметр труб d_n . Скорость подсчитывается по наиболее узкому поперечному сечению. Здесь ϵ_i учитывает отличие интенсивности теплопередачи в первых двух рядах от средней теплоотдачи для пучка, а ϵ_s — влияние шага и типа решеток. Для многорядных пучков для всех рядов можно считать $\epsilon_i = 1$. Для коридорного пучка $\epsilon_s = (s_2/d_n)^{-0,15}$; $C=0,26$; $n=0,65$ и для шахматного пучка при $s_1/s_2 < 2$ $\epsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$; $C=0,41$, $n=0,8$; при $s_1/s_2 \geq 2$ $\epsilon_s = 1,12$, $C=0,41$, $n=0,6$.

Теплоотдача к жидким металлам при течении в трубах и отсутствии в них примесей может быть найдена по зависимостям:

$$Nu = 7 + 0,025Pe^{0,8}$$

в условиях, когда на теплопередающей поверхности поддерживается постоянная плотность теплового потока,

$$Nu = 4,8 + 0,025Pe^{0,8},$$

когда на теплообменной поверхности поддерживается постоянная температура.

Наличие примесей в теплоносителе приводит к снижению коэффициента теплоотдачи. Для вычисления коэффициента теплоотдачи к жидким металлам, не подвергающимся специальной очистке, может быть использована формула

$$Nu = 3,4 + 0,014Pe^{0,8}.$$

В приведенных зависимостях $Pe = RePr = wd/a$ — число Пекле, a — коэффициент температуропроводности, m^2/c .

При продольном омывании пучков труб жидкими металлами

$$Nu = 6 + 0,006Pe, \text{ если } 30 < Pe < 4000, Re > 10^4,$$

или

$$Nu = 0,58Pe^{0,45}, \text{ если } 400 < Pe < 6000.$$

В случае поперечного обтекания шахматных и коридорных пучков труб жидкими металлами

$$Nu = Re^{0.5}.$$

Эта формула применима для шахматного пучка в интервале $1,2 \leq s_1/d_n \leq 2,4$, $1,2 \leq s_2/d_n \leq 1,5$ и для коридорного пучка — $1,2 \leq s_1/d_n \leq 1,7$; $1,18 \leq s_2/d_n \leq 1,7$.

Кипение в большом объеме. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{об}$, Вт/(м²·К), при *пузырьковом кипении в большом объеме* неметаллических жидкостей может быть найден по формуле ЦКТИ:

$$\alpha_{об} = 0,625 (p^{0.14} + 8,85 \cdot 10^{-14} p^2) q^{0.7}, \quad (6.24)$$

где q — плотность теплового потока, Вт/м²; p — давление, Па, или по критериальной формуле Д. А. Лабунцова

$$Nu_* = C Re_*^n Pr^{1/3}, \quad (6.25)$$

где

$$Nu_* = \frac{\alpha_{об} l_*}{\lambda_{ж}}; \quad Re_* = \frac{w_{кип} l_*}{\nu_{ж}}; \quad l_* = \frac{c_{рж} \rho_{ж} \sigma T_s}{(r \rho_n)^2}; \quad w_{кип} = \frac{q}{r \rho_n};$$

$c_{рж}$ — удельная теплоемкость жидкости на линии насыщения, кДж/(кг·К); $\rho_{ж}$, ρ_n — плотности жидкости и пара на линии насыщения, кг/м³; T_s — температура кипения, К; r — удельная скрытая теплота парообразования, кДж/кг; σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности жидкости на линии насыщения, кДж/(м·К). При $Re_* \leq 0,01$ $C=0,0625$, $n=0,5$; и при $Re_* > 0,01$ $C=0,125$, $n=0,65$.

Приведенные формулы наглядно отражают тот факт, что при пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи увеличивается с ростом плотности теплового потока. По достижении некоторого значения $q = q_{кр1}$ паровая фаза на стенке полностью оттесняет жидкость, и теплоотдача резко падает. Возникает режим пленочного кипения. В этом случае говорят о *первом кризисе теплообмена* при кипении в большом объеме. Обратный переход к пузырьковому кипению происходит при плотности теплового потока, отличающейся от $q_{кр1}$. Эту плотность теплового потока обозначают $q_{кр2}$, а явление называют *вторым кризисом теплообмена* пузырькового кипения.

Значения $q_{кр1}$ и $q_{кр2}$ могут быть найдены по формулам:

$$q_{кр1} = k_1 r \rho_n^{0.5} [\sigma (\rho_{ж} - \rho_n) g]^{0.25},$$

где $k_1 = 0,13 \div 0,15$, и

$$q_{кр2} = k_2 r \rho_n^{0.5} [\sigma (\rho_{ж} - \rho_n) g]^{0.25},$$

где $k_2 = 0,028$.

Область пленочного кипения не характерна для теплообменных аппаратов (парогенераторов) ЯЭУ.

В случае пузырькового кипения жидких металлов справедливы зависимости

$$\alpha_{об} = 0,248 q^{0.7} p^{0.25}, \quad \text{или} \\ \alpha_{об} = C q^{2/3} \left(\frac{\lambda_{ж} r \rho_{ж}}{\sigma T_s^2} \right)^{1/3} \left(\frac{p}{\rho_{кр}} \right)^n.$$

При $p/\rho_{кр} = 4 \cdot 10^{-5} \div 10^{-3}$ $C=1,06$ и $n=0,45$; при $p/\rho_{кр} = 10^{-3} \div 2 \cdot 10^{-2}$ $C=0,13$ и $n=0,15$. Критическая плотность теплового потока

$$q_{кр1} = 0,163 \beta r \rho_n^{0.5} [\sigma (\rho_{ж} - \rho_n) g]^{0.25},$$

где

$$\beta = 1 + \left(\frac{C}{p_{кр}} \right) \left(\frac{p}{p_{кр}} \right)^{-0.4}.$$

При развитом кипении $C=44,2 \cdot 10^5$ (p измеряется в паскалях). Для натрия $p_{кр} 35$ МПа, калия — 16 МПа; цезия — 10,1 МПа.

Кипение в трубах. При рассмотрении кипения в трубах полагают, что суммарный коэффициент теплоотдачи определяется конвективной теплоотдачей к однофазной жидкости, пузырьковым кипением и дополнительной конвективной составляющей за счет увеличения скорости смеси при генерации пара в соответствии с выражением

$$\alpha_k^2 = \alpha_{кон}^2 + \alpha_0^2 + \alpha_{см}^2, \quad (6.26)$$

где $\alpha_{кон}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией к однофазной жидкости (определяется по приведенным выше зависимостям для однофазной жидкости); $\alpha_0 = 0,7\alpha_{об}$ — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении в трубе; $\alpha_{об}$ — коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме; $\alpha_{см}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией при течении парожидкостной смеси.

В качестве расчетной используют формулу

$$\alpha_k = \alpha_n \left[1 + 7 \cdot 10^{-9} \left(\frac{w_{см} \rho_{ж}}{q} \right)^{3/2} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha_n} \right)^2 \right]^{1/2},$$

где $\alpha_n = (\alpha_{кон}^2 + \alpha_0^2)^{0.5}$.

Интенсификацию теплоотдачи за счет увеличения скорости смеси рассчитывают при $(w_{см} \rho_{ж}/q) (\alpha_0/\alpha_n)^{4/3} > 5 \cdot 10^4$.

Кризис первого рода при кипении в трубах в связи с переходом к пленочному кипению возникает при плотности теплового потока

$$q_{кр1} = 1,163 \left(\frac{d_0}{d} \right)^{0.5} \left[8,85 - 6,84 \frac{p}{10^7} + \right. \\ \left. + 1,425 \left(\frac{p}{10^7} \right)^2 \right] \left(\frac{\rho w}{10^3} \right)^{1.2} [0,25 (p/10^7 - 1) - x_{кр}] e^{-1.5 x_{кр}},$$

где p — давление, Па; $x_{кр} = (i - i')/r$ — относительная энтальпия в месте кризиса (массовое паросодержание); $d_0 = 8 \cdot 10^{-3}$ м — опорное значение диаметра трубы.

При кипении в трубах с увеличением массового паросодержания может возникнуть кризис теплообмена второго рода, связанный со срывом жидкости со стенки в ядро потока, с недостаточным орошением стенки из ядра потока или полным отсутствием такого орошения и высыханием остаточной пленки. В данном случае реализуется дисперсный режим течения.

При $p = 1,0 \div 17,0$ МПа и $w\rho = 750 \div 3000$ кг/(м²·с) значение критического (граничного) паросодержания может быть найдено по формуле

$$x_{гр} = \left(\frac{d_0}{d} \right)^{0.15} \left[0,39 + 1,6 \left(\frac{p}{10^7} \right) - 2,12 \left(\frac{p}{10^7} \right)^2 + 0,72 \left(\frac{p}{10^7} \right)^3 \right] \left(\frac{\rho w}{10^3} \right)^{-0.5}.$$

При $x > x_{гр}$ теплопередача значительно ухудшается по сравнению с областью пузырькового кипения, эту область называют областью ухудшенного теплообмена. Коэффициент теплоотдачи при $x > x_{гр}$ может быть найден по зависимости

$$\frac{\alpha d}{\lambda_{\text{ж}}} = 0,023 \left(\frac{v_{\text{ж}}}{a_{\text{ж}}} \right)^{0,4} \left(\frac{\rho_{\text{ж}} w d}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,8} \left[x + \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} (1-x) \right]^{0,8} Y,$$

где $Y = 1 - 0,1 \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{0,4} (1-x)^{0,4}$ $v_{\text{ж}}$ и $a_{\text{ж}}$ определяются для температуры стенки, а остальные величины — для средней температуры потока, т. е. температуры насыщения.

При больших плотностях теплового потока, если температура стенки больше температуры насыщения, т. е. $T_{\text{ст}} > T_{\text{с}}$, пузырьковое кипение возникает и при средней температуре потока ниже температуры насыщения ($\bar{T}_{\text{ж}} < T_{\text{с}}$). В этом случае говорят о *кипении недогретой жидкости* или *поверхностном кипении*. Генерируемые пузырьки пара конденсируются в ядре потока. Для определения коэффициента теплоотдачи при кипении недогретой жидкости можно воспользоваться приведенными выше зависимостями (6.24)–(6.26), заменив значение плотности теплового потока q на $\Delta q_{\text{ст}} = q - q_{\text{нк}}$, где $q_{\text{нк}} = \alpha_{\text{кон}} (T_{\text{с}} - \bar{T}_{\text{ж}})$; $\alpha_{\text{кон}}$ — коэффициент теплоотдачи к однофазному потоку жидкости.

Для определения $q_{\text{кр1}}$, Вт/м², в случае кипения воды в вертикальном трубном пучке при $3,0 < p < 10,0$ МПа может быть использована формула

$$q_{\text{кр1}} = 0,845 \cdot 10^8 (\rho w)^{0,2} (1 - 3,35 \cdot 10^{-8} p) (1-x)^{1,2}.$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении в трубах жидких щелочных металлов

$$\alpha = C q^{0,7} (p/10^5)^{0,15},$$

где $C = 3,0 \div 3,2$; $[q]$ — Вт/м²; $[p]$ — Па.

При кипении жидких металлов в межтрубном пространстве вертикального пучка для определения α могут быть использованы те же зависимости, что и при кипении в трубах.

Для определения $x_{\text{гр}}$ и $q_{\text{гр}}$ в случае кипения жидких металлов в трубах справедливы зависимости

$$\begin{aligned} x_{\text{гр}} &= 0,64 \left(\frac{\rho w v_{\text{ж}}}{\sigma} \frac{d}{L_{\text{гр}}} \sqrt{\frac{q_{\text{гр}}}{q_0}} \right)^{-0,2}; \quad q_{\text{гр}} = \\ &= 4,44 \cdot 10^{-3} \frac{\sigma_{\text{ж}}}{v} \left(\frac{\rho w v_{\text{ж}}}{\sigma} \frac{d}{L_{\text{гр}}} \sqrt{\frac{q_{\text{гр}}}{q_0}} \right)^{0,8}. \end{aligned}$$

В области ухудшенного теплообмена

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\lambda_{\text{п}}}{d} 0,023 \text{Re}_{\text{п}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4}.$$

В переходной области

$$\alpha = \frac{\omega}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \left(\frac{q_{\text{гр}}}{q} \omega \right)^{0,7} + \frac{s}{\pi \lambda_{\text{ст}}} (1-\omega)^2} + \alpha_{\text{п}} (1-\omega),$$

где $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи в начале переходной области при $x = x_{\text{гр}}$; $\alpha_{\text{п}}$ — коэффициент теплоотдачи к влажному пару; s — расстояние между жидкими струйками, $s \approx 3,2$ мм; $\lambda_{\text{ст}}$ — коэффициент теплопроводности материала

стенки; ω — доля поверхности, смоченной жидкостью: $\omega = (x_{гр,к} - x) / (x_{гр,к} - x_{гр})$; $x_{гр,к}$ — массовое паросодержание в конце переходной области; $x_{гр,к} = 1 - 380 \rho_{ж} v_{ж} / \sigma$; $L_{гр}$ — расстояние от сечения при $x=0$ до места возникновения кризиса, м; q — плотность теплового потока при $x=0$, Вт/м²; d — диаметр трубы, м.

Существенно, что кипение жидких металлов в трубах начинается при значительных перегревах по отношению к температуре насыщения. Степень перегрева зависит от целого ряда факторов: свойств жидкости и ее пара, свойств материала поверхности и состояния поверхности, содержания газа и других примесей в жидкости, теплового потока, режима течения и т. д.

Перегрев жидкости в трубах из нержавеющей стали может быть найден по зависимости

$$\frac{T_{мин} - T_s}{T_{мин}} = \frac{p_s}{r \rho_{ж}} \ln \left(1 + \frac{4\sigma}{p_s d_{мин}} \right),$$

где $d_{мин}$ — диаметр впадины шероховатости: $d_{мин} \approx 2,5 \cdot 10^{-6}$ м; $[p_s] = \text{Па}$; $[r] = \text{Дж/кг}$; $[\rho] = \text{кг/м}^3$.

Теплоотдача при конденсации. Термическое сопротивление при конденсации складывается из двух компонентов: термического сопротивления при фазовом переходе и термического сопротивления пленки жидкости:

$$1/\alpha = R = R_{\phi} + R_{пл}.$$

Термическое сопротивление при фазовом переходе определяется выражением

$$\alpha_{\phi} = \frac{1}{R_{\phi}} = 1,67 \cdot 10^{-5} \frac{r^2 p_s}{(2\pi \bar{R}^3 T_s^5 / M^3)^{1/2}},$$

где r — удельная скрытая теплота парообразования, кДж/кг; p — давление, Па; \bar{R} — универсальная газовая постоянная; T_s — температура насыщения, К; M — молекулярная масса. Для неметаллических жидкостей R_{ϕ} пренебрежимо мало. Величиной R_{ϕ} можно пренебрегать и для всех металлов при $p > 0,01$ МПа.

Приведем зависимости для определения $\alpha = 1/R_{пл}$.

При конденсации неметаллических жидкостей на вертикальной поверхности и ламинарном течении пленки конденсата ($Re_{пл} = \omega \delta / \nu_{ж} < 400$)

$$\alpha = \alpha_N \epsilon_T \psi,$$

где

$$\alpha_N = 0,943 \left(\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) r}{\mu_{ж} \Delta T l} \right)^{1/4} \quad \text{при } \Delta T = \text{const};$$

$$\alpha_N = 1,04 \left(\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) r}{\mu_{ж} q l} \right)^{1/3} \quad \text{при } q = \text{const};$$

ϵ_T — поправочный коэффициент на изменение физических свойств по толщине пленки:

$$\epsilon_T = \left(\frac{\lambda_{ст}^3}{\lambda_{пл}^3} \frac{\mu_{пл}}{\mu_{ст}} \right)^{1/8};$$

ψ — коэффициент, учитывающий конвективный перенос и влияние сил инерции: $\psi = f(r/c_p \Delta T)$, определяемый по графикам (рис. 6.18). Индексы «ст» и «пл» соответствуют определяющей температуре на стенке и средней в пленке.

Рис. 6.18. Поправочный коэффициент, учитывающий конвективный перенос и влияние сил инерции при конденсации

При турбулентном течении пленки конденсата ($q = \text{const}$)

$$\frac{\alpha}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g} \right)^{1/3} = \frac{0,054 \text{Re} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4}}{\text{Re}^{5/6} - 47 + 21 \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4}}.$$

Если $\text{Re} > 2000$,

$$\frac{\alpha}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g} \right)^{1/3} = 0,054 \text{Re}^{1/6} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4}.$$

Здесь $\text{Re} = \alpha \Delta T l / r \mu_{\text{ж}} = \bar{q} l / r \mu_{\text{ж}}$; l — высота поверхности, на которой происходит конденсация. В случае движения пара вводится дополнительная поправка

$$\varepsilon = 1 + 1,013 \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{1/2} \frac{w_{\text{п}}}{(g v_{\text{п}})^{1/3}},$$

где

$$w_{\text{п}} = \left[\frac{w_{\text{п вх}}^2 + w_{\text{п вх}} w_{\text{п вых}} + w_{\text{п вых}}^2}{3} \right]^{1/2}.$$

При конденсации неметаллических жидкостей на горизонтальных пучках с поперечным обтеканием

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_1} = \frac{0,84\varepsilon}{[1 - (1 - \varepsilon)^{1,84}] n^{0,07}},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи на одиночной трубе:

$$\alpha_1 = 0,728 \left(\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) r}{\mu_{\text{ж}} \Delta T d} \right)^{1/4};$$

ε — степень конденсации пара:

$$\varepsilon = (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}) / G_{\text{вых}};$$

$G_{\text{вх}}$, $G_{\text{вых}}$ — расходы пара на входе и выходе из пучка, кг; n — число рядов труб коридорного пучка или половина числа рядов шахматного пучка.

В трубах локальная теплоотдача определяется выражением

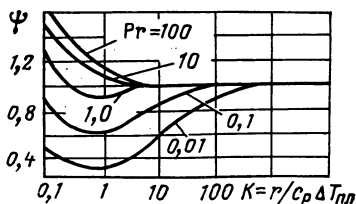
$$\text{Nu} = C \text{Re}_{\text{см}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \left[1 + x \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]^{1/2},$$

а средняя теплоотдача на участке — выражением

$$\bar{\text{Nu}} = C \text{Re}_{\text{см}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \frac{1}{2} \left\{ \left[1 + x_{\text{вх}} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]^{1/2} + \left[1 + x_{\text{вых}} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]^{1/2} \right\},$$

где x , $x_{\text{вх}}$, $x_{\text{вых}}$ — массовое паросодержание в сечении, на входе и выходе соответственно; $\text{Re}_{\text{см}} = 4 G_{\text{см}} / \pi d^2 \mu_{\text{ж}}$.

Коэффициент C зависит от материала труб (для стали $C = 0,024$).



При ламинарном течении пленки щелочных металлов теплоотдача рассчитывается по тем же зависимостям, что и для случая неметаллических жидкостей. При турбулентном течении пленки конденсата по вертикальной поверхности локальная теплоотдача определяется выражением

$$\frac{\lambda_{\text{ж}}}{\alpha(v_{\text{ж}}^2/g)^{1/3}} = 2 \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g\delta^3} \right)^{1/6} (\chi \bar{\epsilon} \text{Pr}_{\text{ж}} a)^{-1} \ln \left| \frac{1+a}{1-a} \right|,$$

$$\text{где } a = \left[\frac{4 + \chi \bar{\epsilon} \text{Pr}_{\text{ж}} \left(\frac{g\delta^3}{v_{\text{ж}}^2} \right)^{1/2}}{\chi \bar{\epsilon} \text{Pr}_{\text{ж}} \left(\frac{g\delta^3}{v_{\text{ж}}^2} \right)^{1/2}} \right];$$

$\chi=0,4$; $\bar{\epsilon}$ — среднее эффективное значение коэффициента неподобия переноса теплоты и массы (в первом приближении $\bar{\epsilon}=1$); δ — средняя толщина пленки конденсата в сечении:

$$\delta = 0,308 (v_{\text{ж}}^2/g)^{1/3} \text{Re}_{\text{пл}}^{7/12}.$$

6.5. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Главным конструкционным элементом поверхностного теплообменного аппарата является поверхность, через которую передается теплота. В теплообменниках ЯЭУ используются преимущественно *трубчатые поверхности*. В трубчатой конструкции получают большие поверхности в небольших объемах при относительно малых толщинах стенки даже при значительных перепадах давления между первичным и вторичным теплоносителями. Поверхность теплообмена образуется прямыми или гнутыми трубами. Трубы в свою очередь могут быть гладкими, оребренными или с различного рода интенсификаторами на внешней и(или) внутренней поверхностях. Оребрение используется преимущественно при работе на газообразных теплоносителях.

В теплообменниках ЯЭУ для поверхностей теплообмена используются трубы относительно небольшого диаметра (10—20 мм, реже 35 мм). В этом случае получают компактные пучки труб с малой толщиной стенки (толщина стенки пропорциональна диаметру), в то же время коэффициент конвективной теплоотдачи увеличивается с уменьшением диаметра.

По выбранному внутреннему диаметру $d_{\text{в}}$ и скорости теплоносителя находят число параллельных труб n :

$$n = G / \left(\frac{\pi}{4} d_{\text{в}}^2 \rho w \right).$$

Скорость капельных жидкостей принимается до 10 м/с, а газов — до 30—50 м/с. С увеличением скорости уменьшается число параллельных труб, а при конвективном теплообмене — и необходимая поверхность теплообмена, но увеличиваются потери мощности на прокачку теплоносителя. Поэтому проводят варианты рас-

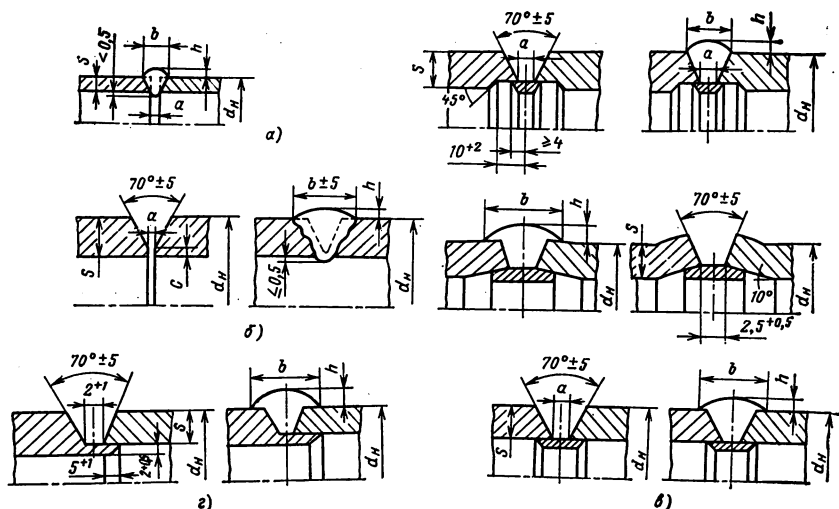


Рис. 6.19. Способы стыковки труб:

а — бескосые; б — с V-образной разделкой; в — разделка со скосом на подкладном кольце; г — разделка кромки со скосом на «ус»

четы при различных значениях скорости и определяют наилучший вариант при заданных условиях (например, наименьшие габариты и масса при допустимых затратах на прокатку или наименьшие суммарные затраты на изготовление и эксплуатацию и т. д.).

Из условия прочности находят толщину стенки трубы s и далее — наружный диаметр $d_{\text{н}} = d_{\text{в}} + 2s$.

При использовании *гну́тых труб* принимают меры для уменьшения их овальности и предотвращения образования складок во время гибки. Для этого необходимо выдержать условия:

$$R_{\text{г}}/d_{\text{н}} > 2 \text{ и } R_{\text{г}}/d_{\text{н}} > 0,045d_{\text{н}}/s,$$

где $R_{\text{г}}$ — радиусгиба.

Цилиндрические змеевики могут быть навиты из «плетей», сваренных из цельнотянутых труб длиной 6—12 м и толщиной стенки 2—4 мм. Трубы свариваются встык (рис. 6.19).

Зная $d_{\text{н}}$ и n , выбирают шаг и общую компоновку трубного пучка. Минимальный шаг между трубами по условиям прочности трубной доски или цилиндрического коллектора

$$s_{\text{мин}} = (1,3 \div 1,5) d_{\text{н}}.$$

Для уменьшения габаритов теплообменника шаг должен быть принят близким к минимальному, но в конкретных случаях он может быть увеличен, например для уменьшения гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве, для облегчения доступа пара при конденсации его на трубном пучке, для предотвращения смыкания пленки конденсата на вертикальных трубах и т. д.

Наиболее компактной является компоновка труб по шестиугольной решетке (по сторонам равностороннего треугольника). Число труб, размещенных в плоской трубной доске по диагонали шестиугольника n_d с полным числом труб n_0 , связано соотношением

$$n_d = [4/3 (n_0 - 1) + 1]^{0,5}.$$

Общее число труб может быть увеличено путем дополнительного размещения труб в краевых сегментах между полем шестиугольника и ограничивающей окружностью. Тогда полное число труб в цилиндрическом корпусе $n = \Theta n_0$, где $\Theta = 0$ при $n_0 = 7 \div 127$ и $\Theta = 1,11 \div 1,16$ при $n_0 \geq 169$.

Приняв ту или иную компоновку трубной поверхности, проводят тепловой расчет. Из теплового расчета находят необходимую площадь поверхности теплообмена F и среднюю расчетную длину труб:

$$L_{расч} = F / (\pi n d),$$

где d — расчетный диаметр, м.

Диаметр трубной решетки $d_{тр}$ равен минимальному внутреннему диаметру корпуса. Окончательно внутренний диаметр корпуса выбирается из необходимых условий размещения дополнительных устройств, например опускного канала в вертикальных парогенераторах, сепарационных устройств и паросборных устройств, раздающих и собирающих камер и т. д.

В случае использования цилиндрического коллектора для крепления труб поверхностей нагрева задаются одним из его габаритных размеров (диаметром или длиной размещения труб) и по n находят недостающий размер. Минимальный шаг приблизительно такой же, как и для плоских трубных досок: $s_{мин} = (1,3 \div 1,4) d_n$ и принимается по внутреннему диаметру коллектора.

Число труб связано с габаритными размерами коллектора соотношением

$$n = (\pi d_{в.кол} / s_2) (l_{кол} / s_1),$$

где $d_{в.кол}$ — внутренний диаметр коллектора; s_1 — шаг по оси коллектора; s_2 — шаг по периметру коллектора; l — длина коллектора.

Толщины трубной доски и коллектора определяются из расчета на прочность, но должны быть не меньше, чем это требуется по условиям надежного крепления труб.

Трубы с доской соединяются *вальцовкой* — механической или взрывом, *сваркой* или *пайкой* твердым припоем. Характерные способы соединения труб с доской показаны на рис. 6.20. На рис. 6.20, а — в показана вальцовка по всей глубине с подваркой. При варианте на рис. 6.20, б кольцевая канавка приводит к снижению остаточных термических напряжений из-за разной скорости нагревания и охлаждения тонкостенной трубы и толстостенной трубной доски. На рис. 6.20, г — е показаны различные способы приварок труб встык. Этот способ целесообразен при сравнительно неболь-

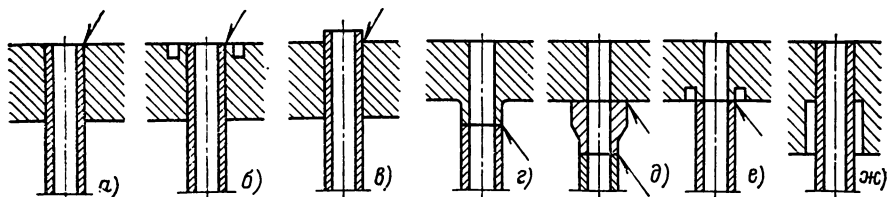


Рис. 6.20. Способы соединения труб с трубной доской

шом числе труб, особенно при соединении их с коллекторами малого диаметра.

Наиболее распространенный способ соединения — вальцовка с подваркой кромок. Вальцовка обеспечивает необходимую прочность соединения, а сварка — герметичность. Процесс развальцовки заключается в холодной раздаче и раскатке стенок труб в отверстиях трубных досок специальным инструментом. Металл трубы деформируется пластически, а металл трубной доски — упруго. Допускается пластическая деформация материала доски на небольшую глубину. Толщина трубной доски, мм, по условиям надежного соединения вальцовкой должна быть не менее $s_{\text{мин}} = 5 + 0,125d_{\text{н}}$.

При изготовлении теплообменников ЯЭУ широко используют вальцовку с помощью взрывов. Заряд взрывчатого вещества в виде стрижня или шнура располагается в центре трубы по всей длине соединения с помощью центрирующей втулки (рис. 6.21). Ударная волна при подрыве заряда обеспечивает необходимые деформации.

Глубина вальцовки выбирается из условия образования прочного соединения и может быть значительно меньше толщины трубной доски. Когда глубина вальцовки и толщина трубной доски не одинаковые, целесообразно ступенчатое выполнение отверстий (см. рис. 6.20, ж). В этом случае уменьшается скорость развития щелевой коррозии.

Пайка по всей поверхности заделки труб твердым припоем исключает возникновение щелевой коррозии. Пайка нержавеющей сталей и других подобных сплавов выполняется обычно при температуре 1365—1475 К в среде сухого водорода припоем, содержащим железо, хром, никель, кремний, бор. Этот припой, диффундируя в основной металл, обеспечивает прочность соединения, равную прочности основного металла. Однако сами припои хрупки, поэтому при пайке с подваркой в первую очередь выполняется сварка.

Углеродистая сталь паяется припоем на основе меди,

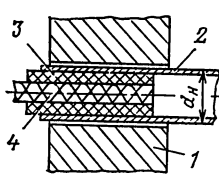


Рис. 6.21

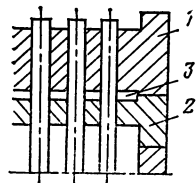


Рис. 6.22

Рис. 6.21). Вальцовка взрывом:

1 — трубная доска; 2 — труба; 3 — центрирующая втулка; 4 — заряд

Рис. 6.22. Двойная трубная доска

образующей прочное, плотное и пластичное соединение. К числу высокотемпературных припоев относятся никель-марганцевые и золото-никелевые сплавы.

Для контроля герметичности соединений труб в трубных досках в особо ответственных случаях, например в теплообменниках вода — жидкий щелочной металл, используются двойные трубные доски (рис. 6.22). Параллельно основной трубной доске 1 с небольшим зазором 3 размещается вторая вспомогательная 2. Она размещается на стороне теплоносителя с меньшим давлением и поэтому по толщине может значительно уступать основной доске.

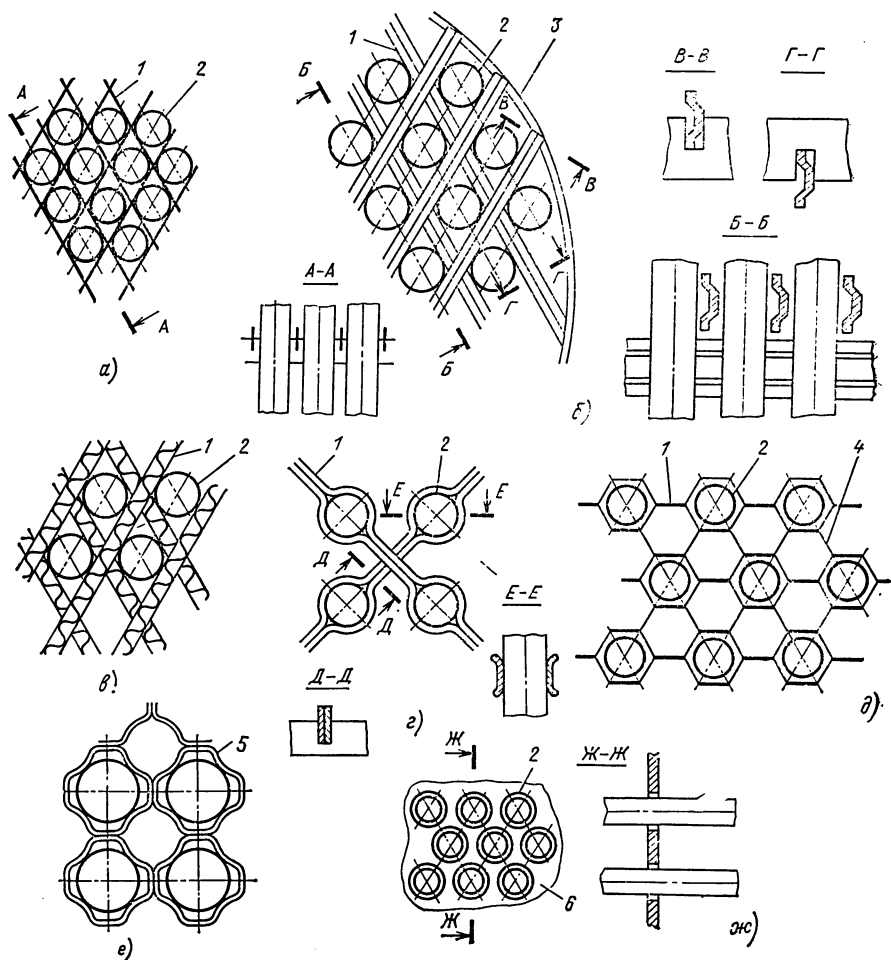


Рис. 6.23. Дистанционирование труб в пучках плоскими полосами (а), облегченными профильными полосами (б), наборными полосами (в), штампованными полосами (г, д), с помощью перфорированного листа (ж), в сотах (е):

1 — полоса; 2 — труба; 3 — опорное кольцо; 4 — «змейка»; 5 — ячейка; 6 — лист

Для обнаружения протечек контролируют состояние среды, например инертного газа, в газоре.

Для дистанционирования длинных труб используются специальные решетки. Некоторые типы решеток показаны на рис. 6.23. При продольном движении теплоносителя в межтрубном пространстве решетки должны составлять малую долю сечения прохода теплоносителя. В простейшем случае (рис. 6.23, а) решетка образуется перекрещивающимися под углом 60° полосами. Необходимый шаг трубной решетки обеспечивается шагом и толщиной полос. При большом шаге используются облегченные профильные полосы (рис. 6.23, б) или наборные полосы (рис. 6.22, в). Здесь чередуются плоские и волнистые пластины. Решетка на рис. 6.23, г образована сваренными штампованными полосами с цилиндрическими ячейками для прохода труб. Изменяя шаг между ячейками, можно получить любое необходимое расположение труб. Решетка на рис. 6.23, д образована сваренными штампованными полосами с шестигранными ячейками. Трубы расположены в узлах равноугольного треугольника. Шаг труб в ряду определяется шагом ячеек, а шаг между рядами обеспечивается установкой дополнительной штампованной полосы — «змейки». В сотовой дистанционирующей решетке для квадратного размещения труб (рис. 6.23, е) каждая ячейка представляет собой квадрат с отсеченными четвертями круга. Соседние ячейки сварены по плоским поверхностям. Четыре ячейки образуют цилиндрическое отверстие для прохода теплоносителя. Для дистанционирования труб пучка можно использовать листы, перфорированные отверстиями для прохода труб (рис. 6.23, ж). При продольном омывании диаметр отверстий должен быть значительно больше диаметра труб. Кроме того, в листе могут быть устроены дополнительные отверстия. В многоходовых теплообменниках с перекрестным током дистанционирующие элементы совмещаются с разделительными перегородками (рис. 6.24).

Для уменьшения эрозионного разрушения металла труб на входе и для уменьшения теплового воздействия на соединение трубы с доской можно использовать вставные гильзы (рис. 6.25). При работе на жидких металлах принимают дополнительные меры для защиты трубной доски от теплового удара. Для этого в непосредственной близости перед решеткой располагают защитные экраны (рис. 6.26, а) или устраивают застойные зоны за счет расположения перед трубной доской ряда перегородок с относительно небольшим шагом (рис. 6.26, б).

Конструкция поверхностей теплообмена и корпуса должна обеспечивать свободу температурных удлинений. Это достигается, как было показано в § 6.1, применением гнутых труб, плавающих трубных досок, компенсаторов удлинения на корпусе. На рис. 6.27 показан сильфонный компенсатор осевого типа. Основными его элементами являются многослойный сильфон 1, арми-

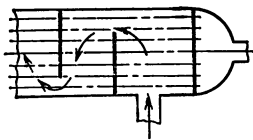


Рис. 6.24. Разделительные перегородки

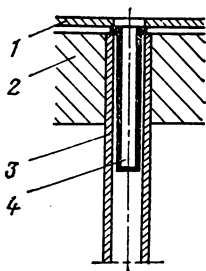


Рис. 6.25. Защита входа трубы гильзой:

1 — нажимной лист; 2 — трубная доска; 3 — труба; 4 — гильза

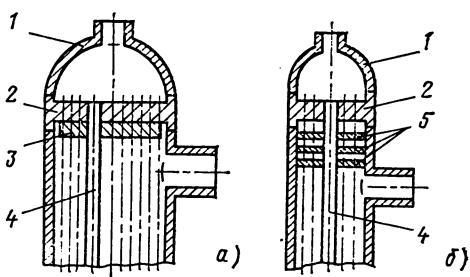


Рис. 26. Тепловая защита трубных досок:

1 — корпус; 2 — трубная доска; 3 — защитный экран; 4 — труба; 5 — перегородки

рующие кольца 2, приварные фланцы 3. Сильфон защищен от воздействия рабочей среды экранами, жестко закрепленными относительно одного из фланцев.

При боковом подводе теплоносителя в межтрубное пространство продольно омываемых пучков необходимо обеспечить симметричный подвод среды по всему периметру. Это может быть достигнуто устройством кольцевого подвода (рис. 6.28, а). Сечение кольцевого патрубка должно (не менее чем в 2 раза) превышать сечение подводящего патрубка. Чтобы уменьшить воздействие струи теплоносителя на трубы, пучок окружают перфорированным диффлексом (рис. 6.28, б). Следует иметь в виду, что в задачу диффлектора, как правило, не входит обеспечение симметричного входа, так как его гидравлическое сопротивление меньше гидравлического сопротивления пучка. При боковом подводе теплоносителя в тепловом расчете длина труб отсчитывается от оси подводящего патрубка. Для защиты труб от прямого удара при боковом подводе теплоносителя при отсутствии диффлектора трубы пучка могут быть защищены внешними гильзами (рис. 6.28, в). Для улуч-

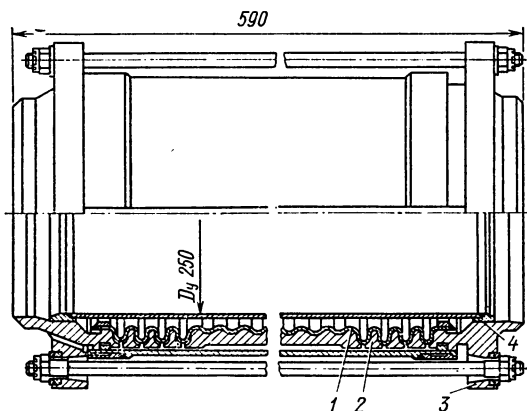


Рис. 6.27. Осевой сильфонный компенсатор:

1 — сильфон; 2 — армирующие кольца; 3 — фланец; 4 — защитный экран

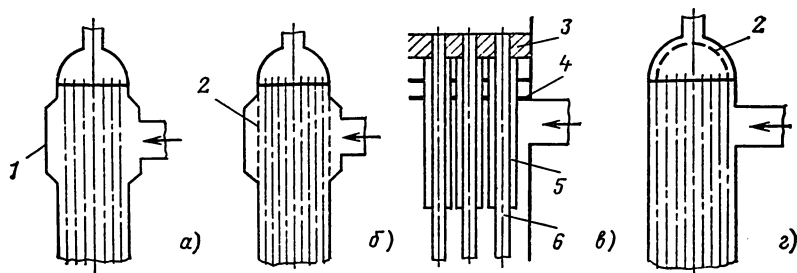


Рис. 6.28. Вводы теплоносителя кольцевой (а), кольцевой с дифлектором (б), боковой с защитой труб гильзами (в), осевой дифлектор (г):

1 — кольцевой патрубок; 2 — дифлектор; 3 — трубная доска; 4 — промежуточные перегородки; 5 — защитные гильзы; 6 — трубы

шения распределения теплоносителя по трубам пучка в некоторых случаях (при большой разнице сечений подводящего патрубка и трубной доски) перед трубной доской устанавливают сферический или конический перфорированный дифлектор (рис. 6.28, г).

Корпуса теплообменных аппаратов представляют собой преимущественно вертикальные и горизонтальные цилиндрические сосуды со сферическими, эллиптическими (рис. 6.29, а, б) или плоскими днищами (рис. 6.29, в). Плоские трубные доски приваривают непосредственно к корпусу, а между трубной доской и днищем той или иной формы образуется собирающая или раздающая камера (рис. 6.29, б). Днища и трубные доски должны иметь цилиндрические отбортовки для сварки с цилиндрической частью корпуса. К толстостенным корпусам теплообменников и парогенераторов присоединяются патрубки и штуцера различных диаметров. В зависимости от условий технологии могут быть реализованы различные способы образования патрубков: высадка патрубка из основного металла стенки (рис. 6.30, а), приварка накладного патрубка (рис. 6.30, б), приварка вставного патрубка (рис. 6.30, в). Штуцера малых диаметров изготавливают преимущественно накладными. Трубы к толстостенным корпусам приваривают через промежуточный патрубок с переменной толщиной стенки (рис. 6.30, г).

Силовой корпус, работающий под высоким давлением, может быть изготовлен двухслойным. Толстостенный корпус изнутри пла-

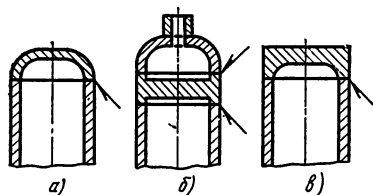


Рис. 6.29. Соединение днища и трубной доски с корпусом

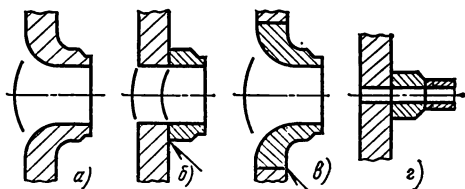


Рис. 6.30. Патрубки на толстостенном корпусе

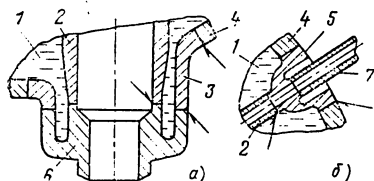


Рис. 6.31. Внешний (а) и внутренний (б) термокомпенсаторы:

1 — внутренняя полость; 2 — внутренний патрубок; 3 — сварной патрубок; 4 — корпус; 5 — внутренний переходный патрубок; 6 — внешний переходный патрубок; 7 — подводящая труба

кируется слоем защитного металла, обладающего, например, высокой стойкостью против коррозии. Использование плакированных конструкций приводит к экономии дорогостоящих материалов, так как корпус может быть изготовлен, например, из углеродистых сталей независимо от свойств среды.

Особая проблема возникает при вводе или выводе из сосуда среды с температурой, отличающейся от температуры корпуса на 50 К и более (ввод питательной воды в парогенератор, первичного теплоносителя), когда появляется опасность возникновения больших термических напряжений. Напряжения можно снизить путем изоляции трубы от корпуса с помощью внутреннего или внешнего термокомпенсатора (рис. 6.31). Термокомпенсаторы уменьшают градиент температур в области сварного соединения, при этом свариваются элементы, близкие по толщине.

Для обеспечения доступа к соединениям труб в трубных досках и коллекторах внутри корпусов большого размера предусмотрены специальные люки и лазы, которые плотно закрываются съемными крышками. Основные виды разъемных соединений приведены на рис. 6.32. Расчет разъемных соединений описан в гл. 9. Для обеспечения максимальной плотности, например при работе на жидких металлах, производят обварку соединения «на ус» (рис. 6.33).

Опоры корпусов теплообменных аппаратов должны обеспечивать свободу термических перемещений. Например, парогенератор в установках с реактором с водой под давлением при разогреве может совершать продольные, поперечные и угловые перемещения, поэтому используются подвижные опоры. Для небольших теплообменников опоры могут быть скользящими, а для крупных теплообменников и особенно парогенераторов используются катко-

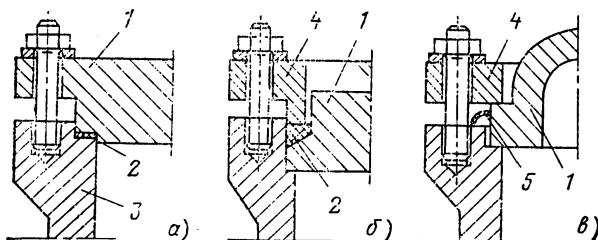


Рис. 6.32. Разъемные соединения с плоской самоуплотняющейся прокладкой (а), с клиновой самоуплотняющейся прокладкой (б), беспрокладочное с приварным герметизирующим кольцом (в):

1 — крышка; 2 — прокладка; 3 — корпус; 4 — прижимное кольцо; 5 — герметизирующее кольцо

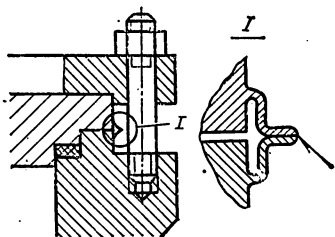


Рис. 6.33. Соединение с обваркой «на ус»

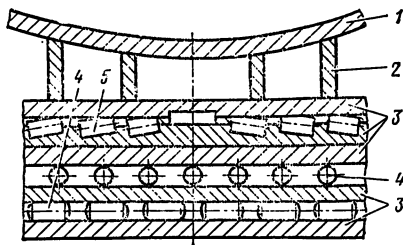


Рис. 6.34. Кратковая опора:

1 — ложе корпуса; 2 — опорная рама; 3 — опорные плиты; 4 — цилиндрические катки; 5 — конический каток

вые опоры. На рис. 6.34 показана конструкция катковой трехъярусной опоры. Два нижних яруса с цилиндрическими катками обеспечивают перемещение в осевом и поперечном направлениях. Верхний ярус имеет конические катки и обеспечивает угловые перемещения.

6.6. ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ПАРА

Надежность, долговечность и в некоторой степени экономичность работы энергетической установки зависят от качества пара, которое при заданных параметрах определяется главным образом влажностью и содержанием солей и нерастворимых примесей. Высаживание солей и других примесей на поверхности пароперегревателя и лопатках турбин может привести к аварии установки. Отложения увеличивают термическое сопротивление теплообменных поверхностей пароперегревателя, количество передаваемой теплоты в нем уменьшается. Высаживание солей в трубопроводах и других элементах приводит к увеличению гидравлического сопротивления, ускорению коррозии поверхностей пароперегревателей, паропроводов, проточной части турбин и конденсаторов. Наличие влаги в паре перед турбиной приводит к снижению ее КПД и увеличенному эрозионному износу проточной части.

Нерастворимые продукты (например, продукты коррозии) в парогенераторах с циркуляцией могут попасть в пар только с капельной влагой, и вопрос об их ограничении связан с ограничением общей капельной влаги в паре. Попадание же солей в пар происходит двумя путями: с выносом капельной влагой растворенных в ней солей и непосредственным растворением солей в паре.

В общем случае *солесодержание* насыщенного пара

$$S_{\text{п}} = (y + K_{\text{р}}) S_{\text{пр}},$$

где $S_{\text{п}}$, $S_{\text{пр}}$ — солесодержание в паре и в воде парогенератора соответственно, мг/кг; y — влажность пара, доля влаги в паре; $K_{\text{р}}$ —

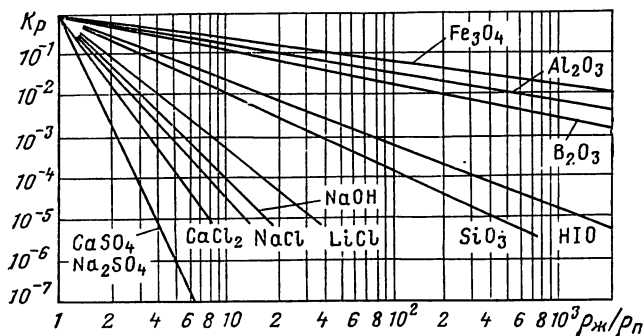


Рис. 6.35. Зависимость коэффициентов распределения различных веществ в водяном паре от отношения плотности воды и пара

коэффициент распределения, характеризующий растворимость вещества в паре (рис. 6.35):

$$K_p = \frac{S_{\pi}}{S_{\text{в}}} = \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^n,$$

где n — постоянная, зависящая от состава вещества.

При среднем давлении пара 2,5—7,0 МПа, характерном для парогенераторов ЯЭУ, растворимость солей в паре незначительна, и ею можно пренебречь. Тогда общее солесодержание в паре

$$S_{\pi} = y S_{\text{пр.}}$$

Для обеспечения высокого качества пара в парогенераторах с организованной или неорганизованной циркуляцией необходимо ограничить вынос капель влаги в пар и понизить содержание примесей в уносимой влаге. Для этого используют две группы мероприятий: *осушение пара* (сепарация пара) по выходе его через поверхность раздела — зеркало испарения; *промывка* пара питательной водой (снижение концентрации примесей).

Учитывая унос с влагой солей и нерастворимых веществ, можно рекомендовать следующие значения влажности пара без промывки на выходе из парогенератора: $(1,0\text{—}2,5) \cdot 10^{-3}$ в двухконтурных ЯЭУ на насыщенном паре; $0,2 \cdot 10^{-3}$ в установках с высокотемпературным теплоносителем. При работе турбины на перегретом паре высокого давления ограничивается содержание кремниевой кислоты в пересчете на SiO_3 значением 0,02 мг/кг.

При наличии промывки пара перед выходом из парогенератора влажность его (как до промывки, так и после нее) может быть увеличена по сравнению с приведенной выше в 3—5 раз, так как и при этих значениях влажности чистота пара повысится в 20—30 раз. Промывка пара применяется всегда, когда качество пара не обеспечивается сепарацией и когда нормируется содержание кремниевой кислоты.

Сепарационные устройства — обязательный элемент любого парогенератора с циркуляцией пароводяной смеси. Они используются самостоятельно или в сочетании с промывкой. Простейший способ сепарации — осаждение в свободном паровом пространстве (*гравитационная сепарация*).

При проходе пара через *зеркало испарения* часть жидкости увлекается с паровым потоком, образуя транспортную влагу — капельки малого диаметра. Сила тяжести, действующая на эти капельки, меньше подъемной силы (силы лобового сопротивления). Крупные капли, поступающие в паровое пространство в основном в результате разбрызгивания, не могут уноситься паром. Движение их тормозится силой тяжести, и, наконец, они выпадают на зеркало испарения, если прежде не попадут в область повышенных скоростей пара.

При проходе всего пара через зеркало испарения влажность пара y на некоторой высоте над зеркалом h_n может быть определена по выражению, полученному Л. С. Стерманом, на основании обобщения большого экспериментального материала:

$$y = 6,1 \cdot 10^9 \frac{Fr^{1,38}}{Ar^{1,1}} \left[\left(\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_n)} \right)^{1/2} / h_n \right]^{0,92},$$

где число Архимеда

$$Ar = \left[g \left(\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_n)} \right)^{3/2} / v_{ж}^2 \right] [(\rho_{ж} - \rho_n) / \rho_n];$$

число Фруда

$$Fr = w_{0n}^2 / gh_n;$$

w_{0n} — приведенная скорость пара через зеркало испарения или удельная объемная нагрузка зеркала испарения, м/с.

Содержание влаги уменьшается с ростом высоты парового пространства, но по мере роста h_n градиент изменения y уменьшается. При $h_n > 0,8$ м за расчетную высоту парового пространства принимают 0,8 м. Рекомендуемые значения нагрузок зеркала испарения приведены на рис. 6.36. Приведенные рекомендации по определению влажности и нагрузки зеркала испарения относятся к средним значениям. Для обеспечения эффективности осадительной сепарации первостепенное значение имеет равномерность нагрузки зеркала испарения. Она может быть достигнута равномерным распределением поверхностей нагрева под зеркалом испарения и равномерной нагрузкой парогенерирующих поверхностей нагрева. Последнее обстоятельство выполняется только при использовании конденсирующихся пер-

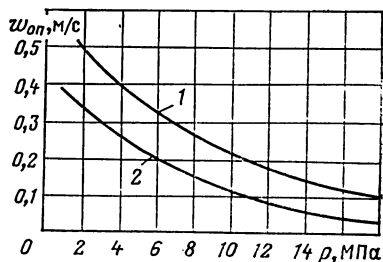


Рис. 6.36. Рекомендуемые максимальные (1) и нормальные (2) значения нагрузок зеркала испарения

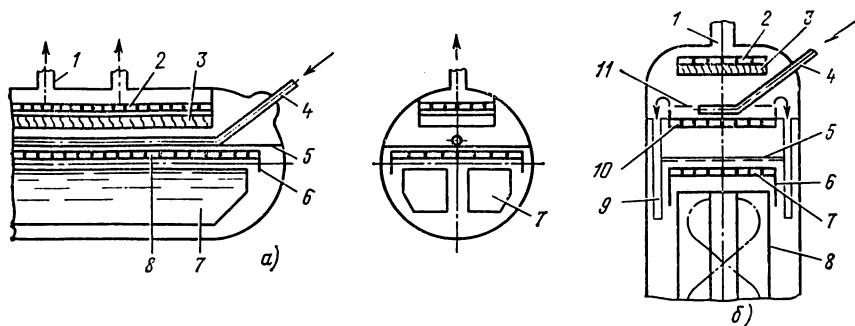


Рис. 6.37. Внутрикорпусные устройства горизонтального (а) и вертикального (б) парогенератора:

1 — пароводящий патрубок; 2 — пароприемный потолок; 3 — жалюзийный сепаратор; 4 — патрубок подвода питательной воды; 5 — зеркало испарения (уровень в сепараторе); 6 — закраины погружного листа; 7 — погружной лист; 8 — теплообменная поверхность; 9 — спускные трубы; 10 — промывочный щит; 11 — промывочный слой

вичных теплоносителей. При использовании же однофазных теплоносителей температурный напор, а следовательно, и тепловая нагрузка в поверхностях нагрева будут переменные.

Равномерность нагрузки зеркала испарения практически при любых компоновках поверхностей нагрева может быть обеспечена с помощью *погруженного дырчатого щита* (рис. 6.37). За счет сопротивления отверстий щита под ним образуется паровая подушка, и поступление пара к зеркалу испарения выравнивается. Щит снабжается закраинами, чтобы пар не прорывался, минуя его. Высота закраин не менее 50 мм (обычно 80—100 мм).

Высота паровой подушки тем больше, чем выше сопротивление отверстий. При этом увеличивается и выравнивающий эффект. Однако при больших скоростях пара увеличивается выброс влаги с поверхности зеркала испарения. Поэтому скорость пара $w_{п1}$ должна выбираться с учетом обоих этих фактов и ориентировочно может быть принята в 10 раз больше $w_{оп}$, найденной по рис. 6.36.

Паровая подушка существует при скоростях не ниже некоторого определенного значения, которое может быть найдено по формуле

$$w_{п1 \text{ мин}} = 1,1 \left(\frac{g}{\rho_{п}} \right)^{0,5} \left[\frac{\sigma (\rho_{ж} - \rho_{п})}{g} \right]^{0,25}.$$

Диаметр отверстий в щите должен быть не менее 10 мм, щит устанавливается на 50—75 мм ниже минимального массового уровня воды. Если нет специальных промывочных устройств, питательную воду целесообразно подводить поверх погруженного щита со скоростью не менее 1 м/с. Под *массовым уровнем* понимают уровень сплошной жидкости без учета повышения действительного уровня за счет находящихся в объеме пузырей пара. Массовый уровень меньше действительного или равен действительному.

По бокам погруженного щита должны оставаться проходы шириной не менее 150 мм для свободного стекания воды. Скорость опускного движения жидкости в этих проходах не должна превышать групповой скорости всплытия пузырей при расходах, в 1,5—1,8 раза больших паропроизводительности. Ориентировочно скорость всплытия равна $\sim 0,2$ м/с.

Равномерность нагрузки зеркала испарения и парового пространства зависит от равномерности движения пара в последнем. Равномерность может быть существенно нарушена при сосредоточенных выходах пара. Для предотвращения этого явления в верхней части барабанов устраивают *пароприемный потолок* — специальный дырчатый щит с отверстиями диаметром 6—10 мм. Число отверстий рассчитывается по скорости, которая выбирается в зависимости от давления:

$p > 9,0 \div 10,0$ МПа	$w_{п2} = 6 \div 10$ м/с
$p = 2,0 \div 9,0$ МПа	$w_{п2} = 10 \div 18$ м/с
$p < 2,0$ МПа	$w_{п2} = 15 \div 25$ м/с

Скорость пара в парозаборной трубе $w_{п4} = 0,7 w_{п2}$, а в пространстве над пароприемным потолком $w_{п3} = 1/2 w_{п2}$.

Наряду с осадительной сепарацией в дополнение к ней или в качестве самостоятельных устройств могут быть применены *механические сепараторы*, простейшие из которых жалюзийные горизонтальные и вертикальные (рис. 6.38).

Горизонтальный жалюзийный сепаратор устанавливается непосредственно перед пароприемным потолком (на расстоянии ~ 20 мм), от уровня воды расстояние должно быть не менее 400 мм (рекомендуется 600 мм). Шаг изогнутых жалюзей 10 мм и толщина их примерно 1 мм. Криволинейные каналы обеспечивают достаточную турбулизацию потока, центробежный эффект, что вместе с инерционной сепарацией обеспечивает высаживание жидкости на пластинах сепаратора. Наиболее рационален волно-

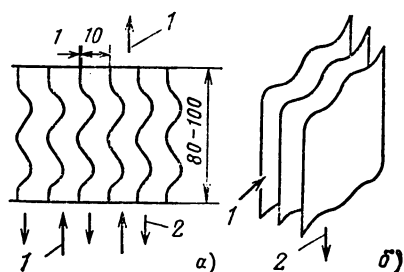


Рис. 6.38. Жалюзийный горизонтальный (а) и вертикальный (б) сепараторы:

1 — направление движения пара; 2 — направление движения жидкости

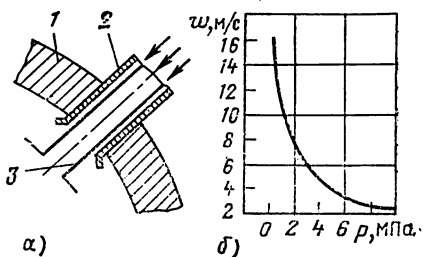


Рис. 6.39. Сепарационное устройство ВТИ (а) и зависимость критической скорости пара от давления (б):

1 — корпус; 2 — подводящая труба; 3 — отборник

образный профиль пластин. Отсепарированная жидкость стекает вниз по поверхности пластин. При угловом профиле пластин с острыми углами более вероятен новый подхват жидкости потоком пара — *вторичное увлажнение*. Вторичное увлажнение пара происходит в любой конструкции сепаратора при достижении паром определенной *критической скорости*. Нагрузка сепаратора при критической скорости называется критической нагрузкой. Ее можно рассчитать по формуле

$$w_{кр} = A \left[\frac{g \sigma (\rho_{ж} - \rho_{п})}{\rho_{п}^2} \right]^{1/4},$$

где $A=0,2 \div 0,3$ при расстоянии от зеркала испарения до сепаратора менее 220—260 мм; $A=0,3 \div 0,4$, если это расстояние больше 260 мм.

Значения приведенной критической скорости в горизонтальных сепараторах получаются в пределах 0,6—0,1 м/с, уменьшаясь с повышением давления. Поэтому требуются большие объемы для размещения таких сепараторов.

Более компактны вертикальные или наклонные жалюзийные сепараторы, в которых осуществляются горизонтальное течение пара и вертикальное стекание отсепарированной жидкости. Вертикальные сепараторы выполняются секционными, кольцевыми и т. д.

Максимальную нагрузку вертикального сепаратора можно рассчитать по формуле

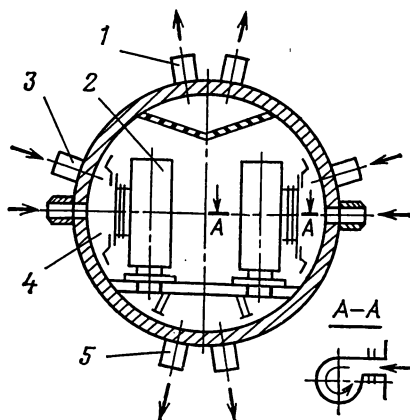
$$w_{кр} = K_p \left[\frac{\sigma (\rho_{ж} - \rho_{п})}{g (\rho_{п})^2} \right]^{0,27} \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0,1} \left[6,9 + 3,3 \lg \left(\frac{\alpha}{360 - \alpha} \right) \right],$$

где $K_p = w_{п} / w_{п \text{ макс}}$ — коэффициент неравномерности скорости пара на входе в жалюзи, определяемый отношением средней расчетной скорости $w_{п}$ к максимальной местной скорости $w_{п \text{ макс}}$. При отсутствии специальных выравнивающих устройств перед жалюзи $K_p = 0,5 \div 0,95$. При наличии перед жалюзи дырчатого листа с коэффициентом живого сечения (отношение суммарной площади отверстий к площади входа в жалюзи) 25 % $K_p = 0,85 \div 0,95$. α — угол установки жалюзийного сепаратора к горизонтали; x — паросодержание перед сепаратором.

В конструкциях парогенераторов с вынесенными барабанами-сепараторами возможен ввод пароводяной смеси над уровнем жидкости. В этом случае в качестве сепараторов можно рассматривать сами подводящие трубы. Если пароводяная смесь движется в трубах в кольцевом режиме, то пленку жидкости, двигающуюся по стенкам трубы, легко отделить от парового ядра с помощью, например, кольцевых отборников — устройство ВТИ — с острой кромкой. Каждая труба является линейным пленочным сепаратором. Такое разделение достаточно эффективно, пока скорость пара не превысит критическую, когда начинается срыв пленки. Значение критической скорости можно найти по графику на рис. 6.39.

Рис. 6.40. Барабан-сепаратор со встроенными циклонами:

1 — паропроводящий патрубок; 2 — циклон; 3 — патрубок подвода пароводящей смеси; 4 — входной короб; 5 — опускные трубы



Эффективными сепарационными устройствами, особенно в парогенераторах с принудительной циркуляцией, являются *циклоны* (рис. 6.40), встроенные и выносные. В сепаратор поступает смесь с большим влагосодержанием и достаточно большой кинетической энергией (скоростью).

Смесь по пароподводящим трубам вводится в короб и далее в сепаратор тангенциально со скоростью 5—10 м/с (для среднего давления). За счет центробежного эффекта жидкость отбрасывается к периферии — образуется параболическая поверхность раздела. Жидкость через раскручивающую решетку поступает вниз в водяной объем барабана. Пар поднимается вверх, влажность его снижается в результате осадительной сепарации в объеме и далее механической сепарации в жалюзийном сепараторе. Осадительная сепарация тем эффективнее, чем ниже нагрузка парового пространства циклона. Выход из циклона заглубляется под уровень. Максимальное положение уровня не должно превышать середины подводящего патрубка.

Влажность пара за центробежным сепаратором может быть определена по формуле

$$y = C_c [(\omega_{\text{оп}})^2 / g D x (1 - x)]^k,$$

где $\omega_{\text{оп}}$ — приведенная осевая скорость пара в сепараторе; D — диаметр сепаратора; x — массовое паросодержание на входе в сепаратор; C_c и k — постоянные для определенной конструкции сепаратора. Необходимо опытное определение постоянных C_c и k , поэтому приведенная выше формула может быть использована только для расчета влажности пара при изменении нагрузки сепаратора ($\omega_{\text{оп}}$), паросодержания на входе, при подобном изменении геометрических размеров.

Как указывалось выше, если эффективность сепарационных устройств оказывается недостаточной, применяют промывку пара питательной водой. Смысл промывки заключается в снижении концентрации примесей в транспортируемой с паром влаге. По существу унос воды парогенератора заменяется уносом питательной воды. Поэтому и повышается допустимая влажность пара. Промывку пара целесообразно применять при давлении выше 10 МПа.

Промывочное устройство располагается в паровой полости над зеркалом испарения и первичным сепарационным устройством

(см. рис. 6.37, б). Расстояния от зеркала испарения до промывочного устройства и от последнего до жалюзийного сепаратора или пароприемного потолка должны быть не менее 400 мм, так как эффективность применения промывки зависит от качества сепарации до и после промывки.

При наличии промывки производительность пара через зеркало испарения должна быть больше номинальной на величину, необходимую для подогрева питательной воды:

$$\Delta G = G(i'' - i_{п.в})/r.$$

Паропромывочное устройство представляет собой дырчатый щит, на который подается питательная вода, образующая слой толщиной ~ 40 мм, благодаря специальным закраинам. Кольцевой зазор между промывочным щитом и корпусом перекрыт для разобщения парового пространства над щитом и под ним. Вода со щита переливается через закраины и по специальным спускным трубам отводится в водяную полость парогенератора. Скорость воды в спускных трубах 0,1—0,2 м/с (т. е. меньше групповой скорости всплытия пузырей). Необходимо исключить возможность поступления пара с поверхностей нагрева в спускные трубы. Диаметр отверстий в промывочном щите ~ 6 мм, а число их выбирается по скорости пара аналогично, как для погружного щита.

Содержание примесей, мг/кг, в промытом и осушенном паре составит по общему солесодержанию

$$S_{п}^{\text{общ}} = y S_{пр}^{\text{общ}}.$$

Аналогично рассчитывается солесодержание отдельных составляющих.

Концентрация примесей в промывочной воде определяется по уравниванию баланса для примесей

$$\begin{aligned} (G + \Delta G) y_1 S_{пр}^{\text{общ}} + (G + G_{пр}) S_{п.в}^{\text{общ}} = \\ = (G + \Delta G + G_{пр}) S_{прм}^{\text{общ}} + G y_2 S_{прм}^{\text{общ}}. \end{aligned} \quad (6.27)$$

Здесь G — паропроизводительность, кг/с; ΔG — увеличение паропроизводительности для подогрева питательной воды, кг/с; $G_{пр}$ — расход продувки парогенератора, кг/с; $S_{пр}^{\text{общ}}$ — общее солесодержание в воде парогенератора (в продувке), мг/кг; $S_{п.в}^{\text{общ}}$ — общее солесодержание в питательной воде, мг/кг; $S_{прм}^{\text{общ}}$ — общее солесодержание в промывочной воде, мг/кг; y_1 и y_2 — влажность пара соответственно до и после промывки.

Соли и другие примеси попадают в парогенератор в основном с питательной водой. Из приведенных выше зависимостей следует, что при одинаковой влажности пара его солесодержание будет зависеть от содержания солей в воде парогенератора (в так называемой продувочной воде).

В отсутствие промывки соли непосредственно уносятся с продувочной водой, а при наличии промывки концентрация солей в

уносе снижается, однако [это следует из выражения (6.27)] содержание в уносимой влаге $S_{\text{прм}}$ выше, чем в исходной питательной воде $S_{\text{п.в}}$. Но так как доля уносимой влаги $y < 0,01 \div 0,1 \%$, то суммарное количество солей $GyS_{\text{прм}}^{\text{общ}}$ уносимых с паром, значительно меньше, чем поступает с питательной водой $G_{\text{п.в}}S_{\text{п.в}}$. В связи с этим, если не ограничить увеличение содержания примесей в воде парогенератора, будет происходить постоянное их накопление. Чтобы стабилизировать содержание примесей, часть воды $G_{\text{пр}}$ постоянно или периодически выводится из парогенератора (постоянная или периодическая продувка парогенератора) и направляется на очистку. Поэтому расход питательной воды $G_{\text{п.в}}$ должен превышать паропроизводительность G на расход продувки:

$$G_{\text{п.в}} = G + G_{\text{пр}},$$

что и отражено в выражении (6.27).

Введем долю расхода продувки $p_{\text{пр}}$:

$$G + G_{\text{пр}} = G(1 + p_{\text{пр}}).$$

Вместе с продувкой удаляются как соли, так и другие примеси.

Баланс содержания примесей (солей) для парогенератора можно записать в виде

$$G(1 + p_{\text{пр}})S_{\text{п.в}} = GS_{\text{п}} + Gp_{\text{пр}}S_{\text{пр}}; GS_{\text{п}} = (y + K_p)GS_{\text{пр}},$$

следовательно, при постоянной продувке

$$p_{\text{пр}} = \frac{S_{\text{п.в}} - (y + K_p)S_{\text{пр}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п.в}}}.$$

Обычно определяется $p_{\text{пр}}$ по каждому компоненту примесей и принимается его наибольшее значение. При полном обессоливании питательной воды ориентировочно можно принять $p_{\text{пр}} = 0,5 \div 0,3 \%$.

Приведем *допустимые содержания отдельных веществ в питательной и продувочной воде* для парогенераторов с циркуляцией, вырабатывающих насыщенный пар (для давления до 10 МПа):

Примесь	Питательная вода	Продувочная вода
Растворенный кислород, мкг/кг	15	Отсутствует
Хлорид-ион, мг/кг	0,02	1,0
Жесткость*, мкг-экв/кг	0,5	100
Кремниевая кислота (SiO_3^{2-}), мг/кг	0,05	5,1
Оксиды железа в пересчете на Fe, мкг/кг	25	—
Оксиды меди в пересчете на Cu, мкг/кг	15	—

* Суммарное содержание ионов Ca^{2+} и Mg^{2+} . Единица измерения гамма-эквивалент—это масса вещества в граммах, численно равная его химическому эквиваленту.

Приведенные выше зависимости и рекомендации относятся к парогенераторам с организованной и неорганизованной циркуляцией воды и сепарацией пара.

В прямоточных парогенераторах все примеси, поступающие с

питательной водой, за исключением той их части, которая непосредственно растворяется в паре, высаждаются на поверхностях теплообмена в зоне доупаривания. Поэтому к питательной воде для прямоточных парогенераторов предъявляются более жесткие требования.

В качестве предельных содержаний примесей в питательной воде прямоточных парогенераторов могут быть приняты следующие их значения:

Примесь	Докритическое давление	Закритическое давление
Растворенный кислород, мкг/кг	10	10
Хлорид-ион, мг/кг	0,02	0,02
Жесткость, мкг-экв/кг	0,5	0,2
Кремниевая кислота (SiO_3^{2-}), мг/кг	0,02	0,01
Оксиды железа в пересчете на Fe, мкг/кг	20	10
Оксиды меди в пересчете на: Cu, мкг/кг	5	3
Na, мкг/кг	15	10

При испарении воды в прямоточном парогенераторе соли и другие примеси осаждаются на стенке в зоне ухудшенного теплообмена и доупаривания, которая для средних давлений (до 10 МПа) ориентировочно характеризуется областью паросодержаний $x = 0,8 \div 1$, а при высоких давлениях областью $x = 0,4 \div 1$. Допустимая масса отложений определяется допустимым снижением эффективности теплообменной поверхности или допустимым повышением температуры стенки. Во всех случаях толщина отложений не должна превышать 0,2 мм.

Отложения удаляются промывкой при остановках парогенераторов.

Продолжительность межпромывочного периода определяется выражением

$$\tau_{\text{мп}} = M_{\text{доп}} / C_{\text{отл}},$$

где $M_{\text{доп}}$ — допустимая масса отложений, кг; $C_{\text{отл}}$ — скорость отложений, кг/с:

$$C_{\text{отл}} = G(S_{\text{п.в}} - S_{\text{п}}) / F_{\text{отл}};$$

$F_{\text{отл}}$ — площадь отложений.

6.7. КОРРОЗИЯ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Коррозией металла называют разрушение его в результате химического или электрохимического воздействия контактирующей с ним среды. Основные виды коррозии — общая, коррозия под напряжением (коррозионное растрескивание), межкристаллитная коррозия.

Общая коррозия. Общей коррозии подвержены как углеродистые, так и аустенитные стали. Ее механизм носит электрохимический характер. Поэтому основными факторами, влияющими на скорость общей коррозии, будут струк-

тура металла и физико-химическое состояние его поверхности; значение и характер напряжений и деформаций; коррозионная агрессивность среды; температура и скорость среды; радиоактивные излучения; режим эксплуатации. Чем однороднее металл, тем меньше скорость коррозии: меньше возникает коррозионных пар, меньше разность потенциалов катодных и анодных участков. Как правило, с увеличением шероховатости поверхности увеличивается скорость коррозии: окисная пленка на вершинах и во впадинах разрушается быстрее вследствие концентрации напряжений, что способствует возникновению коррозионных пар, скорость коррозии значительно снижается после электрополировки. Опыт показывает, что при наличии в металле напряжений, как растягивающих, так и сжимающих, увеличивается скорость общей коррозии.

Коррозионная агрессивность среды определяется главным образом составом и концентрацией примесей. Для воды таковыми являются кислород, водородные ионы, углекислый газ, растворенные в ней соли. Кислород может играть двойную роль: как катодный, очень активный деполяризатор он сначала усиливает коррозию; при большой концентрации оказывает пассивирующее действие. Однако для условий работы ЯЭУ такая большая концентрация кислорода не реальна, поэтому кислород следует рассматривать как активный катодный деполяризатор, интенсифицирующий общую коррозию стали. В настоящее время считается, что содержание кислорода в воде первого и второго контуров не должно превышать 0,01—0,02 мг/кг.

Ион водорода — тоже катодный деполяризатор, поэтому с увеличением его концентрации (уменьшением числа pH) увеличивается разность потенциалов коррозионной пары и скорость коррозии растет. Прямого влияния числа pH на анодные процессы не наблюдается. Однако косвенное влияние может оказаться основным: с изменением числа pH изменяется растворимость продуктов коррозии, а с ними связано образование защитных пленок. Для углеродистых сталей оптимальные значения $\text{pH}=9,5 \div 11,5$, для аустенитных сталей скорость коррозии в воде высокой чистоты мало зависит от pH в интервале $\text{pH}=3 \div 11$.

Коррозионная агрессивность воды зависит от состава и концентрации солей. Увеличение концентрации кислых или основных солей изменяет pH, и их влияние на коррозию определяется этим изменением. Наибольший интерес представляют нейтральные соли. В растворах соли диссоциируют с образованием катионов металлов, хлорид-ионов и сульфат-ионов. Хлорид-ион вытесняет из окисла железа кислород, получается хорошо растворимое хлорное железо, что приводит к разрушению окисных защитных пленок (т. е. окисная пленка пассивирует поверхность металла, а хлорид-ион ее депассивирует). Практика эксплуатации ЯЭУ показывает, что глубокое удаление хлорид-ионов из воды является необходимым условием как для углеродистых, так и для аустенитных сталей (концентрация хлорид-ионов в питательной и подпиточной воде не должна превышать 0,015—0,02 мг/кг). Сульфат-ионы в широком интервале температур не влияют на скорость общей коррозии.

С повышением температуры интенсифицируется общая коррозия, так как интенсифицируются диффузионные процессы, ослабевают связи кристаллической решетки, повышается электропроводность растворов. Если отдельные участки поверхности металла имеют различную температуру, то места с более высокой температурой становятся анодными участками и разрушаются (термогальваническая коррозия).

Характер зависимости скорости общей коррозии от скорости воды может

быть различным и определяется ее составом. Если в воде имеется кислород, но мало депассиваторов (хлорид-ионов), то с увеличением скорости воды общая коррозия сначала растет (так как интенсифицируется подвод кислорода к катодным участкам), затем падает (образуются защитные окисные пленки) и далее опять возрастает из-за механического разрушения защитных пленок (коррозионная эрозия). Если депассиваторов много, то, очевидно, общая коррозия растет с увеличением скорости воды.

Радиоактивные излучения изменяют коррозионную активность воды и коррозионную стойкость металлов. Под действием излучений в результате процессов радиолиза и радиоактивного синтеза в воде первого контура может произойти изменение pH, и, следовательно, изменится коррозионная агрессивность воды по отношению к конструкционным материалам. Облучение металла приводит к увеличению его физико-химической неоднородности, связанной с разрывом химических связей и деформацией кристаллической решетки, а также к изменению защитных свойств окисных пленок.

Скорость общей коррозии в первом контуре тем меньше, чем меньше мощность реактора и больше длительность его работы. Увеличение мощности реактора приводит к интенсификации радиолиза и радиационного синтеза. Наибольшая скорость коррозии наблюдается в первый период работы реактора, затем она уменьшается и через 20—30 сут становится постоянной.

Для уменьшения скорости коррозии в первый период работы необходимо контур заполнять обескислороженной водой. На скорость коррозии всех элементов ЯЭУ влияют частота и скорость изменения режимов работы: изменяются температуры, что вызывает нарушение защитных пленок, усиливая коррозию. Большое значение в борьбе с коррозией всех элементов ЯЭУ имеют режимы хранения при бездействии (стояночная коррозия). Это особенно важно для парогенераторов, так как стояночная коррозия может быть одной из основных причин их повреждения. Нужно иметь в виду, что стояночная коррозия может усиливать коррозию при работе ЯЭУ, так как многие окислы — продукты коррозии, накапливаясь при стоянке, превращаются в «аккумуляторы» кислорода, который при работе установки усиливает коррозию. Методы предотвращения стояночной коррозии разнообразны и заключаются в различных способах «консервации» неработающего оборудования.

Коррозия под напряжением (коррозионное растрескивание). *Коррозионное растрескивание* возникает при одновременном действии растягивающих напряжений и агрессивной среды (воды, пара), имеющей хлорид-ионы, кислород или высокую концентрацию (до 4—6 %) едкой щелочи. Обычно трещины проходят по зернам металла и направлены перпендикулярно главным растягивающим напряжениям. Коррозионному растрескиванию подвержены только аустенитные стали. Общепризнан электрохимический характер коррозионного растрескивания, но нет единого мнения о первопричинах, вызывающих локализованный электрохимический процесс. Наиболее распространена следующая гипотеза возникновения локализованного процесса: известно, что для аустенитных сталей под действием растягивающих напряжений деформация приводит к перестроению кристаллической решетки, из-за чего γ -фаза переходит в α -фазу; тогда в результате локальных растягивающих напряжений происходят локальные деформации, вызывающие переход в α -фазу; при наличии хлорид-ионов образуется хлорное железо, которое интенсивно растворяется, образуя первичные микротрещины.

Основными факторами, влияющими на скорость коррозии под напряжением,

являются температура; величина напряжения и деформации; состояние поверхности; химический состав стали; коррозионная агрессивность среды.

С увеличением температуры скорость коррозионного растрескивания растет. В области высоких растягивающих напряжений время до разрушения мало зависит от их значений. При небольших напряжениях это влияние существенно. Минимальных напряжений, при которых коррозионные растрескивания не наступают, не установлено. Сильное сокращение времени до разрушения наблюдается при пластической деформации металла (наклепе). Чем однороднее в физико-химическом отношении поверхность металла, тем медленнее возникают первичные микротрещины. Поэтому электрополировкой можно увеличивать время до появления трещин более чем в 2 раза. Механически полированные поверхности растрескиваются значительно быстрее, чем травленные, так как при механической полировке на поверхности создается пластически деформированный слой металла. Риски, царапины, вмятины и другие деформированные места поверхности становятся очагами зарождения коррозионных трещин. Химические элементы, входящие в состав стали, влияют на стабильность аустенита. Чем он стабильнее, тем более стойка сталь против коррозионного растрескивания в воде высокой чистоты.

При содержании никеля меньше 8 % сталь имеет аустенитно-ферритную структуру, что означает большое содержание α -фазы и большие размеры зерен, т. е. общая коррозия увеличивается, коррозионное растрескивание уменьшается. При увеличении содержания никеля стабильность аустенита растет. По многим данным, с увеличением содержания никеля до 45—50 % коррозионное растрескивание не возникает. Так, сплав инконель (78 % Ni) совершенно не подвержен коррозионному растрескиванию при высоких температурах и наличии в воде кислорода и хлорид-ионов.

Содержание хрома слабо влияет на коррозионное растрескивание. Иногда уменьшение содержания хрома приводит к уменьшению коррозионного растрескивания, но полного прекращения его не достигается.

Титан и ниобий уменьшают содержание углерода в аустените, делая его менее устойчивым, увеличивая тем самым коррозионное растрескивание. Углерод — аустенитно-образующий элемент. При малых содержаниях углерода (менее 0,045 %) сталь является ферритной, т. е. общая коррозия увеличивается, коррозионные растрескивания уменьшаются. При содержании углерода более 0,045 % коррозионные растрескивания также уменьшаются. Таким образом, максимальное коррозионное растрескивание наблюдается при содержании углерода 0,045 %.

Коррозионная агрессивность среды определяется содержанием кислорода и хлорид-ионов. При отсутствии хлорид-ионов хлорное железо из α -фазы не образуется и коррозионное растрескивание не наблюдается. Чем больше хлорид-ионов, тем быстрее образуются первичные микротрещины. При этом важное значение приобретает кислород — активный катодный деполяризатор, присутствие которого резко сокращает время до разрушения. Поэтому для аустенитных сталей требуется глубокое обессоливание и обескислороживание воды: содержание в воде хлорид-иона не более 0,02 мг/кг, кислорода — не более 0,015 мг/кг.

Основные способы борьбы с коррозионным растрескиванием: 1) повышение стабильности аустенита; наиболее успешно это достигается увеличением содержания в стали никеля; 2) возможно более полное удаление из воды кислорода и хлорид-ионов; 3) совершенствования конструкции и технологии, исключающие

пластические деформации и концентраторы напряжений на поверхности металла.

Межкристаллитная коррозия. Межкристаллитной коррозии подвержены только аустенитные стали. Она происходит по границам зерен металла, находящегося в агрессивной среде. Внешний вид стали при этом не изменяется, поэтому обнаружить межкристаллитную коррозию очень трудно. В результате межкристаллитной коррозии сталь становится хрупкой, что особенно опасно в условиях ЯЭУ. Аустенитные стали подвергаются межкристаллитной коррозии только при определенных сочетаниях внутренних (химический и фазовый состав металла) и внешних (характер коррозионной среды, температура) факторов.

Основная причина межкристаллитной коррозии — возникновение гетерогенной электрохимической коррозии поверхности: граница зерен — анод, остальная поверхность — катод. Наибольшее распространение получила гипотеза обеднения хромом прилегающего к границам зерен твердого раствора. При температурах 700—1100 К по границам твердого раствора Fe—Cr—Ni выпадают карбиды хрома: Cr_4C , Cr_7C_3 и др. Образование карбидов именно по границам зерен происходит из-за наличия здесь центров кристаллизации, которыми становятся примеси и загрязнения. При образовании Cr_4C 1 % углерода связывает 16 % хрома, при образовании Cr_7C_3 1 % углерода связывает 10 % хрома. Хром и углерод диффундируют из глубинных слоев зерен к границам. Так как скорость диффузии углерода значительно превышает скорость диффузии хрома, хром забирается прежде всего из прилегающих к границам слоев, обедняя их. Если хрома менее 8 %, то пассивации не происходит, такие участки становятся анодами. Поскольку поверхность анодов значительно меньше поверхности катодов, то скорость разрушения достаточно велика, возникают межкристаллитные трещины. Эта гипотеза хорошо объясняет большинство опытных данных.

Основными факторами, влияющими на межкристаллитную коррозию, являются: химический состав стали; режим термообработки; коррозионная агрессивность среды.

Чем больше содержание углерода в стали, тем больше образуется карбидов хрома, т. е. склонность к межкристаллитной коррозии увеличивается. Межкристаллитная коррозия не возникает при содержании углерода менее 0,009 % (на практике же его содержание не менее 0,05 %). Титан, ниобий, ванадий, тантал являются более энергичными карбидообразователями, чем хром. Они образуют карбиды при температурах 1475—1575 К, поэтому за время снижения температуры до 1075 К большая часть углерода выводится из твердого раствора. Обеднения границ хромом происходить не будет, и сталь будет стойка к межкристаллитной коррозии.

При низких температурах отпуска 875—925 К с увеличением времени отпуска увеличивается склонность к межкристаллитной коррозии. При температурах больше 925 К склонность к межкристаллитной коррозии возрастает, но зато с увеличением времени отпуска она уменьшается и при достаточной выдержке может исчезнуть. Это объясняется сформулированной выше гипотезой: с уменьшением содержания углерода в зерне твердого раствора скорость его диффузии к границам уменьшается, а скорость диффузии хрома уменьшается незначительно, так как его количество в сотни раз больше количества углерода, т. е. со временем скорость диффузии хрома превысит скорость диффузии углерода, и процесс образования карбидов будет тормозиться нехваткой углерода. С этого момента границы зерен будут обогащаться хромом. Наступит момент, когда

содержание хрома достигнет значения, необходимого для пассивации границ зерен, и межкристаллитная коррозия станет невозможной.

Чем коррозионно-активнее среда (меньше рН, больше хлорид-ионов и кислорода), тем быстрее возникает межкристаллитная коррозия.

Основные методы предотвращения межкристаллитной коррозии: уменьшение содержания углерода; продолжительный отпуск стали при температуре 1025—1175 К; легирование стали титаном, ниобием, танталом; уменьшение коррозионной активности воды.

Перечислим основные способы борьбы с коррозией конструкционных материалов:

- 1) выбор химического состава материала, стойкого в условиях его применения;
- 2) выбор рационального способа механической и термической обработки;
- 3) создание на поверхности защитных металлических и неметаллических покрытий и пленок;
- 4) выбор рациональной конструкции: минимум местных концентраций напряжений, свобода термических расширений, устойчивая гидродинамика для избежания колебаний температуры стенок; исключение неблагоприятных контактов разнородных металлов; исключение застойных зон; исключение мест глубокого упаривания, что может привести к высокой концентрации агрессивных элементов; скорости должны быть такими, чтобы не было коррозионной эрозии;
- 5) применение анодной защиты;
- 6) обработка коррозионной среды для уменьшения ее агрессивности;
- 7) применение рациональных методов эксплуатации.

6.3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СТАЦИОНАРНЫХ ЯЭУ

В состав ядерных энергетических установок на основе паротурбинного цикла входят парогенераторы, конденсаторы, деаэраторы, регенеративные подогреватели, а также различного рода вспомогательные теплообменные аппараты: охладители продувки, конденсаторы эжекторов и т. д.

Парогенераторы. В двухконтурных установках с водо-водяным реактором под давлением используют парогенераторы, производящие сухой насыщенный или слабо перегретый пар. Можно выделить две основные группы парогенераторов: горизонтальные и вертикальные. Отечественной промышленностью освоены горизонтальные парогенераторы для ВВЭР-440 и ВВЭР-1000.

На рис. 6.41 приведена примерная конструкционная схема парогенератора для ВВЭР-1000. Основные характеристики парогенератора: тепловая мощность $N_T = 750$ МВт, влажность пара $y \leq 0,2$ %, доля расхода продувки $\rho_{пр} \sim 0,5$ %, температура питательной воды 493 К, расчетное давление в первом контуре 17,6 МПа, температура первичного теплоносителя на входе и выходе 597 и 563 К соответственно, давление во втором контуре 6,3 МПа, масса парогенератора 300 т.

Парогенератор представляет собой горизонтальный цилиндрический сосуд 1 с эллиптическими днищами общей длиной 13,5 м. Внутренний диаметр корпуса барабана парогенератора 4 м. Ци-

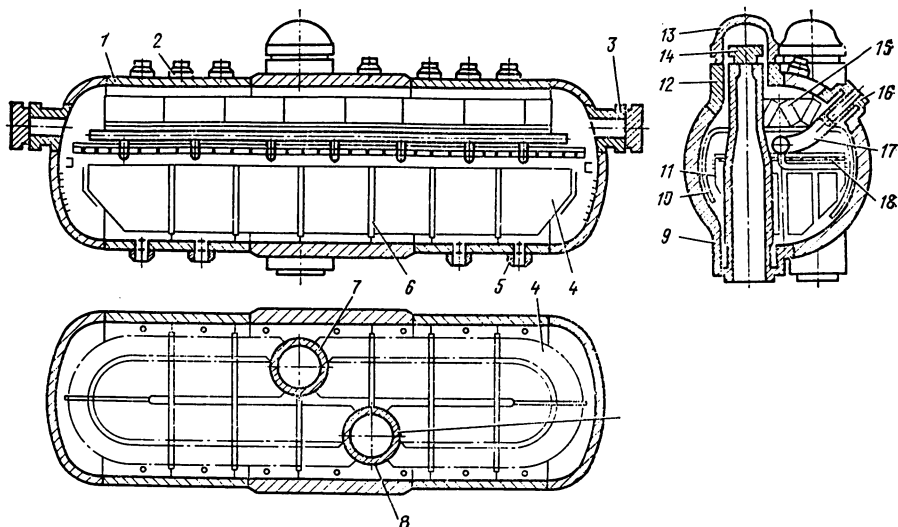


Рис. 641. Горизонтальный парогенератор насыщенного пара:

1 — корпус; 2 — пароотводящие патрубки; 3 — люк; 4 — трубный пучок; 5 — штуцера продувки; 6 — дистанционирующая решетка; 7, 8 — раздающий и собирающий коллекторы; 9 — патрубок термокомпенсатора; 10 — слив из сепаратора; 11 — закраина погружного листа; 12 — патрубок; 13, 14 — крышки; 15 — жалюзийный сепаратор; 16 — термокомпенсатор ввода питательной воды; 17 — подвод питательной воды; 18 — погружной лист

лиندрическая часть разделена на три обечайки, средняя из которых имеет увеличенную толщину, так как ослаблена проходящими через нее цилиндрическими вертикальными коллекторами 7 и 8. Коллекторы служат для подвода и отвода первичного теплоносителя. В них включены 15 648 трубы горизонтального пучка 4. Диаметр труб $12 \times 1,2$ мм, средняя длина 8,9 м. Внутренний диаметр коллекторов в месте крепления труб 850 мм, толщина стенки 140 мм. Трубы завальцованы взрывом на всю толщину коллектора с последующей обваркой. Коллекторы к корпусу крепятся через термокомпенсаторы 9. Предусмотрена возможность доступа внутрь коллектора через люк в верхнем торце, заглушенный крышкой 14.

Трубы пучка опираются на дистанционирующие решетки 6. Для выравнивания нагрузки зеркала испарения над пучком расположен погружной дырчатый лист 18 с закраинами 11. Питательная вода подается по трубе 17, введенной в корпус через термокомпенсатор 16. Сепарация пара происходит в наклонных жалюзийных сепараторах 15. Отсепарированная жидкость по трубам 10 поступает под уровень вдоль стенок корпуса. Пар отводится через семь пар расположенных в шахматном порядке пароотводящих штуцеров 2. Вдоль нижней образующей корпуса размещены патрубки 5 периодической и непрерывной продувки и дренажа. На днищах парогенератора предусмотрены люки 3 для ремонта и об-

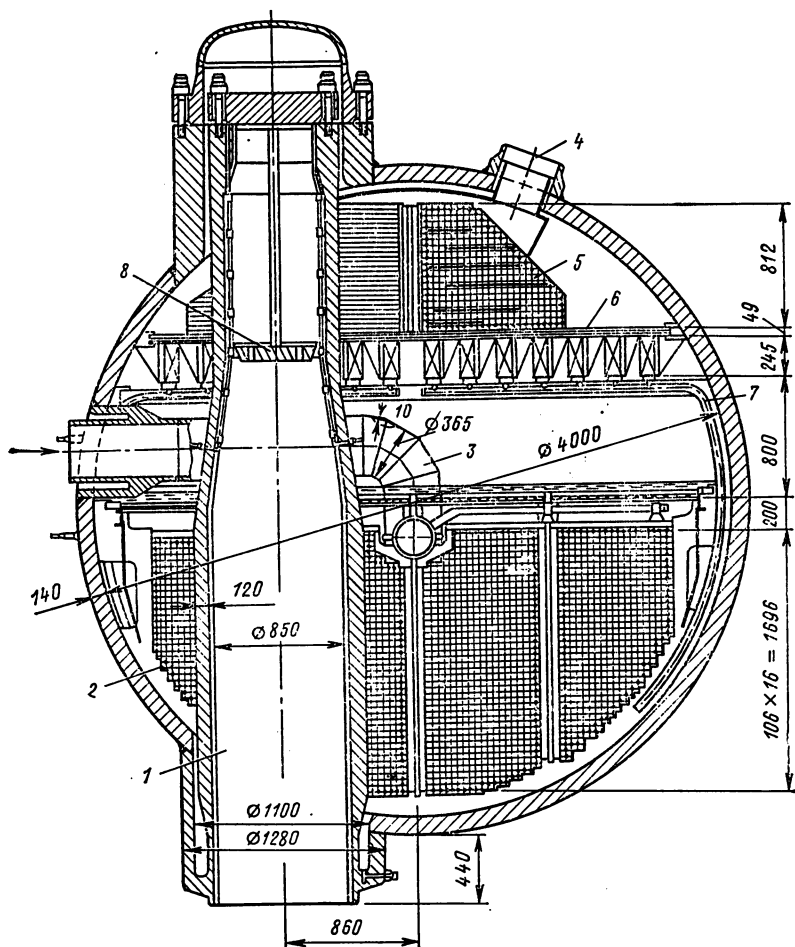


Рис. 6.42. Горизонтальный парогенератор с перегревом пара:

1 — коллектор; 2 — испарительная поверхность нагрева; 3 — ввод питательной воды; 4 — паровыводящий патрубок; 5 — перегревательная поверхность нагрева; 6 — жалюзийные сепараторы; 7 — трубы слива из сепаратора; 8 — дроссель

служивания. Парогенератор опирается на две трехъярусные катковые опоры, допускающие продольное и угловое перемещение.

Горизонтальный парогенератор такой же тепловой мощности (750 МВт) для производства слабо перегретого пара (рис. 6.42) от рассмотренного выше парогенератора отличается размещением в верхней части корпуса за сепарационными устройствами дополнительного перегревательного пучка, который включен параллельно испарительному пучку в те же коллекторы в их верхней части. Для распределения потоков греющего теплоносителя между ис-

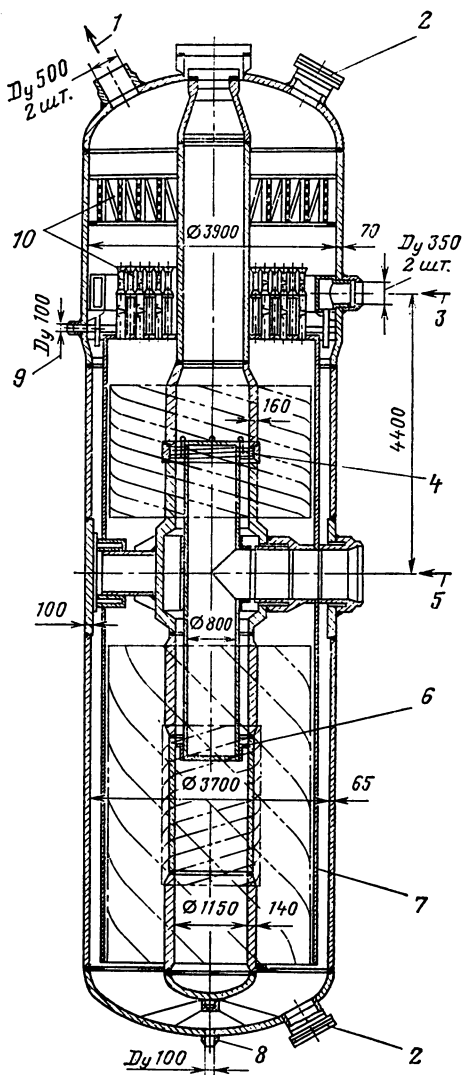


Рис. 6.43. Вертикальный парогенератор:

1 — выход пара; 2 — люк; 3 — вход питательной воды; 4, 6 — перегородка; 7 — шахта; 8 — патрубок периодической продувки; 9 — патрубок непрерывной продувки; 10 — сепарационные устройства

парительным и перегревателем пучками в коллекторе размещено дроселирующее устройство 8. В горизонтальном парогенераторе затруднено размещение пароперегревателя, даже небольшого. Более удобны с этой точки зрения вертикальные парогенераторы (рис. 6.43). В вертикальном корпусе по его оси размещен вертикальный коллектор, разделенный кольцевыми перегородками 4 и 6 на раздающие и собирающие части. В коллекторы включены спиральные трубные пучки: испарительный — нижний и перегревательный — верхний. Возможен перегрев пара до ~ 575 К. Конструкция парогенератора обеспечивает работу и в режиме производства насыщенного пара. В этом режиме происходит двухступенчатая сепарация пара: первая ступень — циклоны, вторая ступень — вертикальные жалюзийные сепараторы. Подъемный и опускной потоки разделены шахтой 7,

что обеспечивает организованную циркуляцию. Необходимость установки циклонов вызвана тем, что в вертикальном парогенераторе значительно меньше площадь зеркала испарения, чем в горизонтальном. Это вызывает увеличение нагрузки зеркала испарения и повышенный унос влаги, простых сепарационных устройств в этих условиях недостаточно.

Габариты рассмотренных горизонтальных парогенераторов являются предельными для транспортировки их по железной дороге. Вертикальные парогенераторы позволяют приблизительно удвоить

мощность отдельного парогенератора (до $N_T \approx 1500$ МВт). Вертикальные парогенераторы облегчают компоновку их с реактором. Использование цилиндрических коллекторов в вертикальных парогенераторах является, по-видимому, оптимальным решением. Опыт эксплуатации за рубежом вертикальных парогенераторов с нижней плоской трубной доской показал склонность к разрушению нижних соединений труб с трубной доской вследствие скопления в придонной области различных примесей.

Обогреваемый жидким металлом парогенератор для установки с реактором БН-350 (рис. 6.44) состоит из двух испарительных секций и двух пароперегревателей. Испаритель представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд диаметром 1,4 м с закрепленными в трубной доске 816 трубками Фильда. Трубки Фильда состоят из наружной трубы 32×2 мм и внутренней трубы $16 \times 1,4$ мм. Над трубной доской расположена паросепарационная

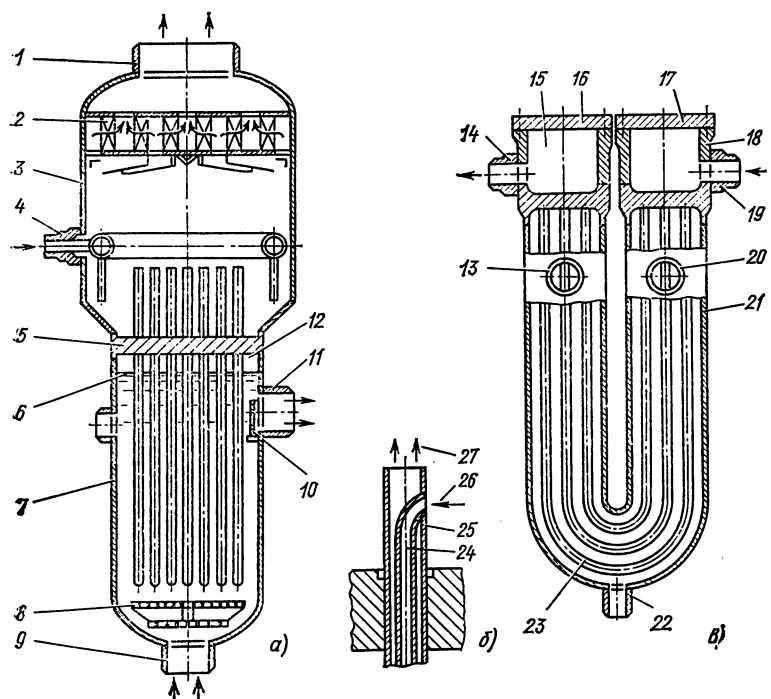


Рис. 6.44. Корпусной парогенератор ЯЭУ с реактором БН-350:

а — испарительная секция: 1 — паровыводящий патрубок; 2 — жалюзийный сепаратор; 3 — корпус сепаратора; 4 — ввод питательной воды; 5 — трубная доска; 6 — уровень жидкого натрия; 7 — корпус; 8 — диффлектор; 9 — патрубок ввода натрия; 10 — направляющий щит; 11 — патрубок выхода натрия; 12 — газовая полость; б — узел крепления трубки Фильда; 24 — внутренняя труба; 25 — наружная труба; 26 — вход воды; 27 — выход пароводяной смеси; в — пароперегреватель; 13 — патрубок входа натрия; 14 — патрубок выхода перегретого пара; 15 — собирающая паровая камера; 16, 17 — крышки; 18 — раздающая паровая камера; 19 — патрубок подвода пара; 20 — патрубок выхода натрия; 21 — корпус; 22 — патрубок слива натрия; 23 — трубки теплообменной поверхности

полость с увеличенным диаметром цилиндрической части до 2 м.

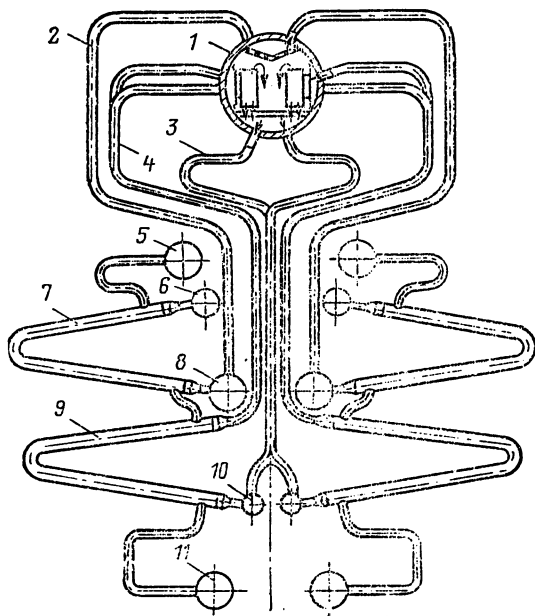
Сепарация пара осуществляется в вертикальных жалюзийных сепараторах. Питательная вода подается в кольцевой коллектор и далее по опускаемым патрубкам поступает под уровень в сепарационном объеме. Циркуляция в трубках Фильда — естественная. Жидкий металл — натрий — в греющую камеру испарителя поступает через патрубок в нижнем эллиптическом днище и выводится через боковой патрубок ниже уровня натрия. Уровень натрия не достигает трубной доски. Под трубной доской над уровнем натрия образуется подушка инертного газа — аргона. Такое решение предохраняет вальцовку труб от тепловых ударов. Кроме того, греющая камера с газовой подушкой дополнительно выполняет роль компенсатора давления. Полная высота испарителя, включая греющую камеру и сепаратор, составляет 12,6 м. Пароперегреватель — кожухотрубный, U-образный, с отдельными трубными досками, с движением пара внутри 816 трубок диаметром 16×2 мм. Диаметр корпуса 0,8 м, расстояние между осями трубных досок 1,0 м, высота пароперегревателя 4,5 м. Масса парогенератора 130 т.

Горячий натрий при температуре 726 К поступает в межтрубное пространство пароперегревателя и, перегревая пар, охлаждается до 689 К. Далее натрий поступает в греющую камеру испарителя, где охлаждается до 546 К. Питательная вода подается при температуре 429 К. В трубках Фильда происходит кипение воды. Кратность циркуляции около 4,5. Давление пара в испарителе 5,5 МПа. Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель и перегревается до температуры 708 К. Давление пара на выходе 4,9 МПа. Мощность парогенератора 200 МВт, паропроизводительность 76 кг/с, расход натрия 862 кг/с. В качестве конструкционного материала в испарителе и перегревателе использована низколегирующая сталь перлитного класса 1Х2М.

Другим вариантом на те же параметры является парогенератор с естественной циркуляцией с секционной конструкцией испарителя и пароперегревателя и общим горизонтальным барабаном (рис. 6.45). Парогенератор имеет барабан-сепаратор диаметром 1800×60 мм и длиной около 9 м со встроенными циклонами. По опускаемым трубам вода из барабана поступает к нижним раздающим коллекторам. В раздающие коллекторы включены U-образные испарительные секции, каждая из которых представляет собой кожухотрубный теплообменник с движением воды и пара внутри 19 параллельных трубок диаметром $22 \times 2,5$ мм. Средняя длина труб около 3,4 м. Натрий движется противотоком в межтрубном пространстве. Диаметр корпуса секции 170 мм. Пароводяная смесь из испарительной секции по отводящим трубам поступает в барабан на сепарацию. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в U-образные секции пароперегревателя. Конструкция секции пароперегревателя аналогична испарительным секциям, но отличается размерами труб (19 трубок диаметром $18 \times 2,15$, длиной 6,9 м). Секции расположены симметрично относительно горизонтальной оси так, что в обеих ветвях происходит

Рис. 6.45. Секционный парогенератор ЯЭУ с реактором БН-350:

1 — барабан-сепаратор; 2 — подводящая паровая труба; 3 — опускные трубы; 4 — подъемная труба; 5 — раздающий коллектор натрия; 6 — собирающий коллектор перегретого пара; 7 — перегревательная секция; 8 — раздающий паровой коллектор; 9 — испарительная секция; 10 — раздающий водяной коллектор; 11 — собирающий коллектор натрия



подъемное движение воды и пара и опускное движение натрия.

Секционная конструкция парогенератора имеет определенные преимущества по сравнению с корпусной. Прежде всего повышается надежность всего парогенератора, так как при разрушении, например трубки в одной из секций, разрушающее или ослабляющее действие струй воды и пара и реакции взаимодействия с натрием будет локализовано в пределах одной секции. Поврежденная секция может быть достаточно просто заменена, и работоспособность парогенератора будет восстановлена. К недостаткам секционной конструкции следует отнести повышенную металлоемкость.

Секционная схема парогенератора принята и в установке с реактором БН-600 (рис. 6.46). Парогенератор прямоточного типа состоит из 60 параллельных вертикальных секций. Каждая секция состоит из трех параллельно расположенных модулей: испарителя (в центре), первичного и промежуточного пароперегревателей. Полная высота определяется высотой испарителя и составляет 16,8 м, расстояние между осями модулей по 1,5 м, диаметр корпуса модуля 630 мм. Испаритель и перегреватели выполнены из стали Х18Н9. Для компенсации температурных удлинений корпуса снабжены сильфонными компенсаторами. Трубные доски со стороны натрия защищены массивными металлическими экранами для смягчения тепловых ударов в местах вальцовки труб. Вода и пар движутся в трубах, а натрий — в межтрубном пространстве. Тепловая мощность парогенератора 480 МВт. Нат-

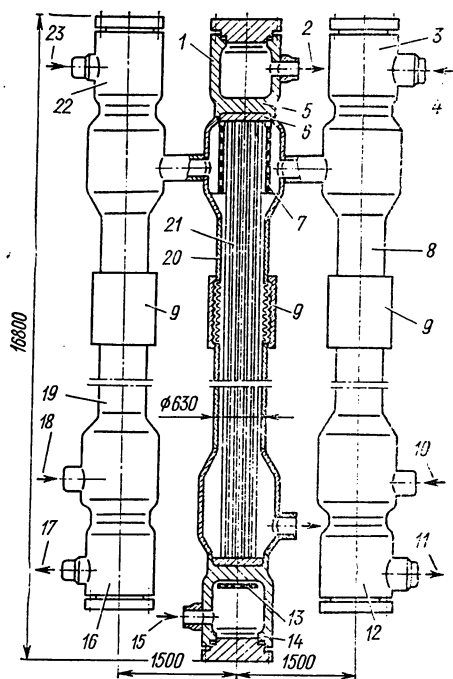


Рис. 6.46. Секция прямоточного парогенератора:

1 — паросборная камера; 2 — выход пара; 3 — раздающая камера промежуточного пароперегревателя; 4 — вход пара в промежуточный пароперегреватель; 5 — трубная доска; 6 — тепловая защита; 7 — диффлектор; 8 — модуль промежуточного пароперегревателя; 9 — компенсатор; 10 — вход натрия; 11 — выход перегретого пара; 12 — собирающая камера промежуточного пароперегревателя; 13 — дроссельное устройство; 14 — раздающая камера питательной воды; 15 — вход питательной воды; 16 — собирающая камера перегретого пара; 17 — выход перегретого пара; 18 — вход натрия; 19 — модуль пароперегревателя; 20 — модуль испарителя; 21 — трубки теплообменной поверхности; 22 — раздающая камера пароперегревателя; 23 — вход пара в пароперегреватель

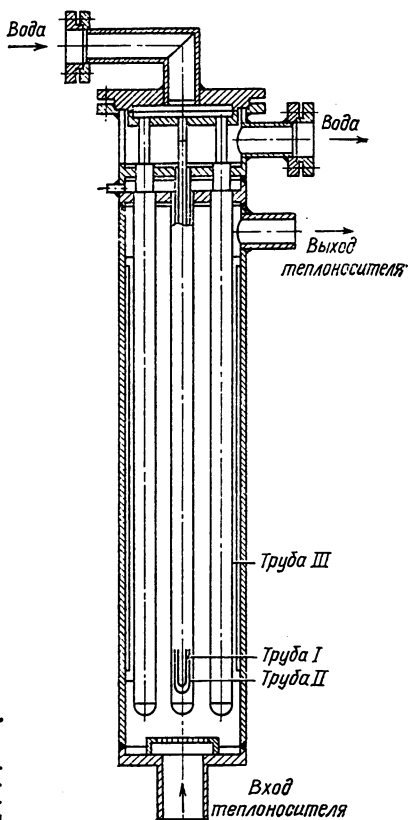


Рис. 6.47. Теплообменный аппарат с трубами с двойной стенкой

рий поступает в перегреватели, а затем, смешиваясь, — в испаритель. Температура натрия на входе в пароперегреватели 793 К, на входе в испаритель 723 К, на выходе из испарителя 593 К. Давление острого пара на выходе 13,75 МПа, а за промежуточным пароперегревателем — 2,45 МПа.

Во всех рассмотренных случаях использованы одностенные трубы. В отдельных ответственных случаях, например в экспериментальных установках для теплообменников «металл — вода», применяют трубы с двойной стенкой. На рис. 6.47 показан теплообменник с трубами Филда. Пространство между второй и тре-

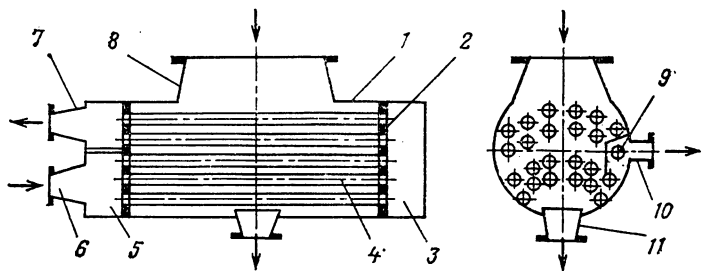


Рис. 6.48. Схема поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2 — трубная доска; 3 — задняя водяная камера; 4 — теплообменные трубки; 5 — передняя водяная камера; 6 — подвод охлаждающей воды; 7 — отвод охлаждающей воды; 8 — пароподводящий патрубков; 9 — воздухоохладитель; 10 — отсос паровоздушной смеси; 11 — конденсатосборник

твей трубами заполнено инертным газом (аргоном), что позволяет надежно контролировать (по появлению примесей в инертном газе) целостность теплопередающих поверхностей как со стороны металла, так и со стороны воды.

Конденсаторы. Конденсаторы служат для конденсации отработанного пара турбины при заданном вакууме. Они представляют собой преимущественно рекуперативные поверхности теплообменников. В ЯЭУ используют в основном горизонтальные конденсаторы (рис. 6.48). В корпусе 1 имеются трубные доски 2, в которых закреплены трубки 4. К трубным доскам примыкают водяные камеры охлаждающей воды. Пар в конденсатор поступает через патрубков 8, конденсируется на поверхности горизонтальных труб и собирается в конденсатосборнике 11. В паре всегда присутствует некоторое количество неконденсирующихся газов (воздуха) за счет присосов и продуктов радиолиза в одноконтурных установках. Для их удаления предусмотрен патрубков 10. Вместе с воздухом откачивается и некоторая часть пара. Для уменьшения объема откачиваемой смеси она переохлаждается в специально выделенном пучке 9, который называют охладителем воздуха. Конденсат в конденсатосборнике не должен переохлаждаться во избежание насыщения его газом. Поэтому воздухоохладитель должен размещаться на достаточном удалении от конденсатосборника. Охлаждающая вода в конденсаторе совершает один или несколько ходов, преимущественно, как показано на схеме, два хода. Пучок воздухоохладителя включается в первый ход воды.

Температура насыщения в конденсаторе определяется соотношением

$$T_{s2} = \delta T + \Delta T + T_{1в},$$

где $T_{1в}$ — температура воды на входе; ΔT — нагрев воды в конденсаторе; δT — температурный напор на выходе воды из конденсатора. Величина ΔT зависит от кратности охлаждения $m = G_в / G_п$, т. е. от отношения расхода охлаждающей воды к расходу пара.

Обычно $m = 50 \div 65$. Давление пара в конденсаторе, соответствующее $T_{с2}$, принимается в зависимости от температуры охлаждающей воды:

$T_{1в}, K$	$p_K, \text{кПа}$
283	2,8—3,4
288	3,8—4,8
293—298	5,9—6,8

В ЯЭУ с турбинами на влажном паре давление в конденсаторе может быть повышено из-за ограниченной пропускной способности последних ступеней цилиндров низкого давления (см. гл. 7).

Продукт радиолиза воды — гремучая смесь — в одноконтурных установках поступает в конденсатор и удаляется в сильно разбавленном состоянии, не образуя взрывоопасной смеси. Наличие ее в паре при разработке конденсатора можно не учитывать. Пар и конденсат в одноконтурных ЯЭУ радиоактивны, поэтому конструкция конденсатора должна быть такова, чтобы не было застойных и тупиковых зон для конденсата и обеспечивалась полная дренируемость, возможность промывки при остановке. Работа, а следовательно, и конструкция конденсаторов многоконтурных ЯЭУ с перегревом пара перед турбиной не отличаются от традиционных установок на ограниченном топливе. Конденсаторы установок на насыщенном паре отличаются повышенным расходом пара на единицу мощности.

Основные принципы компоновки трубного пучка конденсатора следующие.

1. Компоновка пучка с центральным или боковым отсосом воздуха должна быть такой, чтобы обеспечивать минимальные потери на входе в пучок.

2. Трубный пучок выполняется в виде многократно свернутой ленты симметрично относительно вертикальной оси конденсатора с глубокими проходами на внешней стороне пучка. В глубоких внешних паровых проходах паровой поток обеспечивает регенеративный подогрев стекающего с трубок конденсата и его деаэрацию.

3. Обеспечивается свободный доступ пара через боковые и центральные проходы в нижнюю часть пучка для регенерации и деаэрации стекающего конденсата.

4. Выбирается малая глубина пучка в направлении хода пара (12—16 труб при скоростях пара на входе не более 100—120 м/с).

5. Выделяется зона воздухоохладителя.

6. Для снижения парового сопротивления конденсатора создаются внутренние проходы для паровоздушной смеси. Проходы должны иметь наиболее короткий и по возможности прямой путь к месту отсоса (откачки).

7. Обеспечиваются улавливание и отвод конденсата на промежуточных уровнях по высоте пучка для предотвращения переохлаждения конденсата и уменьшения парового сопротивления пучка.

Конденсаторы охлаждаются как пресной, так и соленой водой. Для конденсаторных трубок на пресной воде используется преимущенно латунь Л-68, а на морской воде — ЛО-70-1. В конденсаторах советских АЭС трубки выполнены из медно-никелевого сплава МНЖМ-5-1-1 (93 % медь, 5 % никель, 1 % железо; примеси менее 0,3 %), а трубные доски — из стали 12Х18Н9Т. Используются трубки диаметром 16—32 мм с толщиной стенки 1—2 мм. Скорость воды в трубках 1—2,5 м/с на пресной воде и до 1,5 м/с на морской.

Точный расчет теплопередачи в конденсаторе затруднен из-за сложного пространственного распределения потоков и полей температур. Коэффициент теплопередачи в конденсаторе приближенно может быть оценен по формуле

$$K = 4070a \left(\frac{1,1w_b}{d_b^{0,25}} \right)^b [1 - 0,42 \cdot 10^{-3} a (308 - T_{1в})^2] \Phi_d \Phi_z,$$

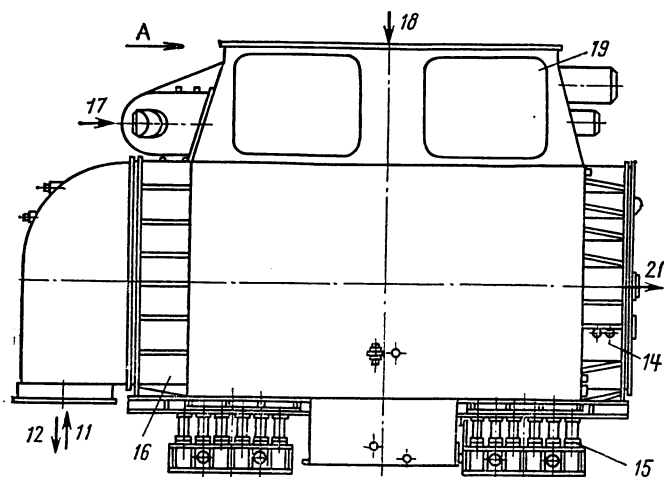
где $a = 0,8 \div 0,85$ — для чистой воды; $a = 0,65 \div 0,75$ — для загрязненной воды и при возможности образования минеральных или биологических отложений; $b = 0,12 a$ ($0,15 T_{1в} - 40$); $T_{1в}$ — температура охлаждающей воды на входе, К (формула справедлива при $T_{1в} < 308$ К); w_b — скорость воды в трубках, м/с; d_b — внутренний диаметр трубок; Φ_z — коэффициент, учитывающий число ходов воды в конденсаторе Z:

$$\Phi_z = 1 + \frac{Z-2}{10} \left(8,8 - \frac{T_{1в}}{308} \right);$$

Φ_d — коэффициент, учитывающий паровую нагрузку конденсатора; при номинальной нагрузке $\Phi_d = 1$.

В табл. 6.2 приведены основные характеристики отечественных конденсаторов, используемых на АЭС.

Конденсаторы турбин К-220-44 и К-500-65/3000 (рис. 6.49) расположены под ЦНД турбин (подвальное расположение конденсаторов). Горизонтальная ось конденсатора направлена под углом 90° к оси турбины. В конденсаторах применена симметричная относительно вертикальной оси ленточная компоновка пучка с боковыми проходами пара и центральным отсосом паровоздушной смеси. Скорость пара в периферийных рядах труб 50—60 м/с. Поверхность воздухоохладителя составляет около 10 % суммарной поверхности охлаждения конденсаторов. Во внутренних проходах пучка установлены паровые щиты, по которым попадающий на них конденсат отводится к трубным доскам и сливается по ним в нижнюю часть конденсатора. Кромки конденсатосборника выступают над днищем конденсатора на 15—20 мм. Конденсат, разлитый по днищу тонким слоем, омывается поступающим в нижнюю часть пучка паром, благодаря чему дополнительно деаэрируется. Сам конденсатосборник выполнен деаэрационным, струйного типа (рис. 6.50). Стекающий через край конденсатосборника конденсат



Вид А

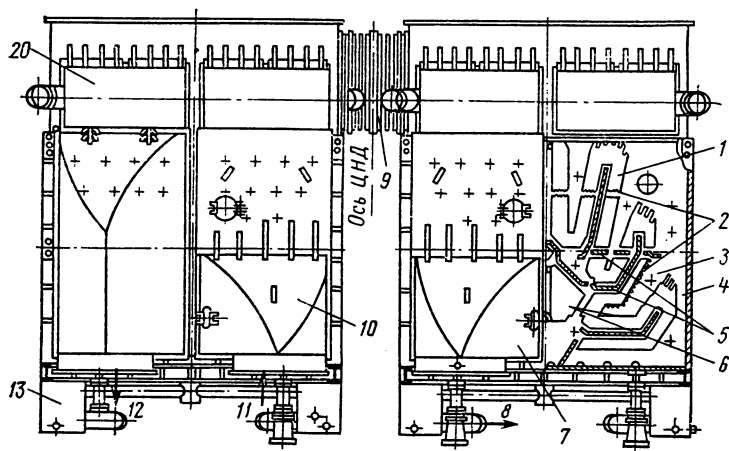


Рис. 6.49. Конденсаторы турбин К-220-44 и К-500-65/3000:

1 — трубный пучок; 2 — сливные трубки; 3 — тупиковый канал для пара; 4 — боковой канал для пара; 5 — паровые щиты; 6 — воздухоохладитель; 7 — правый конденсатор; 8 — отвод конденсата; 9 — перепуск; 10 — левый конденсатор; 11 — подвод охлаждающей воды; 12 — слив охлаждающей воды; 13 — конденсатосборник; 14 — задняя водяная камера; 15 — пружинная опора; 16 — передняя водяная камера; 17 — вход сбрасываемого пара; 18 — вход отработавшего пара; 19 — переходный патрубок; 20 — приемно-сбросное устройство; 21 — отсос паровоздушной смеси

поступает на дырчатый лист. Струи конденсата омываются потоком пара, что обеспечивает дополнительную деаэрацию.

В установках с тихоходной турбиной К-500-60/1500 (вариант) отработанный пар поступает в два боковых конденсатора, расположенных по обе стороны ЦНД (рис. 6.51). Каждый из конденсаторов соединен с четырьмя выхлопами с одной стороны ЦНД переходным патрубком, имеющим общий выхлоп на стороне конденса-

Т а б л и ц а 6.2. Характеристики конденсаторов для АЭС

Характеристика	Реактор		
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000
Тип турбины	К-220-44	К-500-65	К-500-65
Число турбин на блок	2	2	2
Тип конденсатора:			
1	К-12150	К-12180	К-10120
2	К-10120	—	—
3	К-81170	—	—
Расчетная температура охлаждающей воды $T_{1в}$, К:			
1	295	288	285
2	285	—	—
3	278	—	—
Площадь поверхности теплообмена, м ² :			
1	12 150	12 180	10 120
2	10 120	—	—
3	8 170	—	—
Число конденсаторов на турбину	2	2	4
Среднее давление в конденсаторе, кПа:			
1	5,1	4	3,92
2	3,43	—	—
3	2,94	—	—
Число трубок:			
1	15 612	—	—
2	12 930	—	12 930
3	10 450	—	—
Длина трубок, м	9	—	—
Диаметр и толщина трубки, мм	28×1	28×1	28×1,5

тора. Боковое расположение конденсатора позволяет значительно увеличить его поверхность теплообмена за счет увеличения ширины корпуса конденсатора.

Регенеративные подогреватели. Регенеративные подогреватели являются теплообменными аппаратами, в которых за счет конденсации пара отборов турбин происходит нагрев основного конденсата и питательной воды. Регенеративные подогреватели ЯЭУ изготовляют преимущественно с трубчатой поверхностью нагрева. Нагреваемый поток проходит в трубах, греющий пар конденсируется в межтрубном пространстве. Основной поток конденсата и пита-

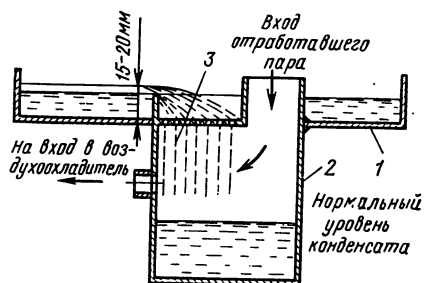


Рис. 6.50. Конденсаторосборник:

1 — дно конденсатора; 2 — корпус конденсаторосборника; 3 — дырчатый лист

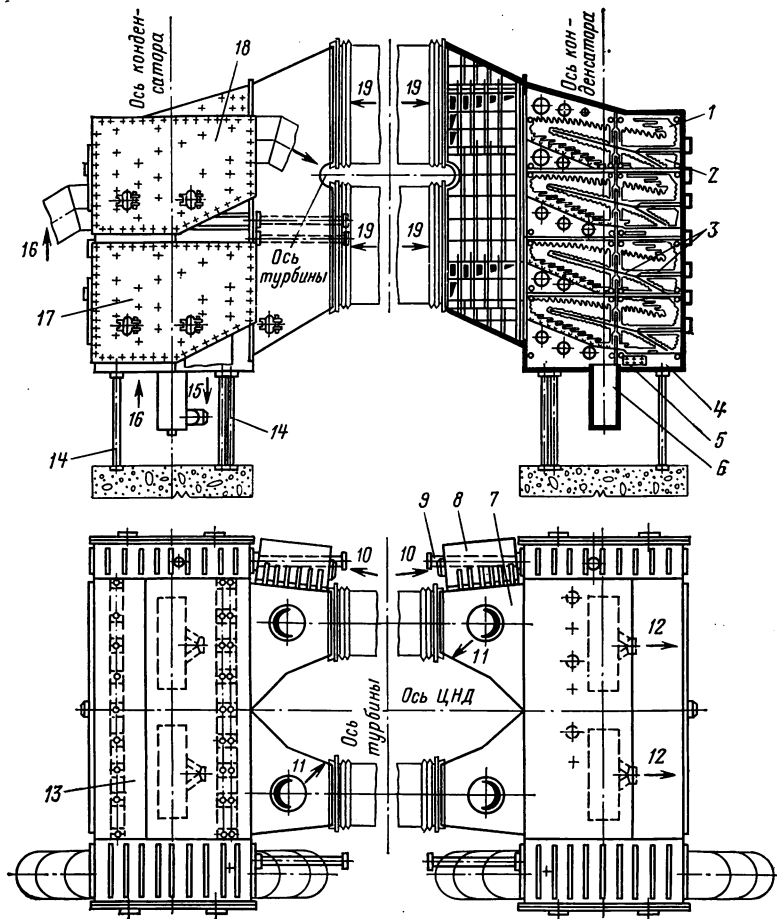


Рис. 6.51. Боковые конденсаторы:

1 — трубный пучок; 2 — воздухоохладитель; 3 — паровые щиты; 4 — правый конденсатор; 5 — деаэрационное устройство; 6 — конденсатосборник; 7 — переходный патрубкок; 8 — приемно-сбросное устройство; 9 — боковая опора; 10 — подвод к приемно-сбросному устройству; 11 — к атмосферному клапану; 12 — отсос воздуха; 13 — левый конденсатор; 14 — нижние опоры; 15 — выход охлаждающей воды; 16 — вход охлаждающей воды; 17 — нижний проток охлаждающей воды; 18 — верхний проток охлаждающей воды; 19 — вход пара в конденсатор

тельной воды при принятой в настоящее время концепции полной (100 %) конденсатоочистки одноконтурных ЯЭУ не радиоактивен. Греющий пар в одноконтурных установках радиоактивен. Поэтому подогреватели одноконтурных ЯЭУ должны обладать повышенной герметичностью, полной дренируемостью, их конструкция должна обеспечивать надежное удаление неконденсирующихся газов для предотвращения образования взрывоопасных концентраций гремучей смеси, возможность промывки при остановке.

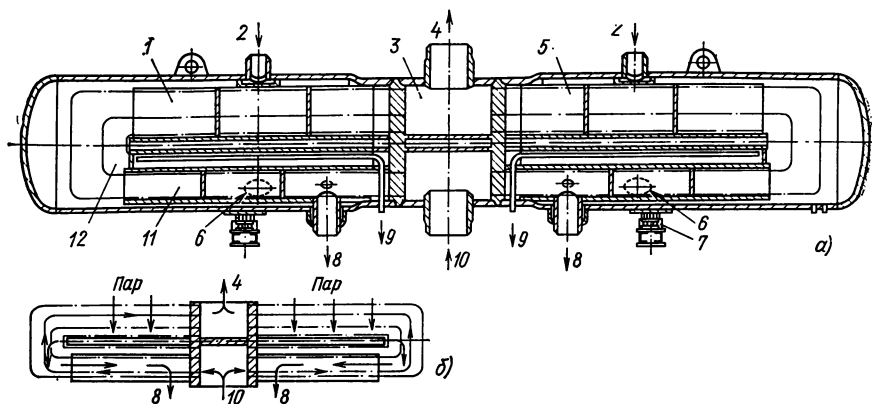


Рис. 6.53. Общий вид подогревателя высокого давления (а) и схема движения теплоносителей в нем (б):

1 — корпус с трубной системой — левая часть; 2 — вход греющего пара; 3 — промежуточная водяная камера; 4 — выход питательной воды; 5 — корпус с трубной системой — правая часть; 6 — ввод дренажа; 7 — подвижная опора; 8 — выход конденсата греющего пара; 9 — отсос воздуха; 10 — вход питательной воды; 11 — встроенный охладитель дренажа; 12 — подогревательная часть поверхности теплообмена

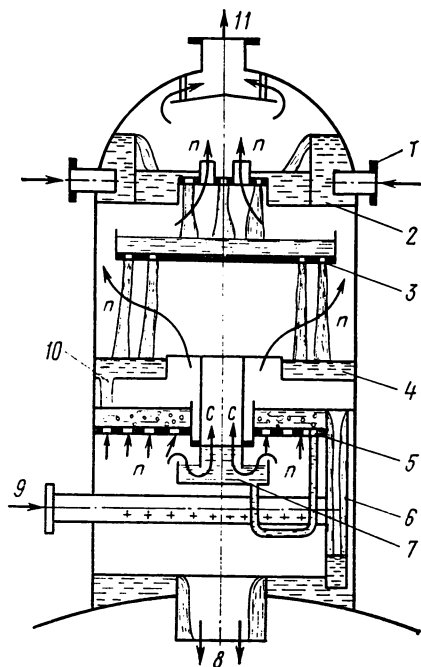
конденсат стекает в нижнюю часть подогревателя. Часть поверхности теплообмена постоянно находится под уровнем конденсата греющего пара и выполняет роль встроенного охладителя дренажа, снижая его температуру на 5—7 К. По основному конденсату (нагреваемой среде) подогреватель выполнен четырехходовым. Фланцы верхней и нижней камер, а также трубной доски и корпуса стянуты шпильками и обварены по гибким элементам (сварка «на ус»), что обеспечивает полную герметичность соединения. Все трубопроводы к подогревателям присоединяются сваркой.

На рис. 6.53 приведена схема подогревателя высокого давления для двухконтурных ЯЭУ с ВВЭР-1000 (турбина К-500-60/1500). Это горизонтальный аппарат с U-образными трубками диаметром 16×1,4 мм из нержавеющей стали, развальцованными и обваренными в трубных досках. Водяная камера расположена посередине между двумя одинаковыми по конструкции и площади теплообменной поверхности частями. Горизонтальная перегородка водяной камеры приварена к трубным доскам и образует с ними жесткую конструкцию. Нижняя часть трубного пучка от основной его части отделена кожухом и образует охладитель дренажа. Трубы пучка опираются на дистанционирующие решетки. При входе пара установлен защитный парораздающий кожух, предохраняющий трубки от динамического воздействия пара. В центральной части трубного пучка по всей длине трубной системы расположено воздухоотсасывающее устройство в виде перфорированной трубы. Дренаж из подогревателя с более высоким давлением вводится через специальные штуцера в нижнюю часть корпуса.

Деаэраторы. Деаэраторы служат для удаления из питательной воды растворенных газов путем нагрева до температуры, близкой

Рис. 6.54. Схема струйно-барботажного деаэратора:

1 — подвод воды; 2 — смешительно-распределительное устройство; 3 — перфорированная тарелка; 4 — перепускной диск; 5 — перфорированный лист барботажного устройства; 6 — сливные трубы; 7 — пароперпускное устройство; 8 — слив деаэрированной воды; 9 — подвод пара; 10 — сегментное отверстие для подачи воды в барботажное устройство; 11 — выход парогазовой смеси; п — направление движения парогазовой смеси; с — направление движения пара через перепускное устройство



к температуре насыщения при давлении в деаэраторе. Возможно использование деаэраторов двух типов: с предварительным перегревом воды на 10—15 К в специальном поверхностном теплообменнике и последующим впрыском воды в объем деаэратора — деаэраторы перегретой воды, и деаэраторы смешения, когда подогрев и деаэрация в аппарате идут одновременно. В ЯЭУ используются деаэраторы смешивающего типа. Давление в деаэраторе обычно 0,4—0,7 МПа. Недогрев воды до кипения составляет около 0,25 К, конструкция деаэратора (деаэрационной колонки) струйно-барботажного типа приведена на рис. 6.54. Вода, подлежащая деаэрации, подается в верхнюю часть колонки и последовательно сливается через дырчатые щиты — тарелки с отверстиями диаметром 5—6 мм, что обеспечивает дробление воды на струи малого диаметра. Тарелки выполнены двух типов — с большим свободным проходом в центре и по периферии.

В нижнюю часть колонки подается греющий пар из отбора турбины, давление в котором значительно (до 50 %) превышает давление в деаэраторе на номинальном режиме. Пар барботирует через слой жидкости на барботажном устройстве, где происходит основной подогрев воды и ее деаэрация. Несконденсированный пар проходит через расположенный выше струйный отсек. Здесь прошедший через барботажный отсек пар конденсируется. На барботаж подается строго оптимальное количество пара, что устанавливается автоматически с помощью гидростатического саморегулирующегося перепускного устройства. При повышении давления в камере под барботажным устройством избыточный пар поступает в струйный отсек, минуя барботажный слой (на рис. 6.54 по стрелке с).

Выделившиеся газы вместе с частью пара — так называемый выпар — отсасываются из верхней части деаэратора. Расход пара

с выпаром достигает 10 кг на 1 т деаэрируемой воды. В деаэратор вводятся потоки конденсата с разной температурой — основной поток, дренаж подогревателей высокого давления (на рисунке не показаны) и т. д. Место ввода по высоте деаэратора снижается с повышением температуры, поступающей на деаэрацию воды.

6.9. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СУДОВЫХ ЯЭУ

В судовых ЯЭУ применяются теплообменные аппараты различных типов и конструкций. Для судовых аппаратов имеются специфические требования, обусловленные особенностями их работы. Ниже приведены основные из них.

1. Высокая надежность, обеспечивающая длительную непрерывную и безопасную работу ЯЭУ. Это главное (абсолютное) требование. Ни одно из других требований не может быть выполнено за счет надежности.

2. Возможно меньшие габариты и масса аппарата, позволяющие повысить технико-экономические показатели судна (уменьшить долю водоизмещения, занятую ЯЭУ; снизить стоимость постройки).

3. Высокие маневренные качества, под которыми понимается способность теплообменного оборудования к быстрому изменению паропроизводительности от минимальной до полной и наоборот, а также к быстрому вводу в работу из холодного состояния. Маневренные возможности теплообменных аппаратов не должны ограничивать маневренные возможности других элементов ЯЭУ (реакторов, турбин и др.).

4. Возможность длительной работы при качке, длительных кренах (до 40—50°) и дифферентах (7—10°) судна.

5. Достаточная ударостойкость теплообменного аппарата, т. е. способность воспринимать динамические нагрузки, возникающие при качке, посадке судна на мель, столкновении и т. п.

6. Низкие гидравлические сопротивления по первому и второму контурам, что желательно как для уменьшения мощности циркуляционных и питательных насосов, т. е. снижения расхода энергии на собственные нужды и повышения КПД установки, так и для повышения надежности установки из-за создания лучших условий для развития естественной циркуляции, облегчающей прохождение аварийных режимов при внезапном обесточивании циркуляционных насосов и расхолаживании реактора.

7. Приемлемая стоимость постройки судовой ЯЭУ и ее эксплуатации.

В судовых ЯЭУ наибольшее распространение получили парогенераторы естественной циркуляции, что объясняется сравнительной простотой их конструкции и многолетним опытом постройки и эксплуатации судовых котлов с естественной циркуляцией на органическом топливе. Конструкции судовых парогенераторов естественной циркуляции разнообразны. Рассмотрим для примера ва-

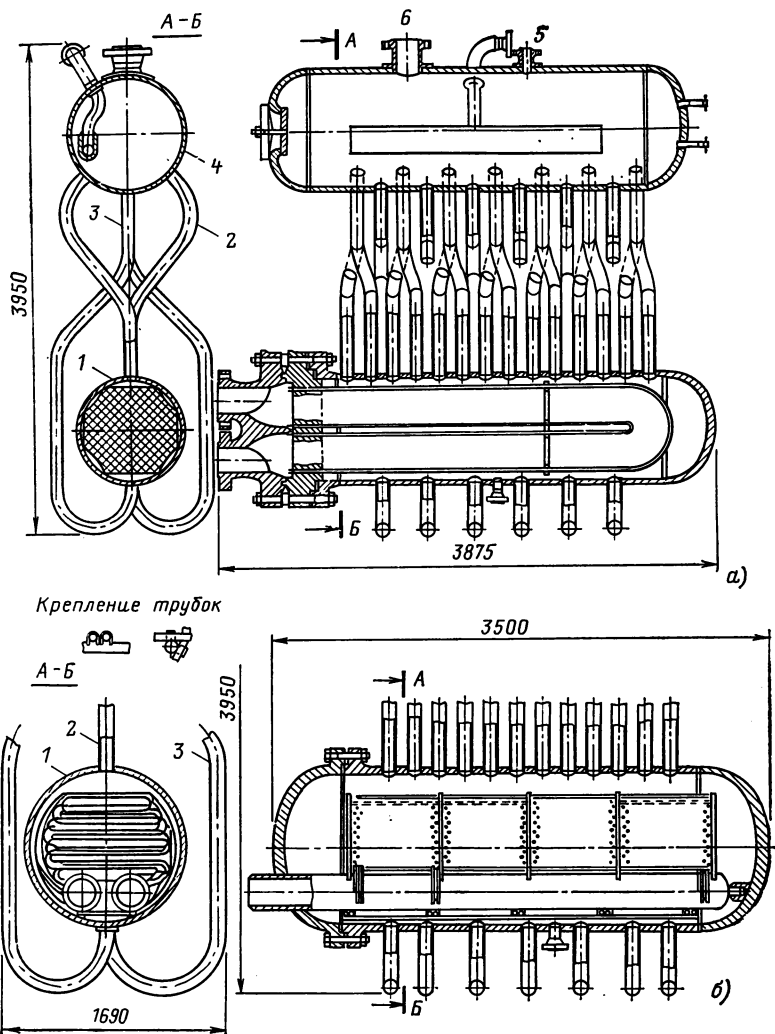


Рис. 6.55. Парогенератор ЯЭУ танкера типа «Олимпик» с плоской трубной доской (а) и с цилиндрическим коллектором (б):

1 — нижний барабан; 2 — подъемные трубы; 3 — опускные трубы; 4 — верхний барабан-сепаратор

риант конструкции парогенератора ЯЭУ танкера типа «Олимпик».

Парогенератор (рис. 6.55, а) состоит из нижнего и верхнего барабанов, соединенных между собой подъемными и опускными трубами. Внутри нижнего барабана с внутренним диаметром 0,8 м размещено 625 U-образных греющих трубок размером 12×1 мм, закрепленных в плоской трубной доске. Трубки изготовлены из

аустенитной нержавеющей стали. По трубкам проходит теплоноситель — вода под давлением 15,0 МПа. Верхний барабан диаметром 0,9 м является сепаратором, обеспечивающим сухость пара 99,75%. Питательная вода подается в верхний барабан и далее, смешавшись с водой парогенератора, по опускным трубам поступает в межтрубное пространство нижнего барабана. Образующаяся при кипении пароводяная смесь поднимается по подъемным трубам в верхний барабан, где проходит сепарацию. Кратность циркуляции — 18. Гидравлическое сопротивление со стороны первичного теплоносителя при его расходе через парогенератор 142 кг/с на режиме полного хода составляет около 0,2 МПа.

Недостаток конструкции этого парогенератора — очень толстая трубная доска, находящаяся под высоким давлением первого контура. Чтобы избежать этого, был разработан другой вариант конструкции парогенератора для танкера «Олимпик», где применена конструкция нижнего барабана с цилиндрическими раздающим и сборным коллекторами, соединенными греющими трубками (рис. 6.55, б).

6.10. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ КОСМИЧЕСКИХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Теплообменное оборудование для космических энергетических установок включают в себя парогенераторы, конденсаторы и теплообменники, в которых теплоносители не изменяют своего агрегатного состояния. Особую группу составляют *холодильники-излучатели*, в которых процесс отвода теплоты с одной стороны поверхности теплообмена осуществляется излучением.

Конструкционные схемы теплообменников для космических энергетических установок не отличаются от теплообменников стационарных установок. Однако вследствие жестких требований по компоновке приходится создавать конструкции, удобные для размещения в космическом корабле. Для увеличения теплосъема и эффективности теплообмена рекомендуется развивать поверхности теплообмена путем постановки ребер, шипов и поперечных перегородок различной конфигурации. Чтобы обеспечить нормальную работу теплообменника в условиях невесомости, в теплообменных трубках размещают устройства для закрутки теплоносителя. Благодаря этим мероприятиям увеличиваются коэффициент теплоотдачи и снижаются габариты и масса теплообменника. В качестве теплоносителей в космических энергетических установках применяются чаще всего жидкие металлы: натрий, калий и их сплавы, литий и др. Эксплуатационная надежность достигается абсолютной герметичностью конструкции, все соединения которой рекомендуется выполнять с помощью сварки или пайки. Герметичность обеспечивается выбором соответствующей технологии изготовления и методов контроля качества изделий, в первую очередь сварных швов.

Парогенераторы. Условия невесомости вызывают наибольшие трудности для работы парогенераторов. Для обеспечения постоян-

ного контакта жидкости с поверхностью теплообмена и надежного отвода пара используют центробежные силы в криволинейных трубчатых каналах, в прямолинейных каналах с турбулизирующими вставками, в каналах с тангенциальным подводом теплоносителя, а также силы поверхностного натяжения в капиллярных испарителях.

Реализованную конструкцию рассмотрим на примере парогенератора ЯЭУ SNAP-2 (рис. 6.56). Прямоточный ртутный парогенератор тепловой мощностью 50 кВт предназначен для нагрева, испарения и перегрева до температуры 893 К 0,141 кг ртути в секунду, поступающей при температуре 505 К и давлении 0,677 МПа как в условиях земного тяготения, так и невесомости. Парогенератор представляет собой кожухотрубную систему с семью теплопередающими трубками, в которых течет ртуть. Трубки заключены в кожух диаметром 51 мм. В межтрубном пространстве противоток ртути движется сплав натрия с калием, температура которого в процессе теплообмена снижается с 923 до 811 К. Для улучшения теплообмена в условиях невесомости парогенератор выполнен в виде спирали, а в трубах установлены устройства для закрутки потока ртути. Средняя плотность теплового потока равна $31,4 \text{ кВт/м}^2$.

Конденсаторы. В космических энергоустановках можно использовать конденсаторы следующих типов:

1) конденсаторы-излучатели радиаторного типа с конденсацией пара за счет отвода теплоты излучением;

2) поверхностные с конденсацией пара в результате передачи теплоты другому теплоносителю;

3) струйные с конденсацией пара вследствие впрыска недогретой жидкости.

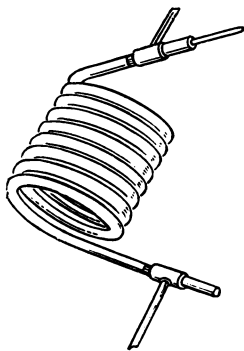


Рис. 6.56. Парогенератор SNAP-2

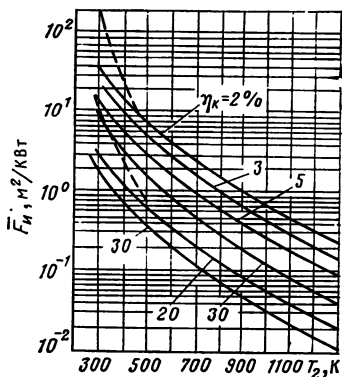


Рис. 6.57. Зависимость минимальной удельной площади холодильника-излучателя от его температуры ($\varepsilon=0,9$): — — — солнечное излучение перпендикулярно к поверхности излучателя; — — — солнечное излучение параллельно поверхности излучателя

Отношение коэффициента теплоотдачи при конденсации в условиях невесомости к коэффициенту теплоотдачи при конденсации в поле силы тяжести, рассчитанному по уравнениям § 6.4, выражается зависимостью

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_g} = \left(133,32 \frac{dp}{dx\rho_{ж}} \right)^{1/4},$$

где α_n и α_g — соответственно коэффициенты теплоотдачи при конденсации пара в условиях невесомости и в поле силы тяжести, Вт/(м²·К); $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; dp/dx — градиент давления, Па/м. При $dp/dx > 1$ значения α_n имеют такой же порядок, как и α_g .

Теплообменники, в которых теплоносители не изменяют своего агрегатного состояния, не чувствительны к влиянию гравитации. Коэффициенты теплоотдачи для таких теплообменников определяются по зависимостям для однофазных сред, приведенным в § 6.4.

Холодильники-излучатели являются неотъемлемой частью бортовой энергетической установки и космического корабля в целом, по габаритам и массе они занимают существенное место, причем с ростом мощности энергетической установки возрастает и доля холодильника-излучателя в ее массовом балансе. В схеме бортовой энергетической установки холодильник-излучатель предназначен для отвода из цикла отработанного тепла, единственным способом сброса которого в космическом пространстве является излучение. Этот процесс в первом приближении может быть описан формулой Стефана — Больцмана:

$$Q = F_n \varepsilon \sigma T_n^4, \quad (6.28)$$

где Q — поток теплоты, отводимой холодильником-излучателем, Вт; F_n — площадь поверхности холодильника-излучателя, м²; ε — степень черноты излучающей поверхности; σ — постоянная Стефана — Больцмана, равная $5,7 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К); T_n — температура излучающей поверхности, К.

Так как площадь излучающей поверхности согласно формуле (6.28) обратно пропорциональна четвертой степени температуры ее поверхности, то для уменьшения последней желательно использовать такие энергетические установки, которые обеспечивают необходимый КПД η и другие параметры при максимальной нижней температуре термодинамического цикла T_2 .

На рис. 6.57 приведена зависимость $\bar{F}_n = F_n/N$ от T_2 и КПД установки для степени черноты излучающей поверхности, равной $\varepsilon = 0,9$ (N — полезная мощность, производимая в цикле, Вт). Из графика следует, что \bar{F}_n уменьшается с ростом КПД и T_2 . Величина N/F_n имеет оптимум по отношению температур T_2/T_1 : при $(T_2/T_1)_{\text{опт}} = 3/4$ и $\eta_{\text{к. опт}} = 1 - T_2/T_1 = 0,25$

$$(N/F_n)_{\text{макс}} = 0,105 \varepsilon \sigma T_1^4, \quad \bar{F}_n = (F_n/N)_{\text{мин}} = 3/(\varepsilon \sigma T_2^4), \quad (6.29)$$

где T_1 — максимальная температура рабочего тела в цикле, К.

Из выражения (6.29) следует, что чем выше температура T_1 , тем меньше удельная площадь излучателя и меньше его масса. Однако допустимая максимальная температура в цикле T_1 ограничена физико-механическими свойствами применяемых конструкционных материалов. Поэтому оптимальное отношение температур выбирают, изменяя T_2 при $T_1 = T_{1\text{макс}} = \text{const}$. Для вычисления предельных данных холодильника-излучателя следует использовать зависимости вида $F_{\text{и}}/N = f(T_1)$ при $T_2 = T_{2\text{опт}}$. Задача выбора наиболее целесообразной температуры T_2 является основной при выборе параметров космической энергоустановки. Выбор оптимального по поверхности излучателя значения T_2 не всегда целесообразен, так как ряд других факторов, например мощности источника теплоты, общая масса установки, возможность использования только определенных температур в реакторе и пр., могут привести к необходимости выбора T_2 , отличной от $T_{2\text{опт}}$, и обычно меньшей, чем $T_{2\text{опт}}$.

При попадании солнечного излучения на поверхность холодильника выражение (6.28) записывают в виде

$$Q/F_{\text{и}} + \varepsilon q_c = \varepsilon \sigma T_2^4,$$

откуда

$$\bar{F}_{\text{и}} = \frac{F_{\text{и}}}{N} = \frac{1 - \eta_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}}} \frac{1}{\varepsilon (\sigma T_2^4 - q_c)}, \quad (6.30)$$

где q_c — плотность потока солнечного излучения, равная вблизи поверхности Земли $0,14 \text{ Вт/см}^2$.

Из формулы (6.30) следует, что для всех значений КПД и степени черноты ε параметр $\bar{F}_{\text{и}}$ стремится к бесконечности при $\sigma T_2^4 = q_c$. При температуре $T_2 = 500 \text{ К}$ вследствие влияния солнечного излучения необходимо удвоить площадь поверхности и лишь при температуре $T_2 > 650 \text{ К}$ влиянием q_c можно пренебречь.

При проектировании холодильников-излучателей необходимо исходить из следующих соображений:

- 1) температура излучающей поверхности должна быть максимально возможной, что обеспечит минимальные габариты и массу;
- 2) в стартовых условиях излучатель должен иметь минимальные габариты, удобные для установки в ракету-носитель;
- 3) излучатель должен удовлетворять требованиям герметичности и виброустойчивости;
- 4) в космическом пространстве он должен занимать положение, затененное защитой от ионизирующих излучений установки;
- 5) необходимо предусмотреть устройства, позволяющие отключать некоторую часть излучателя, в которой нарушилась герметичность вследствие метеоритных пробоев.

По характеру теплового потока излучатели делят на две группы: стационарные, у которых температура поверхности, а следовательно, и тепловой поток не изменяются во времени, и нестационарные.

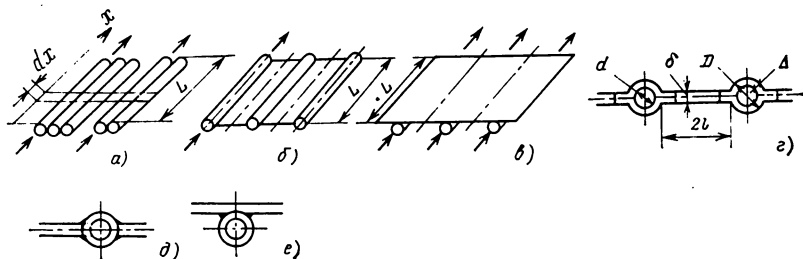


Рис. 6.58. Типы поверхностей холодильников-излучателей:

a — трубная; *б* — трубная с перемычками; *в* — трубная с приварной пластиной; *г* — приварка перемычки к ребру; *д* — приварка перемычки к трубе; *е* — приварка пластины к трубе

нарные, у которых температура и тепловой поток любой части излучателя испытывают циклические изменения.

Разработка нестационарных излучателей сопряжена с большими трудностями конструкционного и эксплуатационного характера, вследствие чего о их практическом использовании говорить пока рано. На рис. 6.58 приведены некоторые возможные типы стационарных трубных и трубчато-ребренных элементов излучателей, отличающихся как по виду ребра или перемычки, так и по их изготовлению. По компоновочной схеме все излучатели можно разделить на развертывающиеся и неразвертывающиеся. Размер первых в стартовом положении может быть существенно меньше, однако их применение приводит к увеличению массы защиты от излучения реактора.

На рис. 6.59 приведена схема жесткого конического неразвертывающегося излучателя, имеющего два коллектора 1, к которым подводится и отводится теплоноситель — жидкий металл, растекающийся по трубкам 2. Последние спаяны излучающей перемычкой 3 и для жесткости зафиксированы шпангоутом 4. С внутренней стороны излучателя для защиты размещенных в нем элемен-

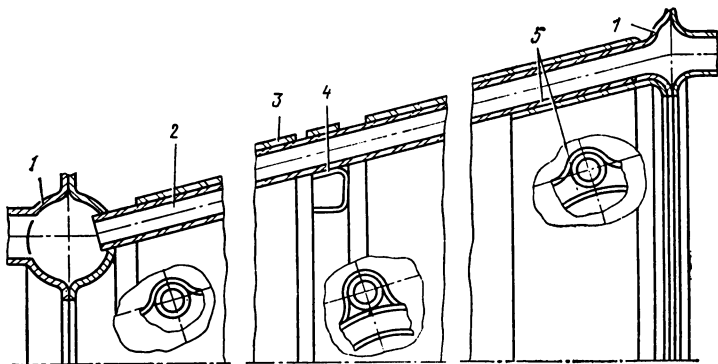


Рис. 6.59. Конический жесткий неразвертывающийся излучатель

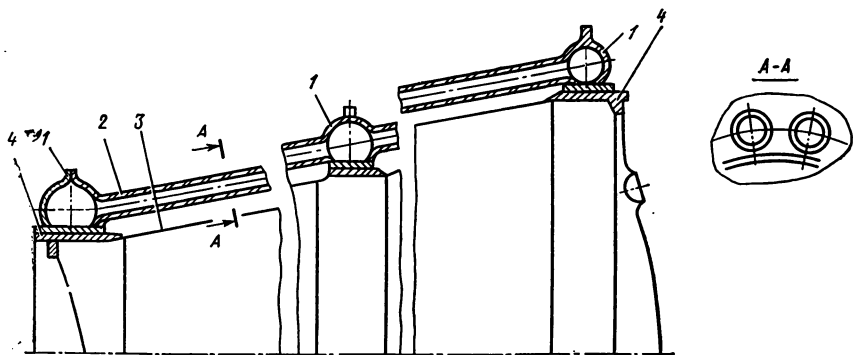


Рис. 6.60. Конический гибкий неразвертывающийся излучатель

тов установлен экран 5. Достоинства такого излучателя¹ — простота конструкции, возможность автоматической сварки узлов и элементов. Недостатки — сравнительно тяжелая конструкция, неэффективное использование поверхности излучения (теплообмен осуществляется с одной стороны). Большое пространство внутри излучателя практически не используется, иногда в нем устанавливают пусковые насосы и емкости тепловой компенсации контура. Такая конструкция применима для энергоустановки малой мощности.

На рис. 6.60 представлена схема гибкого конического излучателя, трубки 2 которого и коллекторы 1 сварены в один узел, не несущий при старте никаких нагрузок, кроме собственной силы тяжести. Силовым каркасом, связывающим излучатель с другими элементами установки, является замкнутая тонкостенная коническая оболочка 3, находящаяся для увеличения жесткости под давлением нейтрального газа. Оболочка имеет жесткие фланцы 4, ее боковая поверхность соединяется сваркой с одним из коллекторов. Достоинства такого излучателя — легкость конструкции и возможность снижения температурных деформаций по сравнению с предыдущей схемой. Недостатки — одностороннее использование поверхности излучения. По такой схеме выполнены излучатели установок SNAP-2 и SNAP-50.

Плоский развертывающийся излучатель (рис. 6.61) состоит из двух коллекторов 1, соединенных с трубками 2, на которые напаиваются излучающие поверхности 3. Каждая плоскость излучателя состоит из нескольких (на схеме четырех) секций, связанных шарниром 4. Узел шарнира 4 и его уплотнение 5 обеспечивают герметичность и фиксацию секций в развернутом состоянии. Обычно в узле шарнира компонуются отсечные клапаны, запирающие выход теплоносителя при пробое трубок излучателя. Достоинство такой конструкции — возможность создания эффективного излучателя практически любого размера. Плоская форма позволяет наилучшим образом использовать поверхность излучения. Недостатки —

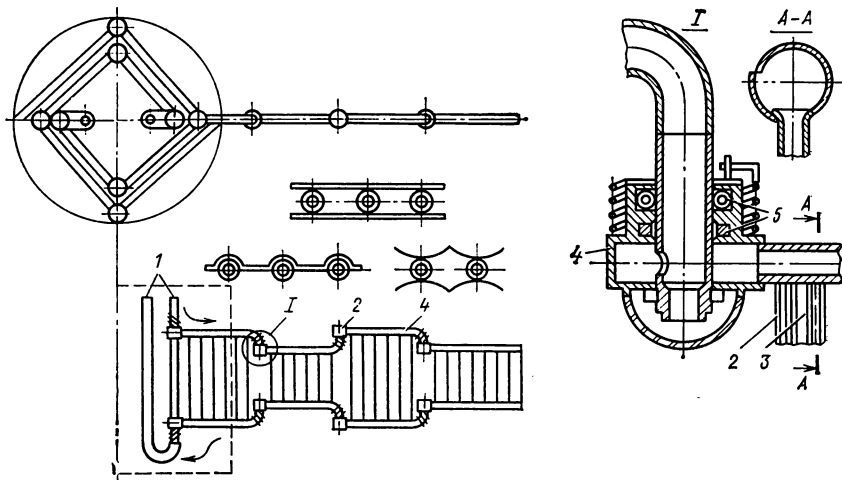


Рис. 6.61. Плоский развертывающийся излучатель

большая сложность по сравнению с предыдущими схемами, неизбежные потери теплоносителя в момент разворачивания.

Развертывающийся конический излучатель (рис. 6.62) состоит из торообразной рамы, совмещенной с коллекторами 1 и 2 панелей излучателя 3, шарнира разворачивания 4, гибких элементов 5. В стартовом состоянии (рис. 6.62, а) панели излучателя 3 повторяют контуры обтекателя ракеты-носителя. В рабочем состоянии (рис. 6.62, б) панели разворачиваются около шарнира «сухой» конструкции, не омываемого теплоносителем. Герметичное соединение панели и коллекторов 1 и 2 осуществляется гофрированным элементом 5. Трубки и перепонки панели 3 выполнены так же, как и в ранее рассмотренных конструкциях. Достоинства — сравнительная простота конструкции, использование для излучения всей по-

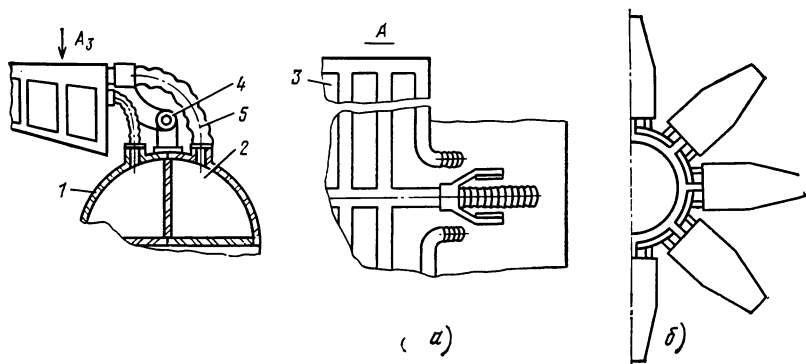


Рис. 6.62. Развертывающийся конический излучатель

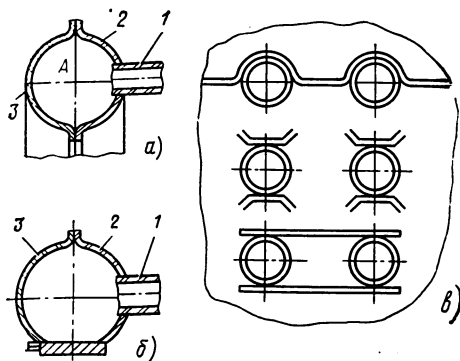


Рис. 6.63. Конструкция элементов излучателя:
а, б — коллекторы; в — излучающие поверхности

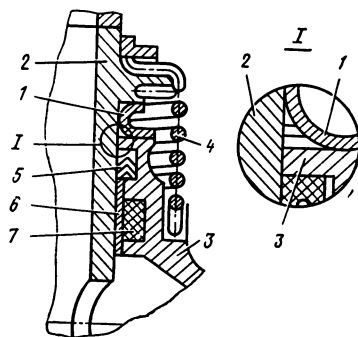


Рис. 6.64. Узел разворачивания

верхности, отсутствие потерь теплоносителя в процессе разворачивания. Недостатки — трудность защиты от излучения реактора, сравнительно большая масса. Рекомендуется применять в мощных установках.

На рис. 6.63, а, б показана типичная конструкция коллекторов излучателя, форма которых определяется способом их сборки и контроля. Надежно сварить и проверить сварной шов можно только при доступе к нему с двух сторон. Это особенно важно для шва крепления трубки 1. Поэтому вначале осуществляется приварка трубок 1 к половине коллектора 2, затем сварка коллекторов 2 и 3, которые для этой цели имеют отбортовки. На рис. 6.63, в показана форма излучающей поверхности, которая изготавливается путем приварки или пайки тонкой алюминиевой или стальной оболочки к трубкам из нержавеющей стали, ниобия или молибдена.

Элемент, обеспечивающий герметичность излучателя, — узел разворачивания, который изображен на рис. 6.64 в момент старта энергоустановки. Герметичность узла обеспечивается тонкой разрывной мембраной 1, приваренной к двум секциям 2 и 3. Эта мембрана не мешает развернуться излучателю после старта. Усилом пружины 4 осуществляется разворачивание секций в космосе, мембрана для облегчения разрыва надрезана. Герметизация зазоров в шарнире после разворачивания осуществляется манжетным уплотнением 5, которое не обеспечивает полной герметичности и рассчитано на работу в процессе разогрева установки и ее пуска в космосе. Герметичность узла шарнира в рабочем положении обеспечивается жидкометаллическим уплотнением 6, 7. Оболочка 6 после приварки к цапфе 3 секции чисто и точно обрабатывается. Заполняющий уплотнение металл 7 выбирается таким образом, чтобы его температура плавления не превышала температуру теплоносителя в стартовых условиях. При разогреве излучателя в космосе металл уплотнения плавится, увеличение его объе-

ма при плавлении и разогреве приводит к плотному прижатию и к последующему привариванию оболочки 6 к цапфе 2.

С учетом поглощения солнечного излучения теплота, отводимая от элемента dx холодильника-излучателя (см. рис. 6.58), может быть определена из решения следующих уравнений:

теплота, отдаваемая теплоносителем,

$$dQ = -Gc_p dT_{\text{ж}}; \quad (6.31)$$

теплота, воспринимаемая стенкой от теплоносителя,

$$dQ = \alpha (T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}) \pi d dx; \quad (6.32)$$

теплота, переданная через стенку толщиной Δ за счет теплопроводности, равной λ ,

$$dQ = \frac{\lambda}{\Delta} (T_{\text{ст}} - T_{\text{н}}) \pi (d + \Delta) dx; \quad (6.33)$$

теплота, излученная наружной поверхностью,

$$dQ = [\epsilon \sigma T_{\text{н}}^4 \cdot 2(D + 2l) \eta_{\text{ор}} - q_c v_c \sin \gamma (D + 2l)] dx, \quad (6.34)$$

где $\eta_{\text{ор}}$ — коэффициент обребрения, учитывающий взаимное облучение трубки и ребер; $T_{\text{ж}}$ — температура теплоносителя; $T_{\text{ст}}$ — температура стенки на стороне теплоносителя; α — коэффициент теплоотдачи; v_c — коэффициент поглощения; $T_{\text{н}}$ — температура излучающей поверхности.

При установившемся режиме теплопередачи и пренебрежимо малой теплоотдаче с торцов все эти количества теплоты равны. Приравнявая последовательно уравнения (6.34) и (6.33), (6.31) и (6.32), получаем выражение для температуры теплоносителя:

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{н}} + A(1 + B)T_{\text{н}}^4 - \bar{q}(1 + B), \quad (6.35)$$

где

$$A = \frac{\Delta}{\lambda} \frac{2(D + 2l) \eta_{\text{ор}} \epsilon \sigma}{\pi (d + \Delta)}; \quad B = \frac{\lambda}{\Delta} \frac{d + \Delta}{\alpha d};$$

$$\bar{q} = \frac{\Delta}{\lambda} \frac{q_c v_c \sin \gamma (D + 2l)}{\pi (d + \Delta)}.$$

Дифференцируя уравнение (6.35) и подставляя в выражения (6.31) и (6.34), получаем:

$$\frac{1 + 4CT_{\text{н}}^3}{E - T_{\text{н}}^4} dT_{\text{н}} = \mathcal{D} dF_{\text{н}}, \quad (6.36)$$

где

$$C = A(1 + B); \quad \mathcal{D} = \frac{\epsilon \sigma}{Gc_p} \eta_{\text{ор}}; \quad E = \frac{q'}{\mathcal{D}} = \frac{q_c v_c \sin \gamma}{2\epsilon \sigma \eta_{\text{ор}}}; \quad q' = \frac{q_c v_c \sin \gamma}{2Gc_p}.$$

Принтегрировав выражение (6.36) при граничных условиях:

$$T_{\text{н}} = T_{\text{н.вх}} = T_{\text{н1}}, \text{ при } x = 0;$$

$$T_{\text{н}} = T_{\text{н.вых}} = T_{\text{н2}}, \text{ при } x = L; \quad (6.37)$$

получим

$$F_{\text{н}} = \frac{1}{\mathcal{D}} \left[\frac{1}{4E^{3/4}} \ln \frac{E^{1/4} + T_{\text{н2}}}{E^{1/4} - T_{\text{н1}}} \frac{E^{1/4} - T_{\text{н1}}}{E^{1/4} + T_{\text{н1}}} + \frac{1}{2E^{3/4}} \left(\operatorname{arctg} \frac{T_{\text{н2}}}{E^{1/4}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{\text{н1}}}{E^{1/4}} \right) + 4C \ln \frac{T_{\text{н1}}}{T_{\text{н2}}} + C \ln \left(\frac{1 - E/T_{\text{н1}}^4}{1 - E/T_{\text{н2}}^4} \right) \right]. \quad (6.38)$$

В случае малого влияния солнечного излучения при малых $E/T_{\text{н}}^4$ выражение (6.38) преобразуется к виду

$$F_{\text{н}} = \frac{1}{\mathcal{D}} \left\{ \frac{1}{3T_{\text{н1}}^3} \left(\frac{T_{\text{н1}}^3}{T_{\text{н2}}^3} - 1 \right) + 4C \ln \frac{T_{\text{н1}}}{T_{\text{н2}}} + \frac{E}{T_{\text{н1}}} \left[\frac{1}{3T_{\text{н1}}^3} \left(\frac{T_{\text{н1}}^7}{T_{\text{н2}}^7} - 1 \right) + C \left(\frac{T_{\text{н1}}^4}{T_{\text{н2}}^4} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (6.39)$$

Если солнечным излучением можно пренебречь, т. е. $E = 0$, так как $q_{\text{с}} = 0$, то формулу (6.39) можно упростить:

$$F_{\text{н}} = G_{\text{ср}} \left\{ 8 \frac{D + 2l}{d} \left[\frac{\Delta}{\lambda(1 + \Delta/d)} + \frac{1}{\alpha} \right] \ln \frac{T_{\text{н1}}}{T_{\text{н2}}} + \frac{1}{3T_{\text{н1}}^3 \varepsilon \sigma \eta_{\text{ор}}} \left(\frac{T_{\text{н1}}^3}{T_{\text{н1}}^3} - 1 \right) \right\}. \quad (6.40)$$

Если в качестве теплоносителя используется жидкость, например жидкий металл, лимитирующим процессом при передаче тепла в космос является излучение и первый член в формуле (6.40) оказывается существенно меньше второго. Тогда

$$F_{\text{н}} = \frac{G_{\text{ср}}}{\varepsilon \sigma \eta_{\text{ор}}} \frac{1}{3T_{\text{н}}^3} \left[\left(\frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{н2}}} \right)^3 - 1 \right].$$

В этом случае процесс теплопроводности в стенке также не играет существенной роли и температура излучающей поверхности может быть принята равной температуре теплоносителя:

$$T_{\text{н1}} = T_{\text{вх}}; \quad T_{\text{н2}} = T_{\text{вых}}.$$

Эффективность оребрения. Эффективностью ребра называется отношение фактически излучаемого им количества тепла к количеству тепла, излучаемого ребром с постоянной температурой, равной температуре основания:

$$\eta_{\text{ор}} = \frac{1}{T_0^4 b} \int_0^b T^4(x) dx.$$

где $b = 2l$; T_0 — температура у основания ребра, К; x — расстояние от основания ребра, м; T_x — температура в рассматриваемой точке ребра, К.

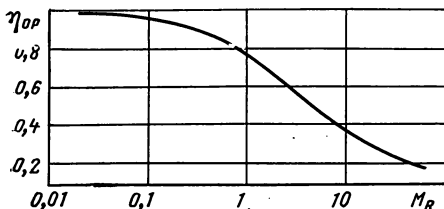


Рис. 6.65. Зависимость эффективности ребра от параметра излучателя (радиатора)

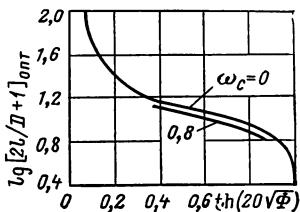


Рис. 6.66. Зависимость относительной оптимальной ширины перемычки от параметра Φ для различных значений ω_c при $T_{тр} = \text{const}$ и $\varepsilon_p = \varepsilon_{тр} = 1,0$

Величина $\eta_{оп}$ в зависимости от безразмерного параметра

$$M_R = b^2 \varepsilon \sigma T_0^3 / (\lambda_p \Delta_p)$$

приведена на рис. 6.65 (здесь Δ_p — толщина ребра). При двухстороннем излучении значение M_R удваивается.

Оптимальные размеры ребра, определяемые отношением $(l/D)_{опт}$, находятся на основе экспериментальных данных как функция величины

$$\Phi = \frac{4\rho_p D^3}{5M_{тр}} \frac{2\sigma T_{тр}^3 D}{\lambda_p},$$

где λ_p и ρ_p — теплопроводность и плотность материала ребра; $T_{тр}$ — средняя температура трубки, К; $M_{тр}$ — масса единицы длины трубки с теплоносителем. По известной величине Φ определяют параметр $X = th(20\sqrt{\Phi})$ и по графику (рис. 6.66) находят зависимость относительной оптимальной ширины перемычки $lg(2l/(D+1))_{опт}$ от параметра Φ для различных значений $\omega_c = q_c / 2\sigma T_{тр}^4$ при $T = \text{const}$ и $\varepsilon_p = \varepsilon_{тр} = 1$. Здесь ε_p и $\varepsilon_{тр}$ — коэффициенты поглощения поверхности ребра и трубы соответственно.

Выбор конструкционных материалов для теплообменного оборудования космических энергоустановок. Поскольку в космических энергоустановках в качестве теплоносителей используются жидкие металлы с высокими температурами, повышаются требования к конструкционным материалам, в частности к коррозионной и эрозийной стойкости последних. Устойчивость конструкционных материалов в натрии и калии и их сплавах мало различается. Калий способствует увеличению скорости переноса массы в контурах из стали и сплавов, содержащих никель. Для длительной работы при температуре 875 К рекомендуется использовать нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса. Эти стали хорошо свариваются и обладают удовлетворительными технологическими свойствами. При температуре более 1000 К применяются жаропрочные и жаростойкие стали ХН77Т10Р; ХН60В; ХН60Ю. При температуре

1100 К и выше перспективны тугоплавкие металлы тантал, молибден, ниобий, вольфрам, ванадий и их сплавы. При температуре 1100—1300 К могут быть использованы металлокерамические материалы на основе карбидов вольфрама, тантала и титана.

Литий более агрессивен к конструкционным материалам, чем натрий и калий. Для работы в среде лития не рекомендуется применять стали и сплавы с большим содержанием никеля. Нержавеющие стали с содержанием 15—18 % Cr и 10—15 % Ni, а также сплавы на основе кобальта и никеля можно применять при температурах не более 800—900 К. При температурах до 1000—1100 К предпочтительнее ферритные и хромистые нержавеющие стали 0X13; 1X13; 2X13; 1X12M2БФ; X25T. Удовлетворительной стойкостью при 1100 К обладает сталь 1X12MB4Б. Для работы в среде лития могут применяться тугоплавкие сплавы: 99 % Nb+1 % Zr; 99 % Mo+0,5 % Ti; 74 % W+26 % Re; 90 % V+8 % Ti+2 % Hf. Перспективным конструкционным материалом является бериллий, обладающий невысокой плотностью, но весьма токсичный при технологической обработке.

Материалы холодильников-излучателей должны удовлетворять также еще ряду требований: иметь достаточно высокий коэффициент черноты поверхности излучения или покрытия, обладающего хорошим сцеплением с основным материалом; сочетать высокую теплопроводность с малой плотностью и большой прочностью; быть жаровакуум-стойкими.

Близкие к единице значения коэффициента черноты можно получить, применяя покрытия в виде черной окиси меди. Предварительная пескоструйная обработка поверхности нержавеющей стали повышает коэффициент излучения с 0,8 до 0,9—0,93. Менее эффективны покрытия из окиси циркония, но их применение перспективно, так как они имеют высокую отражательную способность в видимой части спектра и высокую излучательную способность в инфракрасной области. Это позволяет использовать такие покрытия для низкотемпературных излучателей, когда борьба с поглощением солнечной энергии является серьезной задачей.

В идеальном случае коэффициенты линейного расширения материала ребра и трубки должны быть близкими, материал достаточно прочным при рабочей температуре и пластичным, чтобы противостоять ударам и вибрациям, кроме того, он должен хорошо обрабатываться и свариваться. Если материал ребер обладает этими свойствами, то он тем лучше, чем выше его теплопроводность и ниже плотность. Отношение этих величин является критерием при сравнении материалов для ребер излучателей.

В реальной конструкции SNAP-2 излучатель имеет трубки из нержавеющей стали с эксцентрическим внутренним отверстием. Ребра изготовлены из алюминия толщиной 0,71 мм, обладающего хорошими излучательной способностью и массовыми характеристиками. Стальные трубки обеспечивают безопасность по отношению к метеоритным пробоям, которая повышается благодаря утолщению со стороны ребер.

Жаровакуум-стойкость определяет принципиальную работоспособность того или иного материала в вакууме и зависит от давления насыщения паров. Для расчета уносимой с поверхности излучателя массы можно рекомендовать зависимость

$$G_y = 7,8ap_s \sqrt{M/T},$$

где G_y — поверхностная плотность потока массы, г/(см²·с); p_s — давление насыщения, Па; M — молекулярная масса материала, г/моль; T — температура, К; a — коэффициент аккомодации, который принимается равным единице.

Тепловые трубы и их использование в бортовых энергетических установках. Тепловые трубы обладают рядом важных свойств: способностью передавать высокие тепловые потоки при малых перепадах температур, высокой компактностью, возможностью создания изотермичности по длине трубы и возможностью трансформации теплового потока. При соответствующих теплоносителях тепловая труба может работать до температуры 2300 К. Высокотемпературные тепловые трубы предполагается использовать в энергетике для отвода тепловой энергии из ядерных реакторов и радионуклидных источников энергии, а также в качестве холодильников-излучателей для отвода из цикла отработанного тепла.

Тепловая труба по конструкции и принципу действия аналогична термосифону, в ней передача тепла связана с использованием скрытой теплоты парообразования при испарении жидкости на горячем участке трубы и ее конденсации на холодном. Тепловая труба (рис. 6.67) состоит из участка испарения 1 и участка конденсации 5. В случае необходимости труба может иметь еще одну зону — адиабатический участок, разделяющий испаритель и конденсатор. В корпусе 4 трубы имеются фитиль 3 и паровой канал 2. Фитиль 3 укреплен на внутренней стенке тепловой трубы, имеет капиллярную структуру и предназначен для возврата конденсата под действием сил поверхностного натяжения. Существуют три типа фитилей (рис. 6.68): 1) профиль с пористой структурой и взаимосвязанными порами (рис. 6.68, а), такие фитили часто называют Поэтому длины испарителя l_n и l_k можно заменить (рис. 6.68, б); 3) фитиль с закрытыми каналами, у которого сечение для прохода жидкости отделено от паровой фазы мелкочаеистой капиллярной структурой (рис. 6.68, в—е), фитили этого типа называют составными.

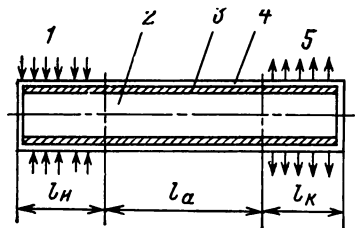


Рис. 6.67. Схема тепловой трубы

В тепловых трубах на расположение испарителя не накладываются никаких ограничений, они могут работать при любой ориентации, в условиях невесомости и даже при некоторых перегрузках, направленных против потока конденсата.

При расчете тепловых труб необходимо определить сопротивление жидкостью,

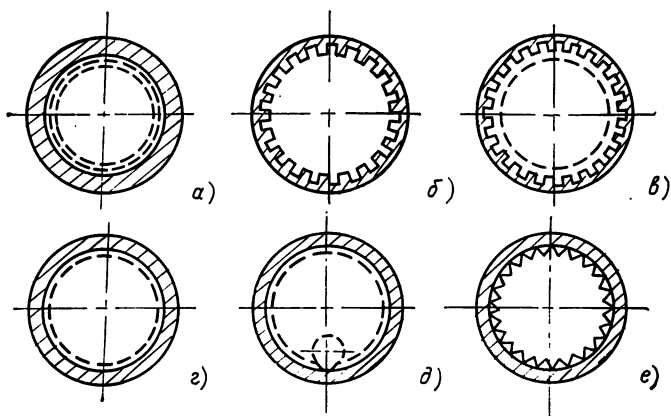


Рис. 6.68. Характерные поперечные сечения фитилей:

a — сетки; *б* — открытые каналы; *в* — каналы, покрытые сеткой; *г* — волнистая сетка; *д* — артерия; *е* — кольцевой канал с сеткой

движущейся под действием сил поверхностного натяжения, и определяющее расход теплоносителя и передаваемую мощность. Для обеспечения работы тепловой трубы необходимо, чтобы капиллярный напор $\Delta p_{\text{к. макс}}$ превышал полное падение давления в трубе, складывающееся из: перепада давления в жидкой фазе $\Delta p_{\text{ж}}$, перепада давления в паровой фазе $\Delta p_{\text{п}}$ и гравитационной составляющей Δp_g , которая может быть положительной или отрицательной, а также равной нулю. Должно выполняться соотношение

$$\Delta p_{\text{к. макс}} \geq \Delta p_{\text{ж}} + \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_g. \quad (6.41)$$

Капиллярный напор $\Delta p_{\text{к}}$ возникает в результате действия сил поверхностного натяжения:

$$\Delta p_{\text{к}} = 2\sigma_{\text{ж}} \cos \theta / R, \quad (6.42)$$

где θ — краевой угол смачивания; R — эффективный радиус поры фитиля; $\sigma_{\text{ж}}$ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Режим течения в жидкой фазе почти всегда ламинарный, а массовый расход будет переменным как в зоне испарения, так и в зоне конденсации. Поэтому следует использовать не геометрическую, а некоторую эффективную длину этих участков. Если изменение массы на единицу длины постоянно, то полный массовый расход для этих участков будет линейно нарастать или убывать. Поэтому длины испарителя $l_{\text{и}}$ и $l_{\text{к}}$ можно заменить на $l_{\text{и}}/2$ и $l_{\text{к}}/2$. Полная эффективная длина канала для прохода жидкости

$$l_{\text{эф}} = l_{\text{а}} + (l_{\text{и}} + l_{\text{к}})/2, \quad (6.43)$$

где $l_{\text{а}}$ — длина адиабатического участка тепловой трубы. В гомогенных фитилях потери давления в жидкой фазе $\Delta p_{\text{ж}}$ рекомендуются определять по формуле Дарси:

$$\Delta p_{\text{ж}} = \mu_{\text{ж}} l_{\text{эф}} G / \rho_{\text{ж}} K F_{\text{ф}}, \quad (6.44)$$

где $\mu_{\text{ж}}$, G , $\rho_{\text{ж}}$ — соответственно коэффициент вязкости, массовый расход и плотность жидкости; K , $F_{\text{ф}}$ — проницаемость и площадь поперечного сечения фитиля.

Для фитиля, образованного продольными канавками, перепад давления в жидкой фазе

$$\Delta p_{\text{ж}} = 8\mu_{\text{ж}}Gl/\pi R n \rho_{\text{ж}}, \quad (6.45)$$

где R и n — соответственно эффективный радиус и число канавок. Эффективный радиус

$$R = 2 \frac{\text{Площадь проходного сечения канавки}}{\text{Длина смоченного периметра}}.$$

Аналогичные зависимости имеются и для составных фитилей.

Перепад давления в паровой фазе

$$\Delta p_{\text{п}} = \rho_{\text{п}} \omega^2 + \frac{8\mu_{\text{п}}G}{\pi R_{\text{п}}} + \left(l_{\text{а}} + \frac{l_{\text{и}} + l_{\text{к}}}{2} \right), \quad (6.46)$$

где $R_{\text{п}}$ — радиус парового пространства; ω — осевая скорость пара. Формула (6.46) справедлива для ламинарного течения при отсутствии восстановления инерционной составляющей. При полном восстановлении справедливо выражение

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{8\mu_{\text{п}}G}{\pi R_{\text{п}}} \left(l_{\text{а}} + \frac{l_{\text{и}} + l_{\text{к}}}{2} \right). \quad (6.47)$$

С помощью выражений (6.46) и (6.47) можно рассчитывать перепад давления в паровой фазе в тепловых трубах простой конструкции. Их широко используют на практике.

Разность давлений, обусловленная гидростатическим напором,

$$\Delta p_{\text{г}} = \rho_{\text{ж}} g l \sin \varphi, \quad (6.48)$$

где l — длина тепловой трубы; φ — угол между ее осью и нормалью к ускорению силы тяжести. Выражение для максимального расхода $G_{\text{макс}}$ можно получить, если принять следующие допущения: свойства жидкости не меняются вдоль трубы, фитиль однороден, перепадом давления в паровой фазе можно пренебречь. Тогда

$$G_{\text{макс}} = \frac{\rho_{\text{ж}} \sigma_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}} \frac{KF_{\text{ф}}}{l} \left(\frac{R}{R_{\text{ж}}} - \frac{\rho_{\text{ж}} g l}{\sigma_{\text{ж}}} \sin \varphi \right) \quad (6.49)$$

и соответствующий тепловой поток

$$Q_{\text{макс}} = G_{\text{макс}} r = \frac{\rho_{\text{ж}} \sigma_{\text{ж}} r}{\mu_{\text{ж}}} \frac{KF_{\text{ф}}}{l} \left(\frac{R}{R_{\text{ж}}} - \frac{\rho_{\text{ж}} g l}{\sigma_{\text{ж}}} \sin \varphi \right). \quad (6.50)$$

По формулам (6.41) — (6.50) рассчитывают тепловые трубы. Рабочие жидкости для тепловых труб должны удовлетворять ряду требований: иметь высокую теплоту испарения, чтобы обеспечить максимальный теплоперенос при минимальном расходе жидкости; обладать высоким коэффициентом теплопроводности для снижения перепада температур в радиальном направлении, иметь низкую

вязкость для снижения сопротивления трения при движении жидкости и пара, обладать значительным поверхностным натяжением, чтобы обеспечить хорошее смачивание фитиля и максимально возможную производительность капиллярного насоса; обладать минимально возможной коррозионной активностью по отношению к материалам фитиля и оболочки тепловой трубы. Приемлемыми свойствами обладают H_2O , Hg, Na, Li, K, Cs и др.

В качестве материала оболочки тепловых труб, предполагаемого для использования в космических ЯЭУ, рассматриваются тугоплавкие металлы вольфрам, молибден, тантал, ниобий, которые имеют минимальную растворимость в жидких металлах, являющихся наилучшими рабочими телами в этих условиях. Осевые плотности тепловых потоков, передаваемых тепловыми трубами с литием в качестве рабочего тела, достигали значений 15 кВт/см^2 . Радиальные плотности тепловых потоков в испарительной и конденсационной зонах определяются критическими значениями плотностей тепловых потоков и перепадами температур между горячим или холодным источниками и жидкостью, допустимыми по термическим напряжениям. Для труб типа Рв—Мо, Li—Мо по имеющимся оценкам допустимые плотности радиальных потоков составляют $200\text{—}500 \text{ Вт/см}^2$.

Глава 7

МАШИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В состав ЯЭУ входят два типа машин: машины-орудия (насосы) и машины-двигатели (турбины).

Насосами в широком смысле называют машины для сообщения энергии рабочей среде. В зависимости от рода рабочего тела различают насосы для капельных жидкостей (насосы в узком смысле) и насосы для газов (*газодувки* и *компрессоры*). В газодувках происходит незначительное изменение статического давления, и изменением плотности среды можно пренебречь. В компрессорах при значительных изменениях статического давления проявляется сжимаемость среды.

Работа насоса характеризуется следующими величинами: *объемной подачей* Q , $\text{м}^3/\text{с}$; *удельной работой* (напором) h , Дж/кг (метр столба жидкости); частотой вращения (для насосов, имеющих вращающийся ротор) n , с^{-1} или об/мин; состоянием среды на входе (температура и давление); плотностью среды ρ , кг/м^3 ; мощностью $N = \rho h Q / \eta$, Вт; КПД η .

Удельной работой (напором) насоса называется полное количество энергии, сообщаемой 1 кг рабочей среды. (Смысл остальных параметров вполне очевиден, а более подробно они будут рассмотрены в следующих параграфах.)

Для подобных насосов широко используется понятие *удельного коэффициента быстроходности*

$$n_s = 219nQ^{1/2}/h^{3/4}. \quad (7.1)$$

Здесь $[n]=c^{-1}$; $[Q]=m^3/c$; $[h]=m$ столба перекачиваемой жидкости.

Удельным коэффициентом быстроходности называют частоту вращения насоса, об/мин, подобного данному, который, работая на чистой воде ($\rho=1000 \text{ кг/м}^3$), создает напор в 1 м вод. ст. при мощности 1 л. с. (0,7355 кВт).

По конструктивно-энергетическим признакам насосы подразделяют на *лопаточные, объемные, струйные, электромагнитные или магнетогидродинамические* (МГД). В качестве основных насосов ЯЭУ (циркуляционных, питательных, конденсатных), как правило, используются лопаточные машины. Для электропроводящих жидкостей, главным образом во вспомогательных системах, а в ряде случаев и в качестве основных, например в космических ЯЭУ, могут использоваться МГД-насосы. Струйные насосы используются для откачивания неконденсирующихся газов из конденсаторов, деаэраторов и уплотнений, а также могут быть применены в качестве циркуляционных насосов, например в кипящих реакторах.

Объемные машины в ЯЭУ используются главным образом во вспомогательных системах. К объемным насосам относятся поршневые, плунжерные, ротационные, шестеренчатые и некоторые другие насосы.

Поршневые и плунжерные насосы (рис. 7.1, а) имеют цилиндр 4 и поршень 3, совершающий возвратно-поступательное движение. Цилиндр снабжен клапанами всасывания 1 и нагнетания 2. При прямом ходе поршня и открытом клапане 2 происходит процесс нагнетания рабочей среды в сеть, при обратном ходе и открытом всасывающем клапане — заполнение объема цилиндра. Главные особенности поршневых насосов — периодичность подачи (рис. 7.1, а) и возвратно-поступательное движение поршня и в связи с этим довольно сложный привод.

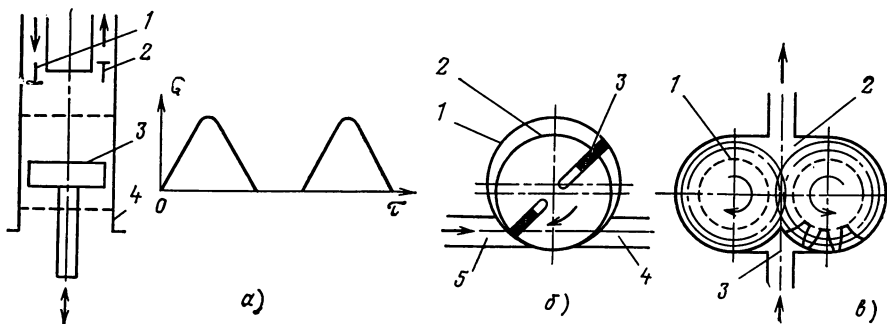


Рис. 7.1. Схемы объемных насосов:

а — поршневой насос и график его подачи; б — ротационный пластинчатый насос; в — шестеренчатый насос

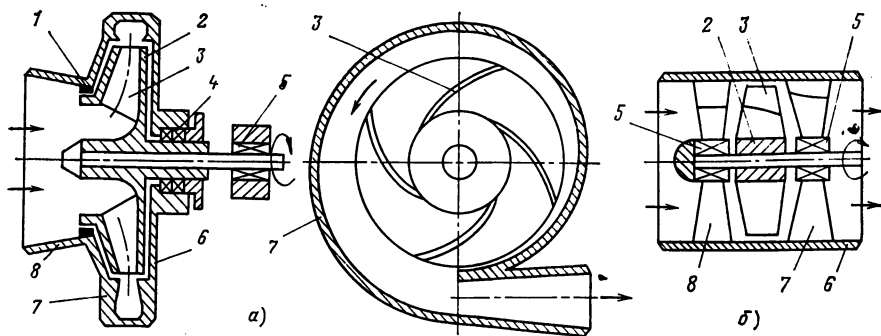


Рис. 7.2. Схемы центробежного (а) и осевого (б) насосов

Ротационные насосы (рис. 7.1, б) имеют цилиндрический ротор 2, эксцентрически расположенный в корпусе 1. В радиальных щелях расположены подвижные пластины 3, которые под действием центробежных сил прижимаются к внутренней поверхности цилиндра. Рабочая среда поступает через патрубок всасывания 5 и переталкивается лопастями в патрубок нагнетания 4.

В шестеренчатых насосах (рис. 7.1, в) полость всасывания 3 и полость нагнетания 2 разобщены находящимися в зацеплении зубчатыми колесами 1. Зубчатые колеса размещены в корпусе насоса с малыми осевыми и радиальными зазорами. Жидкость попадает в межзубчатое пространство и переталкивается из полости всасывания в полость нагнетания.

Для малых значений n_s ($n_s < 20 \div 40$ об/мин), как правило, используются объемные машины, которые характеризуются малыми подачами и относительно большими напорами. При $n_s > 20 \div 40$ об/мин применяют лопаточные машины. Они имеют вращающийся ротор, несущий рабочие каналы, образованные той или иной формы лопатками. На рис. 7.2 показаны конструктивные схемы радиального (центробежного) и осевого насосов. *Ступень лопаточного насоса центробежная* (рис. 7.2, а) или осевая (рис. 7.2, б) включает в себя вращающееся на валу рабочее колесо 2, несущее рабочие лопатки 3, и неподвижные проточные элементы корпуса — подводящие 8 (подводы) и отводящие 7 (отводы). Подводы и отводы объединяются собственно корпусом 6, ограничивающим пространственно рассматриваемую ступень и объединяющим все элементы. Ротор — вал с насаженными на него деталями — вращаются в подшипниках 5. Между вращающимися и неподвижными элементами могут быть установлены уплотнения 4 для снижения утечек из ступени и уплотнения 1 для уменьшения циркуляции внутри ступени. Ряд ступеней, включенных последовательно и объединенных в единое устройство, образует многоступенчатую машину.

Центробежные насосы обеспечивают $n_s = 20 \div 350$ об/мин и характеризуются относительно малыми расходами и большими на-

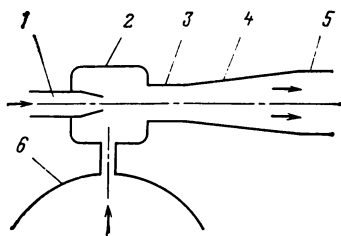


Рис. 7.3. Схема струйного насоса

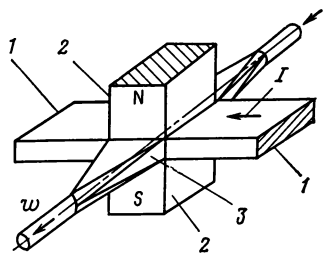


Рис. 7.4. Схема МГД-насоса

порами. Быстроходность осевых насосов $n_s > 500$ об/мин, они имеют относительно большие расходы и малые напоры. Лопаточные машины являются основными машинами-орудиями в ЯЭУ.

В струйном насосе-эжекторе (рис. 7.3) поток рабочей жидкости разгоняется в сопле 1 и поступает в камеру смешения 2, в которой устанавливается пониженное давление. Камера 2 соединена с сосудом 6, в котором поддерживается более высокое давление. За счет разницы давлений перемещаемая среда поступает в камеру смешения 2 и смешивается с рабочей жидкостью. Далее смесь поступает в камеру смешения 3 и расширяющееся сопло 4, в котором повышается статическое давление, и далее в патрубок нагнетания 5. В качестве рабочей жидкости обычно используют воду, пар или газ высокого давления. Преимущества струйных насосов: простота конструкции, отсутствие вращающихся частей, высокая надежность; недостатки: низкий КПД, повышенный шум при использовании пара в качестве рабочей жидкости.

В простейшем МГД-насосе (рис. 7.4) рабочий канал 3 размещен в зазоре между полюсами магнита 2. К каналу по шинам 1 подводится электрический ток (в других конструкциях ток в рабочем канале индуцируется за счет расположенных в непосредственной близости от него катушек-обмоток переменного тока). За счет взаимодействия электрического и магнитного полей возникает движение электропроводящей жидкости — движение проводника с током в магнитном поле. Преимущества МГД-насосов: простота конструкции и полной герметизации, отсутствие вращающихся частей, высокая надежность; недостатки: относительно малый КПД (5—40 %), громоздкость, для работы многих типов МГД-насосов требуются специальные источники тока большой силы (порядка 10^5 А).

Другая большая группа машин ЯЭУ — турбины. В зависимости от рода рабочего тела различают турбины паровые и газовые. Газовые турбины работают на средах, свойства которых близки к свойствам идеальных газов. В газовых турбинах весь процесс расширения происходит за пределами граничной кривой, во всем реализуемом диапазоне состояний рабочего тела отсутствует жидкая фаза. В качестве основного рабочего тела для газотурбинных установок ЯЭУ рассматривают гелий.

В *паровых турбинах* в реализуемом диапазоне изменения параметров процесс расширения может идти как без образования жидкой фазы, так и с конденсацией части пара. В зависимости от состояния пара перед турбиной различают турбины, работающие перегретым или насыщенным паром. В последних весь процесс расширения происходит в области влажного пара. Наибольшие различия в условиях работы, а следовательно, и в конструкции определяются именно начальными параметрами. В качестве рабочего тела в паровых турбинах стационарных и транспортных ЯЭУ в настоящее время используется водяной пар. Возможно использование паров щелочных металлов как в стационарных, так и в космических энергоустановках. Пар может быть чистым (в многоконтурных установках) или радиоактивным (в одноконтурных). Турбины насыщенного пара являются специфическим, присущим исключительно ЯЭУ оборудованием. Паровые турбины, работающие водяным паром, в которых процесс расширения пара заканчивается в области давлений, меньших атмосферного, называются конденсационными, а турбины, в которых процесс расширения заканчивается в области избыточных давлений, называют турбинами противодавления. На АЭС и судах используют конденсационные турбины.

Паровые и газовые турбины — лопаточные машины. В ЯЭУ используются преимущественно осевые турбины. Для характеристики турбины используют ее мощность N (Вт), частоту вращения n (с^{-1} или об/мин), начальные параметры рабочей среды — температуру T_0 (К или $^{\circ}\text{C}$) и давление p_0 (МПа), давление на выходе из турбины p_k , а также относительный и абсолютный КПД η_o и η .

Под *относительным КПД* понимают отношение полученной удельной работы к располагаемой при изотропном расширении, а под *абсолютным* — отношение полученной удельной работы к количеству теплоты, сообщенной единице расхода рабочего тела в источнике тепловой энергии (реакторе, парогенераторе и т. п.).

Ступень осевой турбины (равно как и радиальной, рис. 7.5, а) имеет вращающееся на валу рабочее колесо 6, несущее рабочие лопатки 5, и неподвижные элементы проточной части — сопла 3, образуемые сопловыми лопатками. Сопла размещены в неподвижном корпусе 2 (в многоступенчатых турбинах стенки 9 между соседними ступенями называются диафрагмами, см. рис. 7.5, б). Пространство между рабочими лопатками называется рабочими каналами. Рабочие каналы по высоте ограничены на меньшем диаметре поверхностью диска рабочего колеса 6, а по периферийной поверхности — бандажом 4 или открыты в сторону цилиндрической поверхности корпуса. Ротор (вал с закрепленными на нем деталями) вращается в подшипниках 1. Между подвижными и неподвижными элементами ступени устанавливаются уплотнения 7.

Ряд последовательно включенных ступеней, объединенных общим ротором и общим корпусом, составляет многоступенчатую турбину (рис. 7.5, б). Все главные турбины стационарных и судовых ЯЭУ — многоступенчатые. Рабочее тело к первой ступени тур-

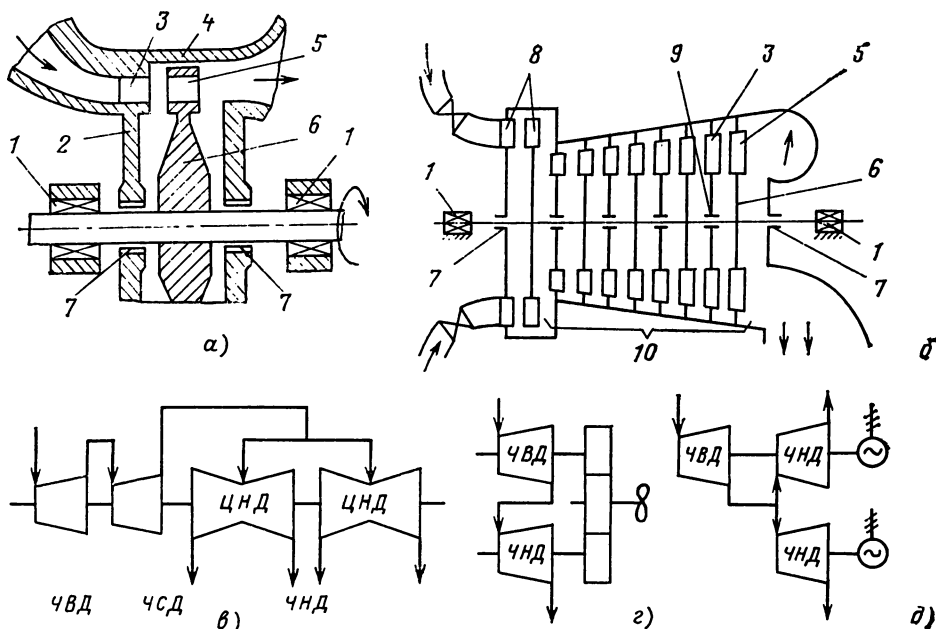


Рис. 7.5. Схемы осевых турбин:

а — одноступенчатая турбина; б — многоступенчатая; в — одновальная; г — двухвальная с общим ТЗА; д — двухвальная с двумя генераторами

бины может подаваться или через единый регулирующий орган — дроссель (в этом случае говорят о дроссельном распределении или регулировании турбины), или весь поток рабочего тела делится на несколько параллельных потоков с собственным регулирующим органом, каждый из потоков подводится к определенной группе сопел (в этом случае говорят о сопловом регулировании турбины). Первую ступень 8 при сопловом регулировании называют регулирующей ступенью, а остальные — нерегулируемыми 10.

Наряду с сопловым и дроссельным регулированием можно использовать байпасное или обводное регулирование, когда часть рабочего тела подается к одной из промежуточных ступеней, минуя предыдущие ступени. Для приводов агрегатов, например циркуляционных насосов, можно использовать одноступенчатые турбины. Насосы с приводом от турбины обычно называют турбонасосами. Если насос и турбина конструктивно объединены в один агрегат — общий ротор и общий корпус, то такая конструкция называется турбонасосный агрегат (ТНА). Главная область применения ТНА — космические энергоустановки.

Крупные паровые и газовые турбины конструктивно обычно разделяются на части высокого (ЧВД), среднего (ЧСД) и низкого (ЧНД) давлений, которые могут иметь различные число параллельных потоков и выхлопов (рис. 7.5, в). Часть турбины, объеди-

ненная общим корпусом, называется цилиндром. Например, на рис. 7.5, в ЧНД включает в себя два ЦНД. ЧВД, ЧСД и ЧНД по рабочей среде включены последовательно, роторы расположены по одной оси, имеют общую фиксацию в осевом направлении, соединены муфтами в единый валопровод, который служит для привода одного электрогенератора или одного турбозубчатого агрегата (ТЗА) судовой установки. ЧВД, ЧСД и ЧНД имеют общие вспомогательные системы. В ряде случаев можно использовать и двухвальные конструкции турбин, например, когда ЦВД и ЦНД судовых турбин имеют параллельно расположенные роторы, работающие на один ТЗА (рис. 7.5, з), или когда две параллельные ЧНД, работающие на два разных генератора, имеют общую ЧВД, объединенную с одной из ЧНД общим валопроводом (рис. 7.5, д). Двухвальная турбина всегда имеет какой-либо общий элемент, если не считать общих вспомогательных систем.

7.2. СТУПЕНЬ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

Общие закономерности. Основу лопаточной машины составляет ступень. Схемы насосной и турбинной ступеней лопаточных машин приведены на рис. 7.2 и 7.5. Рабочее тело в каналах лопаточной машины совершает сложное движение:

$$c = u + w,$$

где c — абсолютная скорость рабочего тела — скорость относительно неподвижной системы координат; u — переносная скорость — скорость вращения ротора; w — относительная скорость.

Примем систему координат u, r, z (направления вращения, радиуса и ось вращения соответственно). Проекции скорости на направление радиуса, окружной скорости и оси вращения обозначим соответствующими индексами r, u, z (например, c_r). Состояние рабочего тела на входе в неподвижный элемент ступени обозначим индексом 0, на выходе из неподвижного элемента и входе в рабочее колесо индексом 1, на выходе из рабочего колеса индексом 2. Угол между абсолютной скоростью и переносной (или дополнительный к нему) обозначим α , а угол между относительной скоростью и переносной (или дополнительный угол к нему) β .

В основе расчета ступеней лопаточных машин лежат следующие уравнения: 1) неразрывности; 2) сохранение моментов импульса; 3) сохранение импульса; 4) состояния; 5) сохранения энергии; 6) уравнение процесса.

Для струи тока рабочего тела сечением df в установившемся течении уравнение неразрывности имеет вид:

$$\rho c df = dG = \text{const},$$

где dG — элементарный массовый расход, кг/с; ρ — плотность рабочего тела, кг/м³. В одномерном приближении усреднением по сечению канала получаем уравнение расхода

$$\rho c_{cp} f = G = \text{const} \text{ или } c_{cp} f / v = G = \text{const}, \quad (7.2)$$

где $v = 1/\rho$ — удельный объем, м³/кг.

Из закона сохранения момента импульса для установившегося движения для колеса с бесконечно большим числом бесконечно тонких лопаток получается *основное уравнение турбомашин* — уравнение Эйлера:

$$l = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1, \quad (7.3)$$

где l — удельная энергия, подводимая (или отводимая) к единице (от единицы) массы рабочего тела, Дж/кг.

Когда энергия подводится ($l > 0$), рассматривается насосная ступень. В этом случае величину $l = l_H = h_{T\infty}$ называют теоретическим напором ступени:

$$h_{T\infty} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1. \quad (7.4)$$

В турбинной ступени энергия отбирается от рабочего тела и $l < 0$. Однако в литературе традиционно используют положительную величину

$$l_{дв} = -l = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2. \quad (7.5)$$

Если при определении проекции c_2 на u_2 использовать дополнительный угол, то выражение (7.5) преобразуется к виду

$$l_{дв} = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2. \quad (7.6)$$

В дальнейшем основное уравнение турбомашин для турбинных ступеней будем использовать, как правило, в форме (7.6).

Напор насосов часто выражают в метрах столба перекачиваемой жидкости:

$$h_{T\infty} = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)/g. \quad (7.7)$$

Используя треугольники скоростей на входе и выходе, имея в виду, что $w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u$, выражения (7.4) и (7.5) можно преобразовать к виду

$$h_{T\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}; \quad (7.8)$$

$$l_{дв} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (7.9)$$

Первые члены в выражениях (7.8) и (7.9) представляют собой изменение кинетической энергии в неподвижной системе координат.

Для насоса выделяют *динамический напор*

$$h_{T\infty}^A = (c_2^2 - c_1^2)/2 \quad (7.10)$$

и *статический напор*

$$h_{T\infty}^{ст} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (7.11)$$

Для осевых машин $u_2 = u_1$. Следовательно, при одинаковой, например максимальной, окружной скорости напор (статический) и удельная работа турбины для радиальной машины будут больше, чем у осевой.

Для насоса целесообразно иметь $u_2 > u_1$, а для двигателя $u_1 > u_2$. В связи с этим в насосах используется движение от центра к периферии — центробежные ступени, а в двигателях — турбинах преимущественно от периферии к центру — центростремительные ступени.

Отношение статического напора (удельной работы) к полному называется *кинематической степенью реакции* (или степенью реактивности)

$$\rho_k = h_{T\infty}^{CT} / h_{T\infty}. \quad (7.12)$$

Степень реакции ρ_k — важная характеристика насосной ступени.

Из закона сохранения импульса для случая установившегося движения получено выражение для *усилий, действующих на колесо* в пределах рабочих каналов:

$$P = G(c_1 - c_2) + p_1 f_1 - p_2 f_2, \quad (7.13)$$

где f_1 и f_2 — площади входа в проточную часть рабочего колеса и выхода из нее; p_1 и p_2 — давления рабочего тела перед и за рабочим колесом соответственно. В проекциях на основные направления выражение (7.13) принимает вид:

для двигателя

$$\begin{aligned} P_u &= G(c_{1u} - c_{2u}); \\ P_z &= G(c_{1z} - c_{2z}) + p_1 f_{1ur} - p_2 f_{2ur}; \\ P_r &= G(c_{1r} - c_{2r}); \end{aligned}$$

для насоса

$$\begin{aligned} P_u &= G(c_{2u} - c_{1u}); \\ P_z &= G(c_{2z} - c_{1z}) + p_2 f_{zur} - p_1 f_{1ur}; \\ P_r &= G(c_{2r} - c_{1r}). \end{aligned}$$

Уравнение состояния для массы газа 1 кг имеет вид;

$$pv = \frac{1}{\mu} RT,$$

где μ — молярная масса газа, кг/кмоль, и может быть использовано для большинства газов до давления 5—10 МПа. Для точных расчетов и в более широком интервале давлений, а для водяного пара и других паров во всем интервале изменения параметров следует пользоваться таблицами и диаграммами состояния.

Уравнение сохранения энергии определяет количество работы, подводимой (отводимой) к 1 кг рабочего тела при его расширении (сжатии):

$$dl = di + d \frac{c^2}{2} - dq, \quad (7.14)$$

где i — удельная энтальпия. Удельная работа l и теплота q считаются положительными, когда подводятся к рабочему телу. Для большинства турбомашин, кроме компрессоров с внутренним отводом теплоты и специальных случаев принудительного охлаждения лопаток газовых турбин, теплообменом с внешней средой можно пренебречь, т. е. $q=0$ и $dq=0$.

Тогда для турбинной ступени работа, полученная на рабочем колесе,

$$l_{\text{дв}} = i_1 - i_2 + (c_1^2 - c_2^2)/2. \quad (7.15)$$

Приравняв (7.9) и (7.15), получим

$$i_1 - u_2^2/2 + w_1^2/2 = i_2 - u_1^2/2 + w_2^2/2. \quad (7.16)$$

Для осевой ступени ($u_1 = u_2$)

$$i_1 + w_1^2/2 = i_2 + w_2^2/2;$$

или

$$i + w^2/2 = \text{const}. \quad (7.17)$$

В неподвижных каналах-соплах рабочее тело технической работы не совершает, т. е. $l_{\text{дв}}=0$, тогда из (7.14) получаем

$$i_0 + c_0^2/2 = i_1 + c_1^2/2; \quad (7.18)$$

или

$$i + c^2/2 = \text{const}. \quad (7.19)$$

Таким образом, уравнения сохранения энергии для осевой ступени для среды в соплах при абсолютном движении (7.19) и для среды в рабочих каналах при относительном движении (7.17) по форме полностью совпадают.

В общем случае процесс расширения в ступени происходит по политропе

$$pv^n = \text{const}.$$

Частный случай уравнения процесса — изэнтропический процесс

$$pv^k = \text{const}.$$

Показатель изэнтропии k зависит только от вида рабочего тела: для воздуха $k=1,41$; для CO_2 $k=1,21$; для H_2 $k=1,38$; для перегретого водяного пара $k=1,3$; для сухого насыщенного пара $k=1,135$; для гелия $k=1,67$.

Выразив в (7.14) удельную энтальпию через внутреннюю энергию ($di=dU+d(pv)$) и подставив вместо dq его значение $dq=dU+pdv$ (первый закон термодинамики) для неподвижных каналов — сопл ($dl=0$), получим

$$dc^2/2 = -vdp. \quad (7.20)$$

Таким образом, знаки градиентов скорости и давления в термодинамическом процессе противоположны. Для увеличения скорости потока необходимо снижение давления — расширение рабочего тела.

Для случая изэнтропического процесса

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (7.21)$$

Если ввести понятие полностью заторможенного потока в соответствии с выражением

$$\bar{i}_0 = i_0 + c_0^2/2, \quad (7.22)$$

то выражения (7.21) преобразуются к виду

$$\frac{c_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} [\bar{p}_0 \bar{v}_0 - p_1 v_1] = \frac{k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 [1 - \varepsilon^{(k-1)/k}], \quad (7.23)$$

где $\varepsilon = p_1/p_0$ — степень расширения.

Параметры торможения находят по i — S -диаграмме (рис. 7.6). Если скорость в процессе расширения достигает значения скорости звука $c_1 = a = a^*$, такую скорость называют критической, а все параметры при этом состоянии — критическими и обозначают c^* , v^* , p^* , T^* . Имея в виду, что $a = k p v$, из (7.23) получим:

$$c^* = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 v_0}; \quad (7.24)$$

$$\varepsilon^* = \frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}. \quad (7.25)$$

Критическая степень расширения зависит только от рода рабочего тела.

Используя уравнение неразрывности, можно получить значение теоретического критического расхода через заданную площадь сечения

$$G_t^* = F \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}}. \quad (7.26)$$

Значения ε^* и G_t^* для некоторых рабочих тел приведены в табл. 7.1.

При $\varepsilon > \varepsilon^*$ расширение происходит в дозвуковой области, при $\varepsilon < \varepsilon^*$ — в сверхзвуковой. В соответствии с уравнением неразрывности в дозвуковой области в процессе расширения сечение сопла должно уменьшаться, а в сверхзвуковой — увеличиваться. Критический расход — максимально возможный через заданное сечение.

Действительный критический расход отличается от найденного по формуле (7.26):

$$G^* = \mu G_t^*, \quad (7.27)$$

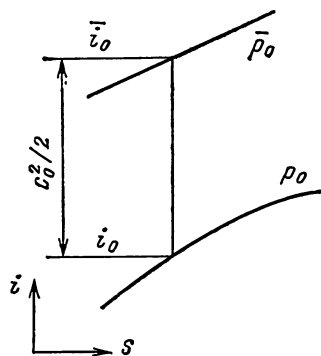


Рис. 7.6. К определению параметров торможения (i — S -диаграмма)

Таблица 7.1. Критическая степень расширения и удельный критический расход

Рабочее тело	k	ε^*	G_t^*/F
Воздух	1,4	0,5283	$0,685 \sqrt{\bar{\rho}_0/\bar{v}_0}$
Водяной пар: перегретый	1,3	0,5457	$0,667 \sqrt{\bar{\rho}_0/\bar{v}_0}$
сухой насыщенный	1,135	0,5774	$0,635 \sqrt{\bar{\rho}_0/\bar{v}_0}$

где μ — коэффициент расхода. Для большинства рабочих тел, кроме влажного водяного пара, $\mu = 0,97 \div 0,95$. Для влажного пара $\mu = 1,02 \div 1,05$. Для перегретого и влажного пара действительный критический расход определяется единым выражением

$$G^* = 0,648 \sqrt{\bar{\rho}_0/\bar{v}_0}. \quad (7.28)$$

Степень насоса. Для полной характеристики насоса к параметрам, перечисленным в § 7.1, необходимо добавить его геометрические размеры или один характерный размер, например диаметр колеса на выходе D .

Для *подобных насосов* справедливы следующие соотношения:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3; \frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5. \quad (7.29)$$

Строго говоря, выражения (7.29) справедливы с точностью до отношения КПД объемных (η_{106}/η_{206}), гидравлических ($\eta_{1г}/\eta_{2г}$) и полных (η_1/η_2), так как с изменением размеров, например, КПД может измениться. Однако для технических оценок обычно бывает достаточно точности выражений (7.29).

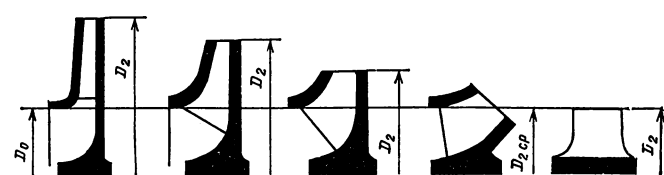
Согласно уравнениям подобия (7.29) основные характеристики подобных насосов связаны через удельный коэффициент быстроходности n_s (7.1). В зависимости от n_s все лопаточные насосы разделяются на *центробежные* (*тихоходные*, *нормальной быстроходности*, *быстроходные*), *диагональные* и *осевые*. Каждый из этих типов насосов характеризуется определенной формой проточной части и определенным соотношением основных размеров (табл. 7.2).

Центробежные ступени соответствуют относительно большим напорам и малым подачам, а осевые — большим подачам и малым напорам.

Колесо центробежного насоса. Как было указано выше, основное уравнение турбомашин (7.4) получено в предположении бесконечно большого числа бесконечно тонких лопаток. Теоретический напор реальной ступени h_T будет отличаться от $h_{T\infty}$:

$$h_T = (1 - p_z) h_{T\infty}. \quad (7.30)$$

Т а б л и ц а 7.2. Форма проточной части лопаточных насосов

Параметр	Центробежные			Диагональные	Осевые
	Тихоходные	Нормальной быстроходности	Быстроходные		
n_s	20—90	80—150	140—300	300—600	500—1200
Профиль проточной части					
$\frac{D_2}{D_0}$	2,5	2	1,8—1,4	1,2—1,1	1,0

Здесь

$$p_z = 2 \frac{\psi}{Z} \frac{r_2^2}{1 - (r_1/r_2)^2}; \quad \psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

где Z — число лопаток. Кроме того, с наличием лопаток в проточной части колеса связано понятие о коэффициенте стеснения

$$K = \frac{2\pi r b}{2\pi r b - Zbs} = \frac{1}{1 - s/t} = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{t} \frac{1}{\sin \beta}},$$

где t — шаг; δ — толщина лопатки; s — часть периметра, занятого одной лопаткой. Смысл обозначений ясен из рис. 7.7, на кото-

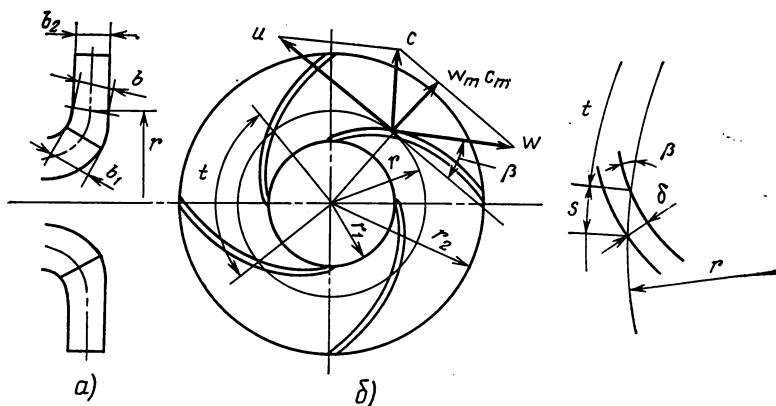


Рис. 7.7. Колесо центробежного насоса

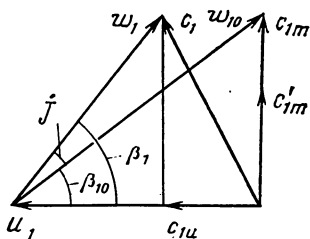


Рис. 7.8. Скорости на входе в колесо центробежного насоса

ром показаны схема центробежного колеса в перпендикулярном к оси вращения (б) и меридиональном (а) сечениях и план скоростей в промежуточном сечении радиусом r .

До поступления в рабочие каналы колеса направление и модуль скорости определяются подводными устройствами. Наибольшее значение h_{∞} будет, когда $c_{1u}=0$, т. е. когда отсутствует предварительная закрутка потока на входе:

$$h_{\infty} = u_2 c_{2u}. \quad (7.31)$$

Для определения расходной составляющей на выходе из подводящего канала для всех типов насосов широко используется формула С. С. Руднева

$$c_0 = \alpha_0 (Qn^2)^{1/3},$$

где $\alpha_0 = 0,920 \div 1,225$; $[Q] = \text{м}^3/\text{с}$, $[n] = \text{с}^{-1}$.

По поступлении потока в межлопаточные каналы он постепенно перестраивается. Так же перестройка потока происходит при выходе потока из рабочего колеса в отводящие каналы. Условно для упрощения расчета скорости до входа в каналы рабочего колеса и после входа в него относят к одной и той же поверхности, ометаемой входными кромками лопаток (радиус r_1 или $r_{1\text{ср}}$). Тогда скорость на этой поверхности претерпевает разрыв — внезапный переход от одного состояния к другому. На рис. 7.8 показаны скорости до входа (обозначены штрихами) и после входа в межлопаточный канал при $c'_{1u}=0$. Здесь $c_{1m} = K_1 c'_{1m}$ — расходная составляющая в условиях стеснения потока, $K_1 = 1,1 \div 1,5$; β_{10} — угол безударного входа:

$$\beta_{10} = \arctg(c_{1m}/u_1).$$

Обычно принимают

$$c'_{1m} = (1 \div 0,5) c_0.$$

Меньшее значение коэффициента относится к тихоходным насосам. Если обозначить β_1 угол на входе средней линии лопатки — угол относительной скорости при бесконечно тонких лопатках, то величина $j = \beta_1 - \beta_{10}$ называется *углом атаки*. Обычно $j = 3 \div 8^\circ$ (для тихоходных колес $5-18^\circ$). Для получения высокого КПД желательно иметь $\beta_1 = 20 \div 25^\circ$. Ширина колеса b определяется без учета стеснения. На входе

$$b_1 = Q/(2\pi r_1 c'_{1m}).$$

Скорости до выхода и после выхода из колеса также условно совмещают на радиусе r_2 . Причем при расчете, когда еще нет точ-

ного значения r_2 , его в первом приближении определяют из (7.31), задаваясь величинами

$$x_2 = c_{2u}/u_2 = 0,5 \div 0,3 \text{ и } K_2 = 1,05 \div 1,1.$$

По смыслу в уравнение напора (7.4) входят параметры до входа в рабочее колесо и после выхода из него. Обычно считают, что на небольших расстояниях после выхода проекция скорости на направление вращения остается неизменной, т. е. $c'_{2u} = c_{2u}$. Проекция c_{2u} , а следовательно, и напор h_{∞} при постоянной подаче Q зависят от угла β_2 .

Воспользовавшись планом скоростей, формулу (7.31) легко преобразовать к виду

$$h_{\infty} = u_2^2 - u_2 c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (7.32)$$

Так как $h_{\infty}^{\text{сг}} = h_{\infty} - h_{\infty}^{\text{л}}$, при $c_{2m} = c_{1m}$ получим

$$h_{\infty}^{\text{сг}} = \frac{u_2^2}{2} - \frac{c_{2m}}{2} \operatorname{ctg}^2 \beta_2.$$

При $\beta_2 \rightarrow 0$ $h_{\infty} \rightarrow -\infty$ и $h_{\infty}^{\text{сг}} \rightarrow -\infty$;

при $\beta_2 \rightarrow 2\pi$ $h_{\infty} \rightarrow \infty$ и $h_{\infty}^{\text{сг}} \rightarrow -\infty$.

При $\beta_2 = \pi/2$ $h_{\infty}^{\text{сг}} = h_{\infty}$ и $\rho_k = 0,5$.

В зависимости от угла β_2 различают *лопатки радиальные* ($\beta_2 = \pi/2$); *отогнутые вперед* ($\beta_2 > \pi/2$) и *отогнутые назад* ($\beta_2 < \pi/2$). Для насосов используются преимущественно колеса с лопатками, отогнутыми назад.

Угол β_2 определяется из сопоставления планов скоростей на входе и выходе:

$$\sin \beta_2 = \frac{w_1}{w_{2\infty}} \frac{K_1}{K_2} \frac{c'_{2m}}{c'_{1m}} \sin \beta_1,$$

где $c'_{2m} = (1 \div 0,5) c'_{1m}$, меньшее значение — для тихоходных колес;

$$w_1/w_{2\infty} \approx 5,68 \cdot 10^{-5} n_s^2 - 18,25 \cdot 10^{-3} n_s + 2,65.$$

Для лопаток, отогнутых назад, возможный интервал $\beta_2 = 14 \div 70^\circ$.

По найденным значениям β_2 и h_{∞} по формуле (7.32) находят r_2 , но для этого предварительно определяют число лопаток

$$Z = K \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

где $K = 6,5 \div 3,5$. Полагая толщины лопаток на входе и выходе δ_1 и δ_2 примерно равными 2—5 мм, проверяют значения K_1 и K_2 . При необходимости (при отличии больше 5 %) вносят поправку и расчет повторяют.

Ширина колеса на выходе

$$b_2 = Q / (2\pi r_2 c'_{2m}).$$

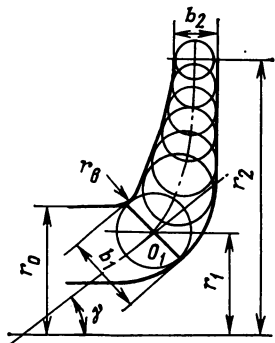


Рис. 7.9. Построение меридионального сечения центробежного колеса

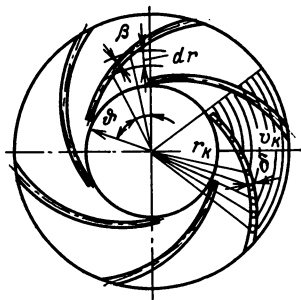


Рис. 7.10. Построение цилиндрической лопатки центробежного колеса

По найденным величинам можно построить меридиональное сечение колеса. Для этого (рис. 7.9) задаются радиусом скругления входа $r_b \leq 0,5 b_1$, сопрягают с ним окружность диаметром b_1 с центром O_1 на радиусе r_1 . Из точки O_1 проводят среднюю линию меридионального сечения, руководствуясь значением n_s (см. табл. 7.2) и формой проточной части, хорошо зарекомендовавшими себя в эксплуатации насосов. Угол γ изменяется в пределах от 90° у тихоходных насосов до $\sim 55^\circ$ у диагональных. Затем, задавшись монотонным изменением $c'_m = f(r)$, находят промежуточные значения b и строят огибающие, ограничивающие проточную часть. Далее, при необходимости форма проточной части может быть скорректирована, например по условиям технологии.

Уравнение средней (скелетной) линии лопатки в поперечном сечении имеет вид:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dr}{r d\vartheta}.$$

Полагая $\vartheta = 0$ при $r = r_1$, получаем

$$\vartheta = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}. \quad (7.33)$$

Из плана скоростей

$$w = \frac{c_m}{\sin \beta} = K \frac{c'_m}{\sin \beta} = \frac{c'_m}{\sin \beta - \delta/t}.$$

Отсюда

$$\sin \beta = c'_m/w + \delta/t. \quad (7.34)$$

Уравнение (7.33) с учетом (7.34) целесообразно решать численно:

$$\vartheta = \sum_{i=1}^k \frac{B_i(r) + B_{i+1}(r)}{2} \Delta r, \quad (7.35)$$

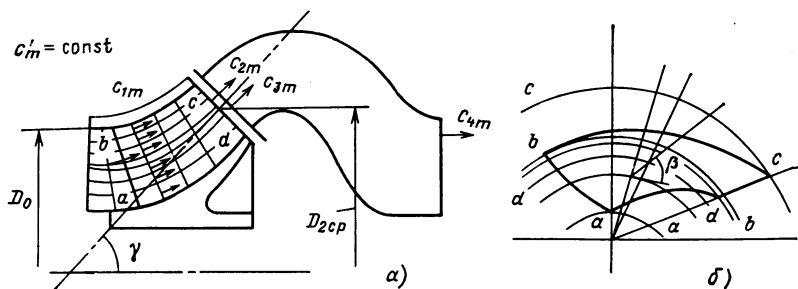


Рис. 7.11. Проточная часть диагонального насоса (а) и проекция лопатки диагонального колеса на плоскость, перпендикулярную оси вращения (б)

где $B_i(r) = 1/(r_i \operatorname{tg} \beta_i)$.

Для нахождения β задаются плавным изменением ω и δ . Построив скелетную линию по формуле (7.35) (рис. 7.10), на соответствующих радиусах проводят окружности диаметром δ_i и огибающие, получая сечения лопатки. Рассмотренный способ построения профиля лопатки относится к случаю так называемых цилиндрических лопаток, которые используются для тихоходных колес и колес нормальной быстроходности.

Колесо диагонального насоса. При проектировании диагонального колеса задаются плавно меняющейся формой проточной части в меридиональном сечении (рис. 7.11) так, чтобы длины ограничивающих линий ad и cb незначительно отличались друг от друга, причем для нахождения D_0 скорость c_0 , как и для центробежных колес, определяется по формуле (7.32). Значение D_{2cp} можно оценить по формуле

$$D_{2cp} = (0,9 \div 1,25Q/h^{1/2})^{1/2}.$$

Для оценки основных размеров целесообразно использовать график на рис. 7.12.

Меридиональное сечение строят из условия равноскоростного или равнопотенциального потока. Сечение колеса (см. рис. 7.11, а) делят на n потоков с поверхностями токов, имеющих форму поверхности вращения. С определенным шагом проводят нормальные сечения к линиям тока и полагают, что они являются, например, сечениями равных скоростей (случай равноскоростного потока). Целесообразно, что-

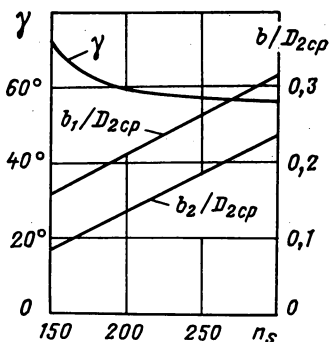


Рис. 7.12. Зависимость ширины и угла наклона средней линии проточной части колеса насоса от n_s

бы площади колец в исходном сечении ab были одинаковые — одинаковые расходы, т. е.

$$2\pi rbc'_m = \text{const} \quad \text{или} \quad rbc'_m = \text{const}. \quad (7.36)$$

Далее задаются плавным изменением c'_m вдоль линии тока и корректируют форму сечения, исходя из (7.36). При этом целесообразно иметь

$$c'_{1m}/c'_{2m} = 1,889 - 0,00158n_s.$$

Число лопаток принимается равным 6—4. Для каждого элементарного потока лопатки профилируют аналогично лопатке центробежного колеса. Углы β_1 и β_2 будут изменяться по ширине входных и выходных кромок. Целесообразно одну из кромок (входную или выходную) расположить в плоскости меридионального сечения (см. рис. 7.11, б).

Колесо осевого насоса. Важная характеристика осевых колес — *втулочное отношение* $v = r_{\text{вт}}/r_0$ ($r_{\text{вт}}$ — радиус втулки). Для большинства осевых насосов $v = 0,4 \div 0,6$ и может быть найдено как функция коэффициента напора $K_{\text{нап}} = h/n^2 D^2_2$:

$$v = 1,17 K_{\text{нап}}^{0,43}.$$

Оптимальное значение коэффициента напора является функцией n_s :

$$K_{\text{нап}} = 1680 n_s^{-1,45}.$$

По заданному n_s и найденному по (7.31) c_{0z} можно найти наружный диаметр $d_n = d_0$ и диаметр втулки. Высота лопатки

$$l = (d_n - d_{\text{вт}})/2.$$

Поскольку переносная скорость u изменяется по высоте лопатки, то для получения постоянного напора в соответствии с основным уравнением $h_T = u_2 c_{2u}/g$ должен изменяться лопаточный угол β_2 , уменьшаясь от корневого сечения к периферии (рис. 7.13).

Так же уменьшается угол безударного входа β_{10} , а при сохранении постоянным угла атаки $j = 2 \div 7^\circ$ будет уменьшаться и угол β_1 . Таким образом, лопатка осевого насоса будет иметь переменные по высоте углы β_1 и β_2 , поэтому расчет колеса ведут по нескольким радиусам (минимум трем). Величина u_2 определена на каждом радиусе, поэтому β_2 находят непосредственно из основного уравнения в форме (7.32) (в этом случае $c_{2m} = c_z$). Число лопаток для насосов на капельных жидкостях принимается от 6 до 3 (уменьшается с увеличением n_s).

Одна из важных характеристик осевого насоса — *густота решетки* $\bar{L} = L/t$, где L — длина хорды профиля; t — шаг. Густота решетки по наружному радиусу может быть найдена по формуле

$$\bar{L} = 6K_{\text{нап}},$$

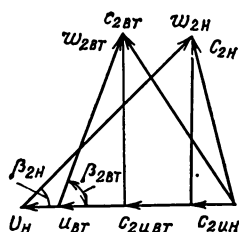


Рис. 7.13. Планы скоростей на выходе и входе осевого колеса

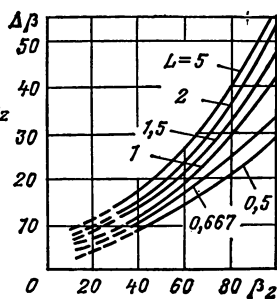
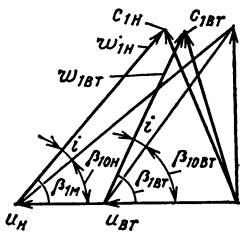


Рис. 7.14. Минимальная густота решетки для осевого колеса ($\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$)

но должна быть не меньше, чем вычисленная по формуле (рис. 7.14)

$$\frac{1}{L} = \frac{1,03}{\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2} - \frac{2}{3}.$$

Простейшая форма скелетной линии профиля — дуга окружности радиусом

$$r = L/l \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}.$$

Угол установки хорды

$$\beta_c = \beta_1 + \frac{\Delta\beta}{2} = \beta_2 - \frac{\Delta\beta}{2},$$

где $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$. Осевая проекция профиля $L_z = L \sin \beta_c$. Хорда профиля на втулке обычно выбирается равной 1—1,5 значения хорды на наружном диаметре. Максимальная толщина профиля принимается не более $0,1 L$ и смещается от входа на $0,4$ — $0,5$ длины скелетной линии.

Шнековые насосы. Особая разновидность осевых насосов — *шнековые насосы*, которые можно использовать в качестве самостоятельных машин или, что гораздо чаще, в качестве преднасоса центробежных машин для повышения антикавитационных свойств агрегата в целом. Рабочим колесом является шнек — осевая лопаточная решетка, состоящая из небольшого числа прямых лопаток. Лопатки образуют двух-, трех- или (реже) четырехзаходный винт соответственно числу лопаток с постоянным или переменным шагом. Развертка цилиндрического сечения шнека постоянного шага представляет собой решетку прямых пластин (рис. 7.15).

Принимается втулочное отношение $v = 0,2 \div 0,5$; $j = 3 \div 10^\circ$. Шнек с лопатками постоянного шага t_z производит полезную работу (т. е. отклонение потока) только при положительных углах

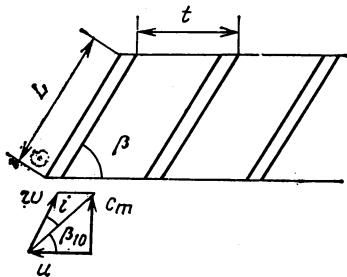


Рис. 7.15. Развертка цилиндрического сечения шнекового насоса

атаки, при этом $\beta_2 = \beta_1 = \beta_{\text{л}}$; $K_1 = K_2 = 1,03 \div 1,5$. Густота решетки шнека выбирается в пределах $\bar{L} = 1,8 \div 2,2$.

Считают, что конечное число лопаток практически не влияет на теоретический напор. Хотя напор по радиусу шнека переменная величина, расчет колеса проводится по диаметру D_p , соответствующему среднему расчетному напору.

Для самостоятельного шнекового насоса

$$D_p = (3d_n^2 + d_{\text{вт}}^2)^{0,5}/2.$$

Для предвключенного шнекового насоса

$$D_p = (d_n + d_{\text{вт}})/2.$$

Проточная часть корпуса насоса. Проточную часть корпуса насоса образуют каналы, подводящие к рабочему колесу и отводящие от него рабочую жидкость.

Задача подводящего канала — обеспечить нужные значения и направление скорости при входе в рабочее колесо и, главное, обеспечить возможно большую симметричность. Хотя потери в самих подводящих каналах незначительны, нарушение равномерности поля скоростей оказывает существенное влияние на долю потерь в рабочем колесе и последующих элементах проточной части. Обычно подвод представляет собой осевой или боковой конфузор, в котором скорость повышается на 15—20 %.

Каналы для отвода потока должны обеспечить осесимметричность потока на выходе из колеса и при необходимости преобразовать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в энергию давления. *Отводы* центробежных насосов состоят из спиральных каналов с постепенно нарастающим сечением и диффузоров.

Спиральные каналы выполняются в виде улиточных или лопаточных отводов (рис. 7.16). Отличие между ними главным образом конструктивное и технологическое. *Спиральный отвод* может быть выполнен более совершенной обтекаемой формы, однако поверхность их менее доступна обработке и чистота ее должна обеспечиваться, например, непосредственно при литье. Лопаточные отводы имеют прямоугольное сечение и применяются, как правило, в многоступенчатых насосах и в тех случаях, когда требуется повышенная чистота поверхности.

Для обеспечения симметрии на выходе из рабочего колеса поток в спиральном отводе должен подчиняться уравнению

$$c_{u'} r = c'_{2u} r = \frac{h}{\omega} \frac{1}{2\pi} \Gamma_c. \quad (7.37)$$

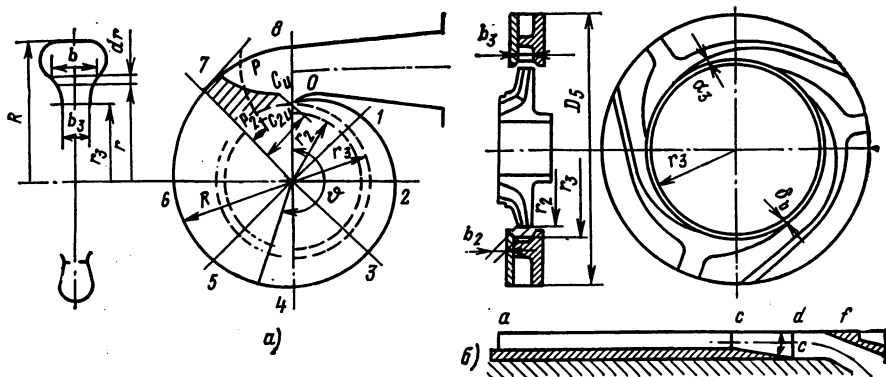


Рис. 7.16. Схемы спирального (а) и лопаточного (б) отводов

Величина Γ_c называется *постоянной спирального отвода*.

Расход через сечение отвода, смещенное на угол ϑ от начала отвода, пропорционален этому углу:

$$Q_\vartheta = Q\vartheta/2\pi.$$

С учетом (7.37) расход через заданное сечение произвольной формы отвода

$$Q_\vartheta = \frac{1}{2\pi} \Gamma_c \int_{r_3}^R \frac{b}{r} dr, \quad (7.38)$$

где R — наибольший радиус сечения отвода; r_3 — радиус цилиндрической поверхности входа в отвод.

Обычно

$$b_3 = b_2 + 0,05D_2; \quad r_3 = (1,03 \div 1,05)r_2, \quad (7.39)$$

а очертания сечения принимаются по аналогии с насосами, хорошо зарекомендовавшими себя в эксплуатации. Ориентировочно углы $\gamma \approx 7 \div 15^\circ$.

При проектировании нового отвода определяют b_3 и r_3 по формулам (7.39), задаются формой сечения (углом γ) и строят зависимости $Q_\vartheta = f(R)$ (рис. 7.17), для чего целесообразно численно решить (7.38), задаваясь приращением радиуса Δr :

$$Q_\vartheta = \frac{1}{2\pi} \Gamma_c \sum_{i=1}^n \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i,$$

где $B_i = b/r$.

Отложив на оси Q_ϑ полную подачу насоса, разделим отрезок на n равных частей (например, восемь), получим (имея в виду, что расход через сечение пропорционален углу) расход в каждом сечении отвода и по кривой $Q = f(r)$ радиус огибающей в этом

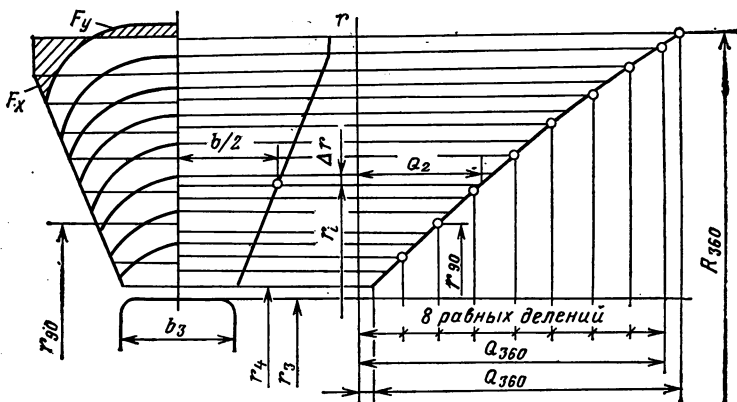


Рис. 7.17. Построение сечений спирального отвода

сечении поверхности R . Найденные радиусы откладываем в соответствующих сечениях и строим огибающую.

Однако полученный цилиндрический профиль не конструктивен как по гидродинамическим характеристикам (в углах условия отрыва потока от стенок), так и по прочностным и технологическим. Профиль скругляют, при этом площадь отрезаемых и прирезаемых участков должна удовлетворять условию

$$f_{xc_{\text{их}}} = f_{yc_{\text{иу}}}.$$

Диффузор спирального отвода для преобразования кинетической энергии в давление при переходе скоростей потока от значений в устье спирали к значениям на выходе из отвода выполняется с углом конусности $\varepsilon = 8^\circ$. Если сечение не круговое, то изменение площади по длине должно соответствовать площадям кругового конуса при $\varepsilon = 8^\circ$. Длина диффузора соответствует не более чем удвоению начальной площади. Далее рекомендуется внезапный переход, поскольку он не вызывает существенного изменения КПД.

Отличительная черта *лопаточных отводов* — наличие нескольких каналов по окружности, каждый канал состоит из спиральной и диффузорной частей (см. рис. 7.16, б). Спиральная часть канала ac выполняется постоянной ширины b_3 . Стенки диффузорной части расходятся в одном или двух измерениях. Угол расхождения стенок диффузора $\varepsilon = 10 \div 12^\circ$ для каналов с расширением одной плоскости и $\varepsilon = 6 \div 8^\circ$ с расширением в двух плоскостях.

Улитка лопаточного отвода является логарифмической спиралью:

$$R \approx r_2 \exp(b_3 Q^8 / \Gamma_c),$$

где Γ_c — постоянная спирального отвода. Число спиралей лопаточного отвода определяется из условия, чтобы выходное сечение было приблизительно квадратным.

Отводы осевого насоса (см. рис. 7.2, б) представляют собой спрямляющие пространственные решетки. Число лопаток отвода не должно быть равным или кратным числу лопаток колеса. Осевой зазор между лопатками колеса и отвода выбирают равным $(0,1—0,15)l$, а проекция лопаток в осевом направлении $L_z \leq 0,2 d_n$. Угол входа соответствует углу выхода с рабочих лопаток, а угол выхода принимается около 90° . При необходимости за спрямляющими лопатками или совмещенными с ними располагается диффузор длиной $(1,2—1,5)d_n$.

Отводы диагонального насоса представляют сложный пространственный лопаточный отвод, угол выхода из которого, как и у осевых насосов, часто принимается равным 90° . Меридиональное сечение проектируется, как и для рабочего колеса, например из условия равноскоростного потока (см. рис. 7.14). Соотношение расходных скоростей на входе и выходе выбирается по формуле

$$c_{3m}/c_{4m} = 0,473 + 0,00115n_s.$$

КПД ступени насоса. Работа ступени насоса характеризуется КПД

$$\eta = N_{\text{пол}}/N,$$

где $N_{\text{пол}} = Gh$ — полезная мощность, отдаваемая в сеть; N — полная мощность, подводимая к ротору насоса. Условно можно представить

$$\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_{мех}.$$

Здесь $\eta_r = 1 - h_r/h_t$ — гидравлический КПД; h_t — гидравлические потери в пределах насоса; $\eta_{об} = 1 - \Delta Q/Q_t$ — объемный КПД; Q_t — полный расход через проточную часть колеса; ΔQ — объемные потери на внутренних и внешних уплотнениях; $\eta_{мех} = N_{вн}/N = G_t h_t / N = 1 - \Delta N_{мех}/N$ — механический КПД; $\Delta N_{мех}$ — механические потери на трение в уплотнениях, подшипниках и трение жидкости о ведущий и покрывающий диски колеса — так называемые потери на дисковое трение:

$$\Delta N_{мех} = N_{\text{упл}} + N_{\text{под}} + N_{\text{д.т.}}$$

Ориентировочно $\eta_r = 0,8 \div 0,96$ и может быть оценен по формуле

$$\eta_r = 0,7 + 0,0835 \lg D_d,$$

где $D_d = 4 \sqrt{Q/n} \cdot 10^3$ мм. Здесь $[Q] = \text{м}^3/\text{с}$, $[n] = \text{об}/\text{мин}$.

Объемный КПД $\eta_{об} = 0,96 \div 0,98$ и может быть оценен по формуле

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 - 0,68n_s^{-2/3}}.$$

Точное значение $\eta_{об}$ может быть рассчитано через объемные потери ΔQ .

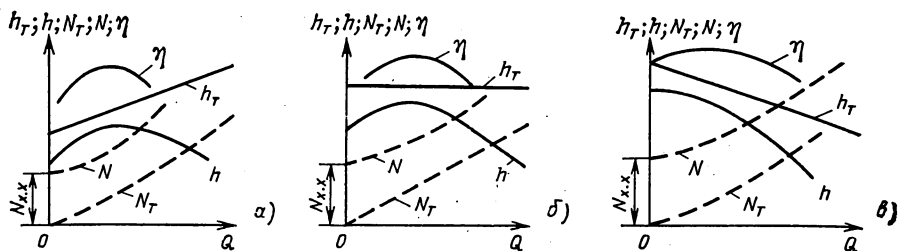


Рис. 7.18. Характеристики насоса при $\beta_2 > \pi/2$ (а), $\beta_2 = \pi/2$ (б), $\beta_2 < \pi/2$ (в)

Механический КПД $\eta_{\text{мех}} \approx 0,92 \div 0,99$.

Потери на дисковое трение составляют основную долю механических потерь и определяются по формуле

$$N_{\text{д.т}} = 0,735 C_f \rho D_2^2 \left(\frac{u_2}{10^3} \right)^3 \left(1 + \frac{5b'}{D_2} \right),$$

где b' — толщина стенки колеса на выходе; C_f — коэффициент трения. Ориентировочно для воды $C_f = 0,002 \div 0,003$.

Потери в подшипниках $N_{\text{под}}$ и в уплотнениях $N_{\text{упл}}$ зависят от конкретной конструкции уплотнений и подшипников.

Характеристики насосов. Зависимости $h = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$ при $n = \text{const}$ называются *характеристиками лопаточных насосов*. Типичные теоретические и действительные характеристики приведены на рис. 7.18. Теоретические характеристики $h_T = f(Q)$ линейны, что нетрудно показать на основании уравнения (6.4).

Напор холостого хода (действительный и теоретический) всегда больше нуля, теоретическая мощность холостого $N_{\text{х.х}}^{\text{теор}} = 0$, а действительная $N_{\text{х.х}} > 0$, так как учитываются механические потери и потери на внутреннюю циркуляцию. Достоверная характеристика получается при испытании насоса. Действительную характеристику можно получить из теоретической, учитывая соответствующие виды потерь. Для подобных насосов с одинаковым n_s остаются приблизительно одинаковыми безразмерные характеристики

$$h/h_0 = f(Q/Q_0); N/N_0 = f(Q/Q_0); \eta/\eta_0 = f(Q/Q_0);$$

индекс 0 отнесен к оптимальному расчетному режиму (рис. 7.19). Такие характеристики в первом приближении могут быть использованы для построения действительных характеристик подобных насосов.

Работа на сеть и регулирование подачи. Каждый насос работает на какую-то внешнюю систему — сеть. Сеть имеет свою характеристику — зависимость сопротивления от расхода $h_c = f(Q)$. В любой момент работы насоса на сеть подача, отдаваемая насосом, равна подаче, поступающей в сеть, а напор насоса должен быть равен гидравлическому сопротивлению сети, ко-

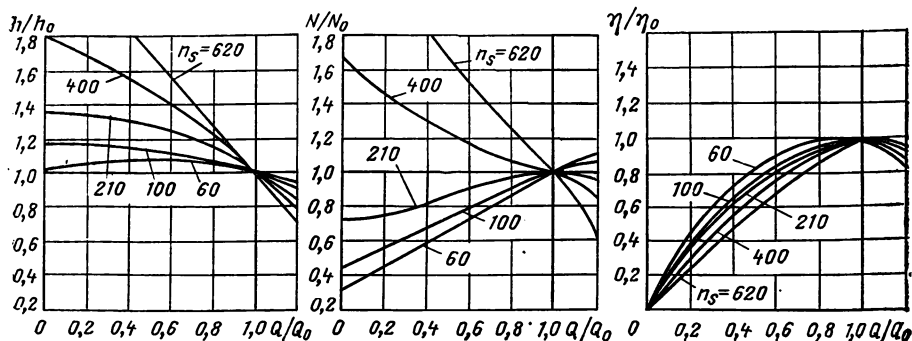


Рис. 7.19. Безразмерные характеристики насоса

торое нужно преодолеть, чтобы обеспечить данную подачу. На рис. 7.20 такая ситуация характеризуется пересечением характеристик насоса и сети. Точка их пересечения *A* называется *рабочей*.

Если нужно обеспечить новый расход и напор, используют *регулирование работы насоса*, которое может осуществляться двумя путями: изменением характеристики насоса и изменением характеристики сети. Можно выделить следующие способы регулирования: *дресселированием* при $n = \text{const}$; *байпасированием* (включением перепуска); *изменением частоты вращения ротора*; *изменением условий входа в насос*; *изменением условий выхода из насоса*.

Наиболее употребительны первые три способа. При *дрессельном* регулировании в сеть вводится дополнительное сопротивление (для каплевых жидкостей предпочтительно на напорной стороне насоса, рис. 7.21, а). Получается новая характеристика сети $h_{1c} = f(Q)$ и новая рабочая точка $A_1(h_1, Q_1)$. Напор насоса идет на преодоление собственного сопротивления исходной сети при новом расходе Q_1 и сопротивления дросселя $h_{др}$. Величина $N_{др} = \rho Q_1 h_{др}$ представляет собой дополнительную потерю мощности на дросселирование. Дросселированием можно только уменьшить расход.

При включении байпаса, параллельного насосу трубопровода, с изменяемым сопротивлением (рис. 7.21, б) получается новая характеристика сети $h_{c+\delta} = f(Q)$ и новая рабочая точка $A_1(h_1, Q_1)$. Подача насоса увеличивается, но она делится на расход, отдаваемый потребителю, $Q_{п}$, который определяется характеристикой исходной сети, и на расход через байпас Q_6 : $Q_1 = Q_{п} + Q_6$. Величина $N_6 = \rho Q_6 h_1$ представляет собой дополнительную потерю мощности на байпасирование. С помощью байпасирования расход во внешней сети мож-

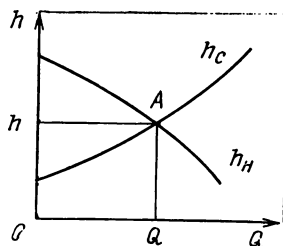


Рис. 7.20. К определению рабочей точки

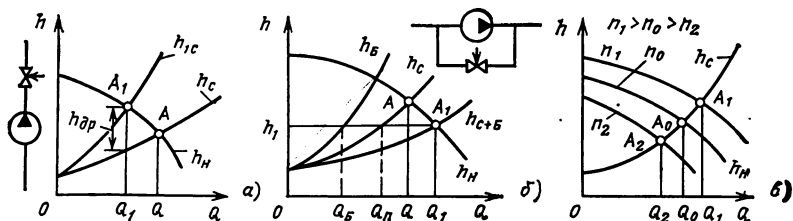


Рис. 7.21. Дроссельное регулирование подачи насосов (а); включением байпаса (б) и изменением частоты вращения (в)

но только уменьшить. У насосов с $n_s > 250$ об/мин мощность с увеличением подачи падает. Поэтому вместе со снижением расхода во внешнюю сеть (при увеличении подачи насоса), несмотря на наличие дополнительных потерь на байпасирование, потребляемая насосом мощность уменьшается. У центробежных насосов с $n_s < 250$ об/мин байпасирование всегда приводит к увеличению общей потребляемой мощности.

При изменении частоты вращения в соответствии с соотношениями (7.29) изменяется характеристика насоса. При увеличении частоты вращения она сдвигается вправо вверх (рис. 7.21, в), а расход увеличивается (рабочая точка A_1); при уменьшении частоты вращения характеристика смещается влево вниз, расход уменьшается (рабочая точка A_2). Какие-либо потери, связанные с процессом регулирования подобно дросселированию, не возникают.

При изменении условий на входе и выходе рабочего колеса влияют на составляющие основного уравнения турбомашины путем изменения проекций абсолютной скорости на направление вращения. В первом случае изменяется закрутка потока перед колесом с помощью специальных направляющих устройств. Этот способ характерен для вентиляторов, а для насосов в энергетике практически не используется. Во втором случае изменяется угол выхода за счет поворота лопаток. Этот способ может быть использован для крупных осевых насосов.

Совместная работа насосов на общую сеть. На общую сеть могут работать совместно два или несколько насосов. Насосы включают параллельно или последовательно. Широко практикуется *параллельное включение* циркуляционных насосов. Если параллельные ступени насоса объединены общим корпусом, имеют общий подвод и отвод, то говорят о двух- или многопоточных насосах. *Последовательно включают* основной и предвключенный (бустерный) питательные насосы, конденсатные насосы первого и второго подъема. Последовательно включены ступени многоступенчатого насоса.

Если параллельные насосы и их ветви имеют одинаковые характеристики, то говорят о симметричном включении насосов. Более общим случаем является несимметричное включение неодина-

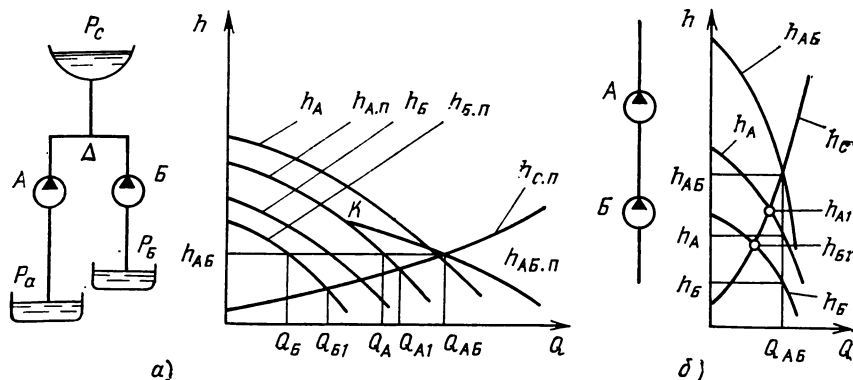


Рис. 7.22. Параллельное (а) и последовательное (б) включение насосов

ковых насосов. Для нахождения рабочей точки при несимметричном включении насосов используют приведенные к общей точке Δ (рис. 7.22, а) характеристики насосов и сети. Приведенной характеристикой в точке называется зависимость статического напора в этой точке от расхода. Если насос А (рис. 7.22, а) имеет характеристику $h_A = f(Q)$ и насос В имеет характеристику $h_B = f(Q)$, то приведенные характеристики машин записываются в виде

$$h_{Aп} = p_{\Delta A} / \rho = h_A + p_A / \rho - \Sigma h_{нив A} - \Sigma h_{г A} - c_A^2 / 2;$$

$$h_{Bп} = p_{\Delta B} / \rho = h_B + p_B / \rho - \Sigma h_{нив B} - \Sigma h_{г B} - c_B^2 / 2;$$

а для сети

$$h_{c.п} = p_{\Delta c} / \rho = p_c / \rho + h_{нив, c} + \Sigma h_{г, c} + c_c^2 / 2,$$

где $h_{г A}$, $h_{г B}$ — гидравлические потери в сети до общей точки; $h_{г, c}$ — гидравлические потери в общей сети; $h_{нив}$ — изменение нивелирного потока; c — скорость в общем сечении трубопровода; индексы А, В и с относятся к насосам А, В и сети соответственно.

Суммарная приведенная характеристика $h_{AB.п} = f(Q)$ находится сложением расходов насосов при $h_{п} = \text{const}$. Рабочая точка находится как пересечение суммарной приведенной характеристики насосов $h_{AB.п} = f(Q)$ и приведенной характеристики сети $h_{c.п} = f(Q)$.

При параллельной работе насосов всегда суммарный расход равен сумме расходов через каждый насос $Q_{AB} = Q_A + Q_B$. Однако расход через каждый насос меньше расхода через тот же насос при его индивидуальной работе на ту же сеть: $Q_A < Q_{A1}$; $Q_B < Q_{B1}$. Следовательно, $Q_{AB} < Q_{A1} + Q_{B1}$, т. е. удвоением, например, числа одинаковых насосов невозможно получить удвоение подачи при работе на ту же сеть. При несимметричном включении насосов увеличение их подачи произойдет, если рабочая точка будет лежать правее точки К (рис. 7.22, а).

Для нахождения рабочей точки при последовательном включении насосов используют непосредственно характеристики насосов и сети без приведения их к какой-либо точке. Рабочая точка определяется из пересечения характеристики сети $h_c = f(Q)$ и суммарной характеристики насосов $h_{AB} = f(Q)$ (рис. 7.22, б). Суммарная характеристика насосов находится сложением характеристик насосов при постоянных расходах. При последовательном включении суммарный напор равен сумме напоров насосов $h_{AB} = h_A + h_B$. Напор каждого насоса меньше напора при индивидуальной работе того же насоса на ту же сеть: $h_A < h_{A1}$ и $h_B < h_{B1}$. Следовательно, последовательное включение двух одинаковых насосов не приведет к удвоению напора.

Кавитация в насосах. С работой насосов на капельных жидкостях связано явление *кавитации*. Сущность кавитации заключается в образовании разрывов сплошности в тех местах потока, где давление снижается до значения, соответствующего насыщению при данной температуре жидкости. В таких местах жидкость быстро вскипает, образуются полости, заполненные паром и частично выделившимися из раствора газами. Пузырьки увлекаются потоком в область более высокого давления, где они конденсируются — происходит «схлопывание» пузырьков. Конденсация пара идет с большой скоростью. В момент завершения конденсации частицы внезапно останавливаются — происходит точечный гидравлический удар. Частота ударов при кавитации колеблется в пределах от 500 до 25 000 с⁻¹ и зависит от давления и скорости потока. Средние давления удара могут достигать 30 МПа, а «точечные» давления оцениваются тысячами мегапаскалей.

Начальная стадия кавитации сопровождается характерным потрескиванием в области всасывания насоса. Это так называемая *местная кавитация*. Заметного изменения характеристик насоса не наблюдается, хотя и в условиях местной кавитации при длительной работе насоса возможно разрушение отдельных его элементов. Наиболее устойчива против кавитационных разрушений нержавеющая сталь, содержащая никель и хром. По мере усиления кавитационных явлений может произойти уменьшение напора, подачи насоса и КПД и далее полный срыв работы — *развитая кавитация*.

Характер развития кавитационных явлений зависит от формы рабочего колеса, т. е. от n_s (рис. 7.23). У тихоходных колес ($n \leq 100$) характеристики почти не изменяются с изменением давления на входе вплоть до кавитационного срыва, когда они резко падают. У колес с более высоким значением n_s (100—500) кривые (сплошные) снижаются постепенно, начиная с некоторого момента и до резкого кавитационного срыва. В осевых насосах с $n_s > 500$ вообще нет отчетливо выраженной точки кавитационного срыва, имеется лишь постепенное снижение кривых.

Минимальное давление в насосе меньше среднего давления на входе. Область минимального давления, а следовательно, и область возможного возникновения кавитации находятся обычно на

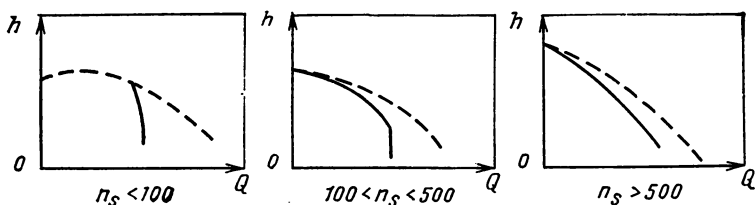


Рис. 7.23. Характеристики насосов различной быстроходности без кавитации (---) и с кавитацией (—)

тыльной стороне лопаток на некотором расстоянии от входных кромок. Во избежание кавитации давление на входе должно превышать давление насыщения на определенную, зависящую от конструкции насоса величину. Эта величина называется *антикавитационным запасом* энергии, обозначается $\Delta h_{\text{доп}}$ и выражается обычно в метрах столба перекачиваемой жидкости:

$$\Delta h_{\text{доп}} = \varphi \Delta h_{\text{кр}},$$

где $\varphi = 1,15 \div 1,3$ — коэффициент запаса; $\Delta h_{\text{кр}}$ — *критический антикавитационный запас* энергии, определяемый по началу срыва характеристики и характерный для определенной конструкции насоса.

Конструкция насоса характеризуется определенным кавитационным коэффициентом быстроходности

$$C = n \frac{60Q^{1/2}}{(\Delta h_{\text{кр}}/10)^{3/4}}.$$

Здесь $[n] = \text{с}^{-1}$, $[Q] = \text{м}^3/\text{ч}$; $[\Delta h_{\text{кр}}] = \text{м}$. Для радиальных колес с цилиндрическими лопатками $C = 800 \div 850$. Для колес с развитым (уширенным) входом с выдвинутыми участками лопаток во всасывающую воронку $C = 1000 \div 1300$ (например, у конденсатных насосов). Для центробежной ступени с предвключенным шнеком $C = 3000 \div 4000$.

Действительный антикавитационный запас энергии на вскипание может быть рассчитан по формуле

$$\Delta h = \lambda_1 c_0^2 / 2g + \lambda_2 \omega_1^2 / 2g.$$

Для тихоходных насосов $\lambda_1 = 1,4$; $\lambda_2 = 0,85$. Для насосов нормальной и большой быстроходности $\lambda_1 = 1,2$; $\lambda_2 = 0,3$. Используя понятие антикавитационного запаса энергии, найдем наибольшую (критическую) высоту, на которую может быть поднята жидкость от свободного уровня до входа без развития кавитационных явлений (рис. 7.24):

$$h_{\text{доп}} = (p_{\text{пов}} - p_{\text{нас}}) / (g\rho) + \varphi \Delta h_{\text{кр}} - \Sigma h_r,$$

где Σh_r — сумма гидравлических потерь; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщения; $p_{\text{пов}}$ — давление над поверхностью.

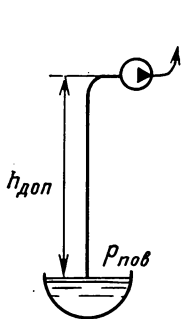


Рис. 7.24. Определение допустимой высоты всасывания

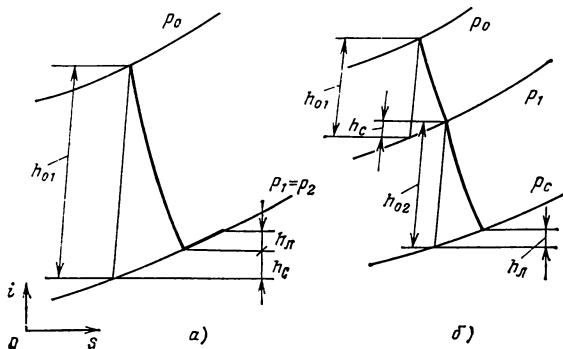


Рис. 7.25. i — S -диаграмма процесса расширения рабочего тела в турбинной ступени:
а — активная ступень; б — реактивная ступень

При перекачивании кипящей жидкости или жидкостей с температурой, близкой к температуре кипения, давление в сосудах (баках, барабанах-сепараторах и т. д.) устанавливается равным давлению насыщения:

$$h_{\text{доп}} = -(\varphi \Delta h_{\text{кр}} + \Sigma h_r),$$

т. е. насос должен работать с определенным подпором, под заливом. Устанавливается такой насос, например конденсатный, при компоновке оборудования на сколько возможно низкой отметке.

Ступень осевой турбины. Ступень турбины, включающая сопла и рабочую решетку, называется *ступенью давления*. Ее можно использовать в качестве самостоятельной одноступенчатой турбины или в составе многоступенчатой турбины. Расширение рабочего тела происходит или только в соплах, или в соплах и в каналах рабочей решетки. В первом случае ступень называется *активной*, во втором — *реактивной*.

Отношение перепада энтальпий h_{02} , срабатываемого в каналах рабочей решетки, к суммарному перепаду энтальпий на соплах и рабочей решетке $h_{01} + h_{02}$ называется *термодинамической степенью реактивности*

$$\rho_r = h_{02}/(h_{01} + h_{02}).$$

Для активной ступени $\rho_r = 0$. К активным же относят ступени с $\rho_r < 0,1 \div 0,2$. Небольшая степень реактивности необходима для предотвращения эжектирования пара из зазоров.

i — S -диаграммы процесса расширения в активной и реактивной ступенях изображены на рис. 7.25. На рис. 7.26 показаны характерные профили турбинных решеток: конфузорная реактивная (рис. 7.26, а) и активная [с малой конфузорностью (рис. 7.26, б)]. Основные геометрические параметры, характеризующие решетку профилей: b — хорда профиля; t — шаг решетки; B — ширина решетки; l — высота лопаток; d — средний

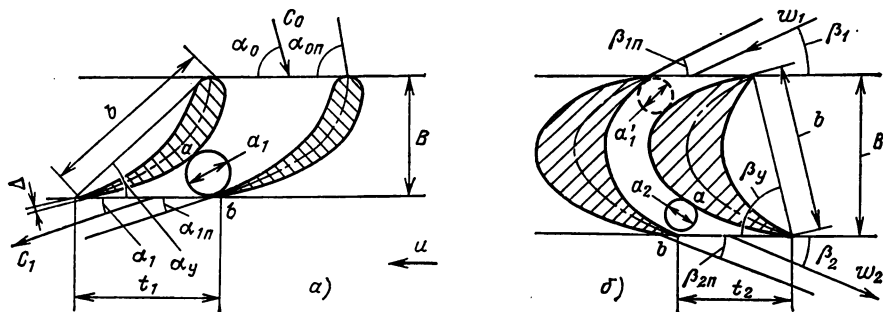


Рис. 7.26. Профили турбинных решеток:
 а — реактивной (сопловой); б — активной (рабочей)

диаметр кольцевой решетки; Δ — толщина выходной кромки; a_1 — ширина канала на выходе конфузорной решетки; a_2 — ширина канала на выходе рабочей решетки; α_1, β_2 — углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток; α_0 и β_1 — углы входа; α_2 — угол абсолютной скорости на выходе из рабочей решетки. Средние углы выхода потока α_1 и β_2 по своему значению при докритических скоростях близки к так называемым эффективным углам:

$$\alpha_{1\text{эф}} = \arcsin(a_1/t_1); \quad \beta_{2\text{эф}} = \arcsin(a_2/t_2).$$

В дальнейшем будем оперировать именно этими эффективными углами, опуская индекс «эф». Индексом «п» обозначим углы скелетной линии профиля, α_y и β_y — установочные углы профилей.

Разность между эффективным углом входа и углом скелетной линии на входе называется *углом атаки*:

$$j = \beta_{1п} - \beta_1.$$

При $\epsilon > \epsilon^*$, в докритической области, расчетным является узкое сечение ab , проходящее через выходную кромку лопатки — точка b . При $\epsilon < \epsilon^*$, при сверхзвуковых течениях, используются решетки с узким сечением, отодвинутым в глубь решетки навстречу потоку. Узкое сечение в этом случае является критическим, и за ним следует расширяющаяся часть сопла. При незначительном превышении критической скорости для расширения в области $\epsilon < \epsilon^*$ может быть использован так называемый *косой срез* — cab на рис. 7.27. Эта часть сопла работает как расширяющееся сверхзвуковое сопло. При этом в его пределах скорость не только увеличивается от значения c^* до c , но и поворачивается из-за несимметрии сопла на некоторый угол δ . Из уравнения неразрывности для критического и выходного сечений можно найти угол поворота:

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta)}{\sin \alpha_1} = \frac{v_1 c^*}{v^* c_1}.$$

Предельная степень расширения в косом срезе для изоэнтропического потока

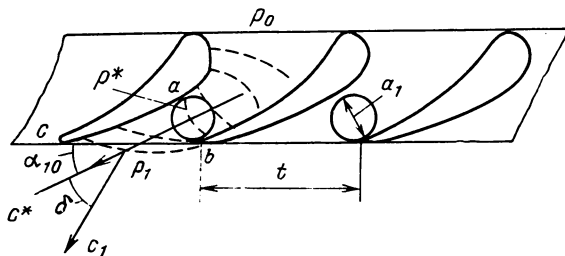


Рис. 7.27. Расширение в косом срезе

$$\varepsilon_a = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} (\sin \alpha_1)^{2k/(k+1)}. \quad (7.40)$$

Действительно, достижимая степень расширения в косом срезе несколько меньше найденной по формуле (7.40).

Течение потока в канале сопряжено с потерями энергии. Для их характеристики вводятся понятия коэффициентов потерь в соплах и на рабочих лопатках:

$$\zeta_c = \frac{h_c}{h_{01} + c_0^2/2}; \quad \zeta_l = \frac{h_l}{h_{02} + w_1^2/2}.$$

где $h_{01} + c_0^2/2$; $h_{02} + w_1^2/2$; h_c , h_l — располагаемая и потерянная кинетическая энергия в соответствующих решетках.

Отношение действительной скорости к теоретической называется *коэффициентом скорости*:

$$\varphi = c_1/c_{1t}; \quad \psi = w_2/w_{2t}.$$

Очевидно, что

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}; \quad \psi = \sqrt{1 - \zeta_l}.$$

Поток рабочего тела покидает ступень со скоростью c_2 . Кинетическая энергия, соответствующая скорости c_2 , в ступени не используется и называется *потерей с выходной скоростью*

$$h_{в.с} = c_2^2/2.$$

Отношение полезной работы $l_{дв}$, отдаваемой потоком в каналах рабочей решетки, к располагаемой энергии потока E_0 называется *относительным лопаточным КПД турбинной ступени*

$$\eta_{о.л} = l_{дв}/E_0. \quad (7.41)$$

При этом учитываются только потери в лопаточном аппарате ступени и потери с выходной скоростью:

$$l_{дв} = E_0 - h_c - h_l - h'_{в.с}. \quad (7.42)$$

Под *располагаемой энергией ступени* понимают энергию, определяемую выражением

$$E_0 = \chi_0 c_0^2/2 + h_0 - \chi_2 c_2^2/2,$$

где $h_0 = h_{01} + h_{02}$; χ_0 — доля кинетической энергии входящего в ступень потока, которая может быть использована в данной ступени; χ_2 — доля кинетической энергии выходящего из ступени потока, которая может быть использована в последующих ступенях $h'_{в.с.} = (1 - \chi_2)h_{в.с.}$. Для одиночной ступени $\chi_2 = 0$; для промежуточных $0 \leq \chi_2 \leq 1$.

Для активной ступени при $\rho_T = 0$ и при условии $\chi_0 = 0$ и $\chi_2 = 0$ выражение (7.41) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \eta_{0..л} &= 2x_a (\varphi \cos \alpha_1 - x_a) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right) = \\ &= 2\varphi^2 x_1 (\cos \alpha_1 - x_1) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right), \end{aligned}$$

где $x_a = u/c_a$; $x_1 = u/c_1$; $c_a = \sqrt{2h_0}$ — некоторая фиктивная скорость. Величины x_1 , x_a называются *характеристическими коэффициентами ступени*.

Если положить, что углы α_1 , β_1 и β_2 не зависят от x_1 , и исследовать функцию $\eta_{0..л} = f(x_1)$ на максимум, то оказывается, что максимальные значения КПД соответствуют условию

$$x_1 = \frac{1}{2} \cos \alpha_1.$$

Обычно $\alpha_1 = 12 \div 18^\circ$, а $\cos \alpha_1 \approx 1$. Тогда оптимальные значения $x_1 = 0,4 \div 0,5$.

Характерная зависимость $\eta_{0..л} = f(x_1)$ для активной ступени приведена на рис. 7.28. Здесь же качественно показано соотношение отдельных составляющих потерь в соответствии с уравнением (7.42).

Для реактивной ступени с $\rho_T = 0,5$ при $\alpha_1 = \beta_2$, $\varphi = \psi$, $\chi_0 = \chi_2 = 1$ выражение (7.41) преобразуется к виду

$$\eta_{0..л} = \frac{x_1 (2 \cos \alpha_1 - x_1)}{1/\varphi^2 - 1 + x_1 (2 \cos \alpha_1 - x_1)},$$

причем $\eta_{0..л} \rightarrow \max$ при $x_1 = \cos \alpha_1 \approx 0,9 \div 1$. Если перейти к x_a , его оптимальное значение будет

$$x_{a\text{опт}} = (\cos \alpha_1)/\sqrt{2}.$$

Сравнение оптимальных значений x_a для активной и реактивной ступеней показывает, что

$$\frac{x_{a\text{опт}}^{\text{реакт}}}{x_{a\text{опт}}^{\text{акт}}} = \frac{\cos \alpha_1}{\sqrt{2}} \bigg/ \frac{\cos \alpha_1}{2} = \sqrt{2},$$

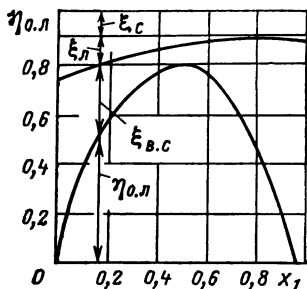


Рис. 7.28. Относительный лопаточный КПД активной ступени

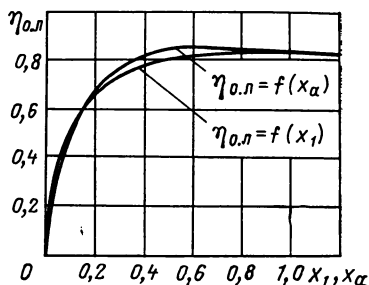


Рис. 7.29. Относительный лопаточный КПД реактивной ступени

т. е. оптимальное значение характеристического коэффициента для реактивной ступени в $\sqrt{2}$ раз больше, чем для активной. Следовательно, на активной ступени того же диаметра можно сработать перепад энтальпии при оптимальном КПД больший, чем на реактивной ступени. Примеры зависимости $\eta_{0,l} = f(x_1)$ и $\eta_{0,l} = f(x_\alpha)$ для реактивной ступени показаны на рис. 7.29.

Рассмотренный относительный лопаточный КПД отражает наличие потерь в сопловых и рабочих решетках и потерь с выходной скоростью. Кроме указанных, в ступени возникают дополнительные потери, учет которых приводит к понятию внутреннего КПД ступени. Это *потери на трение, вентиляцию и концевые или на выколачивание*. Диск турбинной ступени вращается в объеме, ограниченном неподвижными стенками корпуса, заполненном рабочим телом. Требуется определенная затрата мощности на преодоление трения диска в рабочем теле и вихреобразования в объеме.

Если рабочее тело подводится к лопаткам не по всей окружности, а парциально, возникают дополнительные потери, называемые *потерями на вентиляцию*. *Степенью парциальности e* называют долю окружности, по которой подводится рабочее тело к рабочим лопаткам: если рабочее тело подводится по всей окружности ($e=1$), потери на вентиляцию равны нулю. Увеличивая гидравлическое сопротивление на входе и выходе из рабочих каналов в той части дуги, где нет подвода пара, например с помощью защитного кожуха с малыми зазорами относительно рабочих лопаток, можно значительно (в 2—3 раза) понизить потери на вентиляцию.

Для расчета потерь на трение и вентиляцию широко используется полуэмпирическая формула

$$N_{т.в} = \lambda [Ad^2 + B(1 - e - 0,5e_k) l_2^{1,5}] \left(\frac{u}{100} \right)^3 \rho.$$

Первое слагаемое в квадратных скобках соответствует потерям (кВт) на трение, а второе — на вентиляцию. Здесь e_k — относительная дуга облопачивания, защищенная кожухом; $A=1,0$; $B=$

$=0,4$; ρ — плотность рабочего тела, кг/м^3 ; $\lambda=1,0$ — для перегретого пара и газа и $1,2—1,3$ — для насыщенного пара.

Помимо вентиляционных потерь, при парциальном подводе рабочего тела возникают потери на концах дуг сопловых сегментов — так называемые *концевые потери* или *потери на выколачивание*. При практических расчетах для оценки потерь на выколачивание пользуются полуэмпирической формулой

$$\xi_k = \frac{0,135b_2l_2}{dl_1e \sin \alpha_1} \eta_{0..л} m x_a,$$

где b_2 , l_2 — ширина и высота рабочих лопаток; m — число групп сопл (число пар концов сопловых сегментов); $\xi_k = N_k/N_0$ — коэффициент потери на выколачивание.

Если далее ввести $\xi_{т..л} = N_{т..л}/N_0$ — коэффициент потери на трение и вентиляцию, то относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{0i} = \eta_{0..л} - \xi_{т..л} - \xi_k.$$

Строго говоря, при определении КПД необходимо учесть утечки рабочего тела. (Влияние утечек рассмотрено ниже в отдельном параграфе). Именно внутренний КПД характеризует долю мощности, передаваемой от рабочего тела на ротор турбины:

$$\eta_{0i} = N_{вн}/(GE_0) = N_{вн}/N_0,$$

где $N_{вн}$ — внутренняя (полезная) мощность турбины; G — расход рабочего тела.

Расчет ступени турбины. При расчете ступени должны быть заданы параметры рабочего тела перед ступенью, частота вращения, ее диаметр, расход рабочего тела, располагаемый перепад энтальпии и характеристический коэффициент. Для промежуточной ступени расход и диаметр могут быть найдены из предварительного расчета турбины в целом. Для отдельной ступени диаметр рассчитывается через известные располагаемый перепад энтальпии h_0 и характеристический коэффициент x_a :

$$d = x_a \sqrt{2h_0/(\pi n)}.$$

Для определения расхода при заданной мощности (внутренней) предварительно оценивается η_{0i} . Далее находится

$$G = N_{вн}/(\eta_{0i}h_0).$$

Назначается степень реактивности ρ_r . Для активных ступеней $\rho_r=0,02÷0,1$. По начальным параметрам определяют параметры торможения \bar{p}_0 , \bar{v}_0 . Определяется степень расширения в соплах $\varepsilon = p_1/\bar{p}_0$.

Если $\varepsilon > \varepsilon^*$, течение дозвуковое, сопло выполняется суживающимся. Из уравнения неразрывности определяется необходимая высота на выходе из сопл l_1 :

$$el_1 = Gv_{1i}/(\pi dc_{1i}\mu_1 \sin \alpha_1),$$

где μ_1 — коэффициент расхода; v_{1t} — удельный объем находится по i — S -диаграмме; c_{1t} определяется из уравнения энергии. Оптимальное значение угла $\alpha_1 = 12 \div 18^\circ$. Обычно коэффициент расхода $\mu_1 = 0,96 \div 0,98$.

Далее необходимо задать e или l_1 . Для ступеней высокого давления при малых объемных расходах рабочего тела обычно задаются l_1 , но *степень парциальности* не должна быть менее $e = 0,10 \div 0,15$. При заданном диаметре ступени d_1 увеличение степени парциальности можно получить уменьшением l_1 и α_1 , но $l_{1\min} = 10 \div 12$ мм.

Если $p_1/\bar{p}_0 < \varepsilon^*$, т. е. истечение в сверхзвуковой области, то высота сопла в расчетном сечении определится из условия критического расхода в узком сечении

$$l_1 = \frac{G}{0,648\pi d_1 \sqrt{\bar{p}_0/\bar{v}_0} \sin(\alpha_1 + \delta)}.$$

При этом следует учесть поворот скорости в косом срезе.

Если высота сопловой решетки на выходе l_1 оказалась приемлемой, необходимо выбрать профиль лопатки, пользуясь атласом профилей. Ширина профиля b_1 должна обеспечивать необходимую прочность и жесткость диафрагмы. Обычно для активных ступеней $b_1 = 40 \div 80$ мм, а для реактивных $b_1 = 20 \div 60$ мм. Из условия минимальных потерь выбирается относительный шаг решетки $\bar{t}_1 = t_1/b_1 = 0,7 \div 0,8$. Для данного профиля и условий его работы по атласу определяется ζ_c . Тогда

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c}; \quad c_1 = \varphi c_{1t}; \quad h_c = \zeta_c [(1 - \rho_T) h_0 + \chi_0 c_0^2/2].$$

Необходимый эффективный угол α_1 обеспечивается установкой профиля под углом α_y , который находится по атласу в зависимости от \bar{t}_1 и α_1 .

Высота лопаток на выходе из рабочих решеток также находится из уравнения неразрывности:

$$l_2 = \frac{G v_{2t}}{\pi d_1 \varepsilon \omega_{2t} \mu_2 \sin \alpha_2},$$

где v_{2t} — удельный объем пара на выходе из решетки при изоэнтропическом расширении; парциальность e выбрана при расчете сопловой решетки; ω_{2t} находится по уравнению энергии. Для активных решеток $\beta_2 \approx \beta_1 - (3 \div 5^\circ)$, а для реактивных, как правило, $\beta_2 = \alpha_1$, $\alpha_2 = \beta_1$. Строго говоря, углы β_2 должны выбираться по опытным данным для данного профиля лопаток.

Высота рабочих лопаток на входе l'_2 не рассчитывается, а выполняется с некоторой перекрышей по отношению к сопловым лопаткам: в коротких лопатках (15—25 мм) перекрыша $\Delta l = l'_2 - l_1 = 2 \div 4$ мм, в последних ступенях Δl составляет 15—20 мм.

Длина хорды профиля выбирается из условия прочности. В ступенях среднего и высокого давления активных турбин она обычно

составляет 25—60 мм. Далее по атласу выбирается профиль и находится соответствующий ему коэффициент потерь $\xi_{\text{л}}$. Тогда

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_{\text{л}}}; \quad w_2 = \psi w_{2t};$$

$$h_{\text{л}} = \xi_{\text{л}} [\rho_{\text{т}} h_0 + w_1^2/2].$$

Потери, относительные к располагаемой энергии ступени E_0 , можно записать в следующем виде:

потери в сопловой решетке

$$\xi_{\text{с}} = \xi_{\text{с}} \frac{(1 - \rho_{\text{т}}) h_0 + \chi_0 c_0^2/2}{E_0};$$

потери в рабочей решетке

$$\xi_{\text{л}} = \xi_{\text{л}} \frac{\rho_{\text{т}} h_0 + w_1^2/2}{E_0};$$

потери с выходной скоростью

$$\xi_{\text{в.с}} = c_2^2/(2E_0).$$

Тогда относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{\text{о.л}} = 1 - \xi_{\text{с}} - \xi_{\text{л}} - \xi_{\text{в.с}} (1 - \chi_2).$$

По данным проведенного расчета можно изобразить i — S -диаграмму процесса расширения рабочего тела аналогично рис. 7.25.

Некоторые характеристики профилей согласно атласу * приведены в табл. 7.3. Буква С обозначает сопловые лопатки, а буква Р — рабочие. Буквами А, Б, В обозначены профили соответственно для дозвуковой, околосзвуковой и сверхзвуковой областей течения.

Турбины со ступенями скорости. КПД турбинной ступени является функцией характеристического коэффициента. Для активной ступени $\chi_{\text{аопт}} = 0,4 \div 0,5$. Значения окружной скорости ограничены по условиям прочности и габаритами. Следовательно, при заданных частоте вращения и диаметре ступени оптимальному значению $\chi_{\text{а}}$ соответствует определенное значение скорости $c_{\text{а}}$, т. е. совершенно определенный перепад энтальпии h_0 , который может быть сработан на ступени с хорошим КПД. Ограничив диаметр ступени в пределах 1—2 м, для турбины с $n = 50 \text{ с}^{-1}$ получим значения $h_0 = 52,5 \div 210 \text{ кДж/кг}$ (или 11—43 ккал/кг). Если при фиксированных диаметре и частоте вращения увеличивать располагаемый перепад энтальпии на ступени, то КПД резко уменьшается. Основную долю потерь составляют потери с выходной скоростью.

КПД ступени при большом перепаде энтальпии на ступень (малые $\chi_{\text{а}}$) может быть повышен, если использовать кинетическую энергию потока, покидающего каналы рабочей решетки. За первым

* Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965. — 96 с.

Таблица 7.3. Характеристики профилей решеток осевых турбин

Обозначение	$\alpha_{1\text{ лп.}}^{\text{р. опт.}}$, град	$\alpha_{0\text{ лп.}}^{\text{р. опт.}}$, град	$\bar{t}_{\text{опт}}$	$\alpha_{\text{у. опт.}}^{\text{р. у. опт.}}$, град	Число Маха $M_{\text{опт}}$	b , мм	$\xi_{\text{с. л. опт}}$ при $\bar{t}=1$
C-9009 A	7—11	70—120	0,72—0,85	27—31	0,65—0,95	60,6	4
C-9012 A	10—14	70—120	0,72—0,87	31—35	0,60—0,85	62,5	4
C-9015 A	13—17	70—120	0,70—0,85	35—40	0,50—0,85	51,46	4
C-9018 A	16—20	70—120	0,70—0,80	40—44	0,50—0,85	47—15	4
C-9027 A	24—20	70—120	0,65—0,75	46—50	0,60—0,90	45,0	4
C-9038 A	35—42	70—120	0,60—0,73	60—67	0,65—0,95	45,0	3
C-5515 A	12—18	45—75	0,72—0,87	51—57	0,70—0,95	45,0	3,5
C-6030 A	27—34	45—85	0,52—0,70	68—73	0,65—0,95	34,56	6
P-2314 A	12—16	20—30	0,60—0,75	75—80	0,75—0,95	26,95	6
P-2617 A	15—19	23—35	0,60—0,70	76—80	0,75—0,95	25,72	6
P-3021 A	19—24	25—40	0,58—0,68	77—81	0,70—0,90	25,63	8,5
P-4629 A	25—32	44—60	0,45—0,58	75—80	0,55—0,85	25,60	3,5
P-5033 A	30—36	47—65	0,43—0,55	76—80	0,55—0,85	25,61	5
P-5535 A	32—38	50—70	0,42—0,52	77—81	0,55—0,85	25,70	—
P-6038 A	35—42	55—75	0,41—0,51	75—80	0,55—0,85	26,07	—
P-2314 Ак	12—16	20—30	0,60—0,75	75—80	0,70—0,95	25,95	9
C-9012 Б	10—14	70—120	0,72—0,87	31—35	0,85—1,10	56,58	—
C-9018 Б	16—20	70—120	0,70—0,80	40—44	0,85—1,10	47,15	—
P-2717 Б	15—19	23—45	0,57—0,65	76—81	0,80—1,10	25,40	6
P-3525 Б	22—28	30—50	0,55—0,65	77—81	0,85—1,10	25,16	—
C-9008 В	7—10	70—120	0,60—0,70	27—31	1,4—1,80	64,6	9
C-9012 В	10—14	70—120	0,58—0,68	39—43	1,4—1,70	40,9	12
C-9022 В	18—24	70—120	0,55—0,65	47—52	1,4—1,70	38,7	10
P-2522 В	20—24	23—27	0,54—0,65	87—90	1,35—1,60	20,0	7,5
P-3330 В	28—32	30—36	0,51—0,61	87—90	1,35—1,60	25,0	7,5

рядом профилей рабочей решетки устанавливается второй ряд профилей, а при необходимости и третий, и четвертый, жестко связанные с ротором (диском) ступени. Для обеспечения необходимого направления потока на входе во второй и следующие ряды рабочих лопаток перед ними располагаются направляющие аппараты, в которых происходит поворот потока без дополнительного расширения ($\rho_{\tau} \leq 0,02$).

При одной ступени расширения (ступени давления) и одном ряде сопл устанавливаются несколько последовательных рабочих решеток, называемых *ступенями скорости*. В результате потери с выходной скоростью уменьшаются.

Относительный лопаточный КПД равен отношению суммарной мощности на лопатках ступени к располагаемой энергии

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{\sum_i^n l_{\text{дв}i}}{E_0}.$$

Очевидно, что $\sum_i^n l_{дв\ i} > l_1$, т. е.

суммарная мощность на лопатках больше мощности только первого ряда рабочих лопаток при прочих равных условиях. Следовательно, можно ожидать и увеличения КПД. Кроме того, КПД можно получить, вычитая из единицы относительные потери в каждом элементе ступени (в соплах, рабочих лопатках, направляющих аппаратах) и с выходной скоростью:

$$\eta_{о.л} = 1 - \xi_c - \xi_{л} - \xi_{н.а} - \xi'_{л} - \dots - \xi_{в.с.}$$

К потерям турбины с одной ступенью скорости добавляются дополнительные потери, обусловленные наличием новых элементов проточной части — направляющих аппаратов ($\xi'_{н.а}$, $\xi''_{н.а}$) и рабочих решеток ($\xi'_{л}$, $\xi''_{л} \dots$). Следовательно, увеличения $\eta_{о.л}$ можно ожидать только в том случае, когда дополнительные потери меньше потерь с выходной скоростью.

На рис. 7.30 показано изменение $\eta_{о.л}$ для дисков с одной, двумя и тремя ступенями скорости. Оптимальное значение x_a находится в следующих интервалах: одна ступень — $x_a = 0,4 \div 0,5$, две ступени — $x_a = 0,25 \div 0,3$, три ступени — $x_a = 0,08 \div 0,16$. В указанных интервалах увеличение числа ступеней приводит к росту КПД. Следует отметить, что оптимальный КПД с увеличением числа ступеней уменьшается.

Расчет решеток и потерь в них для дисков со ступенями скорости проводится аналогично расчету ступени с одновенечным диском, при этом следует иметь в виду следующие рекомендации: $\mu_1 = 0,97 \div 0,98$, $\mu_2 \approx \mu'_{н.а} \approx \mu'_2 = 0,93 \div 0,95$; $\alpha_1 = 10 \div 20^\circ$; $\beta_2 = \beta_1 - (3 \div 5)^\circ$; $\alpha'_1 = \alpha_2 - (5 \div 10)^\circ$; $\beta'_2 = \beta'_1 - (7 \div 18)^\circ$. Диски со ступенями скорости используются в качестве турбин для привода насосов, а также в качестве первой, регулирующей, ступени многоступенчатых турбин.

7.3. ОСЕВЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ УСИЛИЯ В ТУРБОМАШИНАХ И ИХ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

В процессе работы роторы турбомашин подвергаются действию осевых и радиальных сил. Наряду с силами тяжести существенную роль, а часто и определяющую, играют некомпенсированные усилия со стороны рабочего тела. Результирующие усилия воспринимаются подшипниками и не должны превышать определенных допустимых значений. Особенно жесткие требования по ограничению этих усилий предъявляются в герметичных машинах ЯЭУ (герметичные циркуляционные насосы и т. п.). В осевых машинах с осесимметричным вводом

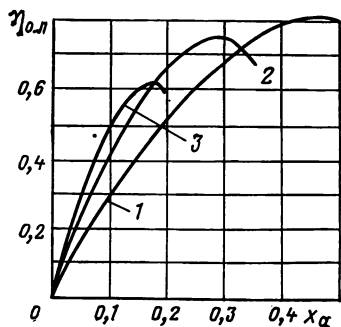


Рис. 7.30. Относительный лопаточный КПД турбины со ступенями скорости (числа у кривых — количество ступеней)

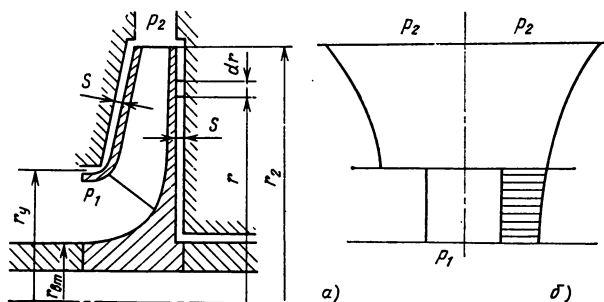


Рис. 7.31: Колесо центробежного насоса (а) и распределение давления в нем (б)

и выводом рабочего тела большие значения имеют только осевые усилия. В радиальных же машинах весьма существенными могут быть радиальные нагрузки. Рассмотрим подробно *осевые* и *радиальные усилия*, действующие на ротор со стороны рабочего тела, и способы их уравнивания на примере центробежных насосов и осевых турбин как наиболее характерных видах силового энергетического оборудования.

На рабочее колесо насоса, вращающееся в полости корпуса (рис. 7.31), действует сила статического давления. В силу симметрии распределения давления по окружности колеса при работе насоса в нормальном режиме радиальная составляющая результирующей силы давления равна нулю. Результирующее осевое усилие определяют интегрированием распределения давления по радиусу в пределах проекции соответствующей поверхности на плоскость, перпендикулярную оси вращения.

Результирующее осевое усилие действия статического давления на колесо складывается из усилий давления на внешние и внутренние поверхности дисков колеса. Будем считать, что давление по ширине колеса при $r = \text{const}$ не изменяется. Тогда усилия, действующие на внутренние поверхности переднего и заднего дисков рабочего колеса в пределах от радиуса переднего r_y уплотнения до радиуса r_2 , взаимно уравниваются. Результирующее усилие складывается из силы постоянного давления в пределах от $r_{вт}$ до r_y , действующей в правую сторону, силы давления на внешнюю поверхность переднего диска, также направленной в правую сторону, и силы давления на внешнюю поверхность заднего диска, направленной в противоположную, левую, сторону.

Выделим в зазоре между вращающимся диском и неподвижной стенкой корпуса кольцевой объем жидкости, ограниченный радиусами r и $d + dr$, и шириной, равной ширине зазоров S . Если ширина зазоров S достаточно мала и радиальными перемещениями жидкости можно пренебречь, то с достаточной точностью можно считать, что жидкость в зазоре вращается с угловой скоростью $\omega_1 = \omega/2$, где ω — скорость вращения колеса.

На выделенный объем действует центробежная сила

$$dF_{ц} = \rho \omega_1^2 \cdot 2\pi r S dr,$$

которая на участке радиуса dr создает приращение давления

$$dp = \rho \omega_1^2 r dr.$$

Если на выходе из колеса давление равно p_2 , то давление на произвольном радиусе

$$p = p_2 - \int_r^{r_2} dp = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r^2).$$

Осевая сила возникает в результате различия давлений, действующих на рабочее колесо слева и справа при $r_{\text{вт}} \leq r \leq r_y$ (заштрихованная часть распределений давления на рис. 7.31). Результирующая осевая сила давления

$$F_z^p = 2\pi \int_{r_{\text{вт}}}^{r_y} r \left[p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r^2) \right] dr - \pi (r_y^2 - r_{\text{вт}}^2) p_1.$$

Направлена она в левую сторону, т. е. навстречу входу жидкости в колесо.

Кроме силы давления, на колесо действует усилие, появляющееся в результате изменения импульса потока рабочей жидкости в колесе $F_z^A = Gc_0$, и направлено оно в направлении потока, поступающего в колесо. Полное усилие, действующее на рабочее колесо насоса,

$$F_z = F_z^p - F_z^A.$$

Уменьшению осевой силы способствуют все факторы, ведущие к снижению средней угловой скорости жидкости со стороны переднего, покрывающего, диска и к повышению со стороны заднего, рабочего диска. Угловая скорость вращения жидкости зависит от ширины зазора и уменьшается с его увеличением. Следовательно, увеличение переднего осевого зазора по сравнению с задним приведет к снижению результирующего осевого усилия. Течение жидкости от центра к периферии приводит к снижению угловой скорости.

Если осевая сила велика и не может быть воспринята упорным подшипником, применяют специальные меры, которые приводят к уменьшению осевой силы, но связаны с усложнением конструкции, а в большинстве случаев и с ухудшением КПД насоса. Некоторые *способы разгрузки* основаны на создании симметричного распределения с обеих сторон колеса. Это использование двухпоточных колес (рис. 7.32, а) для насосов с большой подачей; устройство разгрузочных камер 1 на тыльной стороне рабочего диска и соединенных со входом в колесо с помощью трубки 2 (рис. 7.32, б) или отверстий 3 (рис. 7.32, в); кольцевое уплотнение разгрузочной камеры выполняется на радиусе переднего

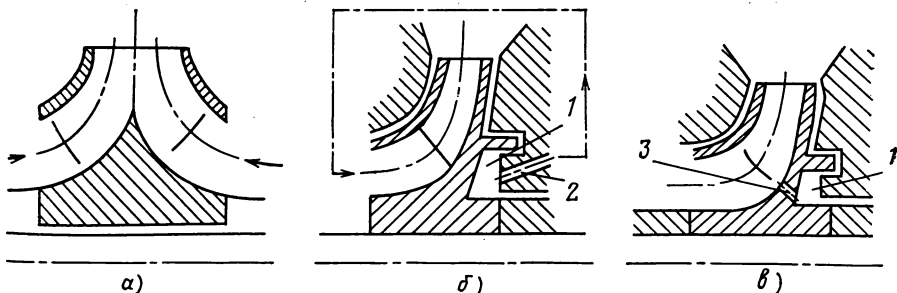


Рис. 7.32. Способы разгрузки осевых усилий

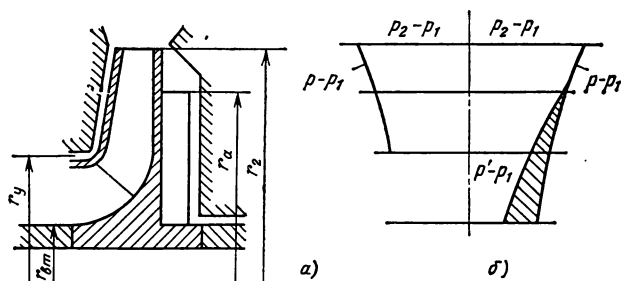


Рис. 7.33. Колесо с импеллером (а) и распределение давления в нем (б)

уплотнения (при этом остается некомпенсированным некоторое остаточное осевое усилие) или на большем, подбираемом экспериментально, радиусе. Сечение разгрузочных трубок и отверстий должно быть не менее чем в 5 раз больше сечения уплотнения. Наличие разгрузочных трубок и отверстий и протечек через них нарушает структуру потока на входе в колесо, КПД насоса снижается на 4—6 %.

Эффективным способом разгрузки осевых усилий является установка четырех—шести радиальных ребер (импеллера) на тыльной стороне ведущего диска (рис. 7.33). Скорость вращения жидкости в межреберном пространстве $\omega_1 \approx \omega$. Происходит деформация распределения статического давления на стороне ведущего диска. Необходимое значение радиуса вершины ребра r_a определяется из условия компенсации осевого усилия:

$$r_a = \sqrt{r_{вт}^2 + \sqrt{16F_z/(3\pi\omega\rho)}}.$$

Рассмотренные способы компенсации осевых сил широко применяются в одноступенчатых насосах, но могут быть использованы и на каждой ступени многоступенчатых насосов. В последних часто применяют встречное расположение рабочих колес (рис. 7.34). Наиболее распространенным и наиболее эффективным способом уравнивания осевых усилий в высоконапорных многоступенчатых насосах является автоматическое уравнивание с помощью гидравлической пяты (рис. 7.35). В этом случае в течение длительного времени обеспечивается надежное уравнивание осевых сил в широком диапазоне их изменения, отпадает надобность в упорном подшипнике.

Основу уравнивающего устройства составляют две последовательно расположенные щели А, В и разгрузочный диск (пята) Г. Кольцевая щель А имеет постоянный коэффициент сопротивления, а коэффициент сопротивления торцевой щели В изменяется при осевых перемещениях ротора вследствие изменения торцевого зазора. Давление p_1 в камере В гидروطы больше давления p_2 в камере за пятой. Разгрузочный диск устанавливается на напорной стороне насоса за последней ступенью, а камера за гидروطой соединяется с подводящим каналом первой ступени. Геометрические соотношения разгрузочного устройства рассчитываются из условия статического равновесия ротора насоса. Общее сопротивление разгрузочного устройства должно быть таким, чтобы расход через него не превышал 5 % номинального через насос. Из условий надежности и по технологическим соображениям размер зазора кольцевой щели прини-

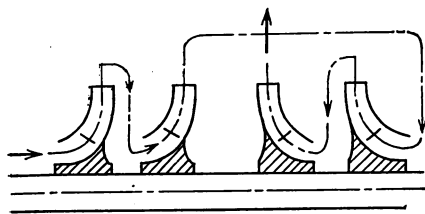


Рис. 7.34. Встречное расположение колес

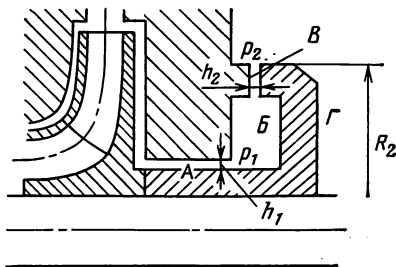


Рис. 7.35. Гидравлическая пята

мают $h_1 = 0,2 \div 0,3$ мм, торцевой щели $h_2 = 0,1 \div 0,2$ мм, отношение $h_2/R_2 = (0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-3}$. Предполагается линейное изменение давления по радиусу в пределах торцевой щели.

При изменении осевого усилия на колесо насоса изменяется зазор h_2 , а с ним и давление p_1 . Изменение торцевого зазора продолжается до тех пор, пока смещающая и уравнивающая силы не уравниваются. Уравнивание осевого усилия происходит автоматически, каждому значению действующего на рабочие колеса осевого усилия соответствует определенный зазор в торцевой щели, обеспечивающий необходимое уравнивающее усилие.

Рассмотрим теперь радиальные усилия. В оптимальном расчетном режиме работы насоса отводы обеспечивают равенство давления по всему периметру рабочего колеса, и результирующее радиальное усилие равно нулю. При подачах, меньших оптимальной, расход жидкости по периметру растет медленней, чем это необходимо при заданном увеличении сечения отвода, отвод начинает работать как диффузор, давление в отводе возрастает от начального сечения до конечного. При подаче, большей оптимальной, наоборот, давление в отводе понижается от начального к конечному сечению, и отвод работает уже как конфузор.

Отсутствие симметрии в распределении давлений в отводе приводит к возникновению радиального усилия, действующего на рабочее колесо и вал насоса. При подаче, меньшей оптимальной, сила направлена к центру в сторону узкой части спирали под углом $\sim 300^\circ$, а при подаче, больше оптимальной, сила направлена к центру в сторону широкой части спирали под углом $\sim 70^\circ$.

Значение радиального усилия может быть найдено по формуле

$$F_r = k \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] g \rho h D_2 b'_2,$$

где h — напор колеса, м; D_2 — внешний диаметр колеса, м; b'_2 — ширина колеса на выходе, включая толщину дисков, м; $k = 0,36$ — коэффициент радиальной силы.

Способы уравнивания радиального усилия основаны на принципе создания симметрии радиальных сил при всех режимах работы насоса. Для этого выполняют два симметричных спиральных отвода, смещенных друг относительно друга на 180° (рис. 7.36). Радиальное усилие автоматически уравнивается при использовании многоспиральных лопаточных отводов (рис. 7.36, б). В многоступенчатых насосах с простыми улиточными отводами радиальные силы мо-

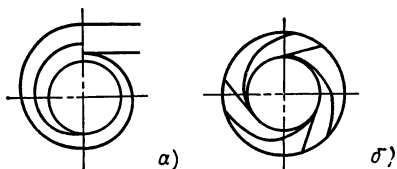
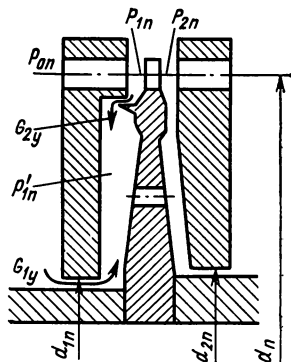


Рис. 7.36. Способы уравнивания радиальных усилий в центробежных насосах:

а — двойная улитка; б — лопаточный отвод

Рис. 7.37. Схема ступени осевой турбины



гут быть частично уравновешены поворотом спиралей соседних ступеней на 180° относительно друг друга.

В осевых турбинах существенную роль играют только осевые усилия. Рассмотрим осевые усилия, действующие на промежуточную ступень турбины (рис. 7.37).

На рабочие лопатки турбины действует в осевом направлении сила

$$F_z^I = G (c_{1z} - c_{2z}) + f_{ur} (p_{1n} - p_{2n}).$$

На диск ступени действует сила

$$F_z^{II} = \frac{\pi}{4} [(d_n - l_n)^2 - d_{2n}^2] (p'_{1n} - p_{2n}).$$

Для снижения этого усилия необходимо уменьшить площадь действия разности давления $p'_{1n} - p_{2n}$, что обеспечивается уменьшением диаметра ступени и переходом от дисковой конструкции ротора у активных турбин к барабанной у реактивных.

Если диаметры d_{1n} и d_{2n} промежуточных уплотнений по обе стороны диска не равны, то возникает усилие, обусловленное разницей этих диаметров:

$$F_z^{III} = \frac{\pi}{4} (d_{2n}^2 - d_{1n}^2) p'_{1n}.$$

При наличии на валу выступов (гребешков уплотнений) высотой h при перепаде давления на каждом выступе Δp на уплотнении диаметром d_y развивается суммарное осевое усилие

$$F_z^{IV} = \pi d_y h \Sigma \Delta p.$$

Приближенно можно считать

$$\Sigma \Delta p = 0,5 (p_{0n} - p'_{1n}).$$

Результирующее осевое усилие на ступень

$$F_z = F_z^I + F_z^{II} + F_z^{III} + F_z^{IV}.$$

Сложение усилий, действующих на отдельные ступени, дает суммарную осевую силу на ротор многоступенчатой турбины.

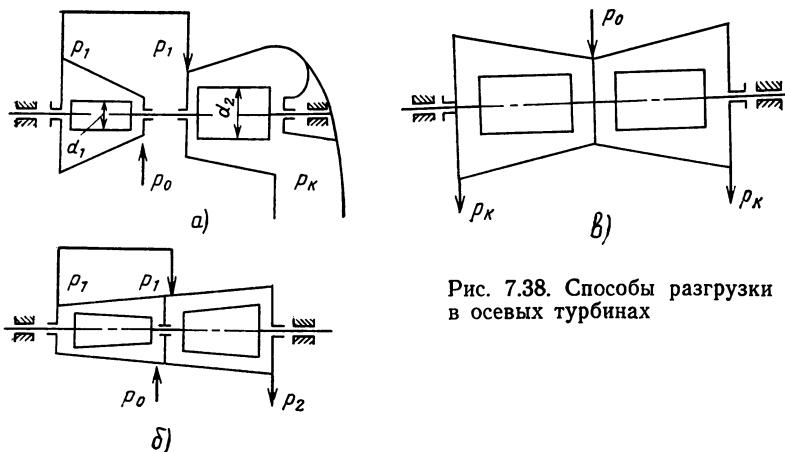
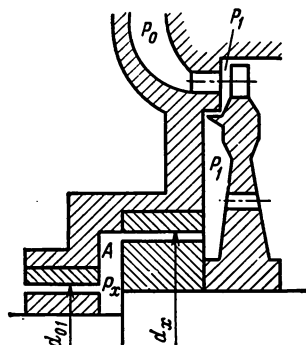


Рис. 7.38. Способы разгрузки усилий в осевых турбинах

Рис. 7.39. Ступень осевой турбины с разгрузочным поршнем

Возможными способами уравнивания осевого усилия являются применение двухцилиндровых турбин с направлением потока рабочего тела во взаимно противоположных направлениях (рис. 7.38, а), противоположное включение однопоточных цилиндров высокого и среднего давления, объединенных в общем корпусе (рис. 7.38, б), — петлевая схема, а также применение двухпоточных цилиндров (рис. 7.38, в) с одним входом и двумя выходами. Двухпоточные схемы широко применяются в ЦСД и ЦНД, а также в ЦВД турбин большой мощности.

Распространен способ уравнивания осевого усилия в однопоточных осевых турбинах с использованием разгрузочного поршня (диска). Разгрузочный поршень образуется увеличением диаметра переднего концевое уплотнения (рис. 7.39) на стороне высокого давления турбины. Камера А за разгрузочным поршнем соединяется с конденсатором или ступенью низкого давления. На поршень действует усилие p_x за счет разности давлений в камере первой ступени p_1 и в камере А, направленное в сторону, противоположную действию усилий на ступени турбины. Диаметр разгрузочного поршня рассчитывается из условия статического равновесия ротора турбины в осевом направлении. Следует иметь в виду, что увеличение диаметра поршня ведет к увеличению утечек через переднее концевое уплотнение. Поршнем производится частичная разгрузка.



7.4. УПЛОТНЕНИЕ СИЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Силовое оборудование ЯЭУ (насосы, турбины) работает в условиях навешенной радиоактивности теплоносителя. Не исключено попадание в теплоноситель первого контура и продуктов деления топлива при разгерметизации твэлов. В связи с этим первоочередное значение приобретает выбор для ЯЭУ оборудо-

вания, обеспечивающего отсутствие утечек радиоактивной среды или ограничивающего их в допустимых, строго контролируемых пределах.

Устройства для предотвращения или ограничения утечки рабочей среды, а также для предотвращения попадания в рабочий контур окружающей среды называются *уплотнениями*. Конструктивное выполнение уплотнений может быть различным в зависимости от рода рабочей среды, уровня наведенной активности и допустимых утечек. Очевидно, что уплотнения должны быть различными для машин первого контура, работающих на жидком металле, реакторной воде, сухом насыщенном или перегретом паре или газе. Значительно ниже требования к уплотнениям машин второго контура.

Полная герметизация. Полностью исключить утечки рабочего тела или среды, его уплотняющей, возможно лишь *абсолютной герметизацией* машины. Так, в герметичных насосах рабочее колесо и электродвигатель заключены в общем корпусе (рис. 7.40), что полностью исключает утечки. Вал не выходит из корпуса, и необходимость в специальном его уплотнении относительно неподвижного корпуса отпадает. Вследствие сложности конструкции герметичных машин, а также невысокого КПД приходится использовать машины без полной герметизации с уплотнением вращающихся валов, проходящих через неподвижный корпус. И доля таких машин в ядерной энергетике все более увеличивается.

Сальниковые уплотнения. Основные элементы сальника (рис. 7.41) — корпус 4, эластичная сальниковая набивка 3, нажимная втулка 2. Набивка сжимается в осевом направлении втулкой, раздается в радиальных направлениях и прижимается к неподвижной поверхности корпуса и вращающейся поверхности вала 1 или насаженной на него втулки. Число колец квадратного сечения уплотнения по условиям затраты мощности на преодоление трения и износа не должно превышать семи. Сила, необходимая для затягивания сальника,

$$P = k \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p,$$

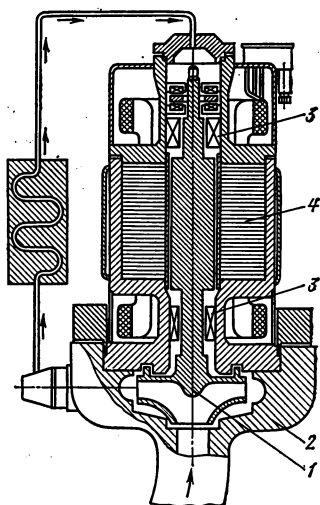


Рис. 7.40. Герметичный насос:

1 — ротор насоса и электродвигателя; 2 — корпус;
3 — подшипники; 4 — статор электродвигателя

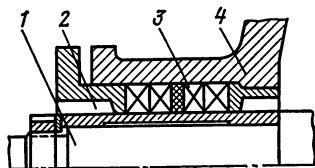


Рис. 7.41. Схема сальникового уплотнения

где p — внутреннее давление (избыточное) среды перед сальником; D — наружный диаметр набивки; d — диаметр вала; $k=1,4 \div 2,0$.

Сторона квадратного сечения набивки принимается равной (в сантиметрах)

$$b = 0,15d + 0,3.$$

Набивка выполняется в виде прессованных или плетеных шнуров и колец. Применяются набивки: хлопчатобумажные, пропитанные графитом или густой технической смазкой для уплотнения холодной воды при низком давлении; асбестовые с графитовой пропиткой при давлении до 2,5 МПа и при температуре до 475 К; из фольги из антифрикционного металла с мягким сердечником из абсеста или из спрессованной фольги без сердечника при давлениях выше 2,5 МПа и температуре до 475 К; при более высоких температурах (до 675 К) и высоких давлениях алюминиевая набивка из фольги с мягким асбестовым сердечником или без него. В месте уплотнения на вал обычно надевается защитная втулка, наружная поверхность которой полируется и должна иметь минимальное биение относительно шеек вала.

Признаком хорошей работы сальникового уплотнения является просачивание жидкости между набивкой и защитной втулкой вала. Наличие небольшой протечки обеспечивает небольшие коэффициенты трения и умеренный износ материала набивки. При работе на холодной жидкости с протечкой отводится и тепло работы трения. Однако свободное вытекание через уплотнение горячей, а тем более радиоактивной среды недопустимо.

При работе на радиоактивных жидкостях обязательно применение чистых запорных (буферных) сред. Подача в сальники чистой холодной воды применяется и при работе на горячей (перегретой) воде. В этих случаях специальными конструктивными мероприятиями обеспечиваются нормальные условия работы уплотнения. Примеры сальниковых уплотнений для питательных насосов приведены на рис. 7.42.

Мощность, теряемая на трение в сальнике, кВт,

$$N_{\tau} = 2\pi^2 \cdot 10^{-3} n r^2 b \sigma_0 [1 - \exp(-2af/b)],$$

где n — частота вращения вала, с^{-1} ; $\sigma_0 = p \exp(2af/b)$, Па; r — радиус и b — ширина квадратного кольца набивки, м; f — коэффициент трения ($f=0,01 \div 0,1$); l — длина сальниковой набивки, м; $a \approx 0,5$. На трение в сальниках затрачивается до 1 % мощности машины.

При работе сальникового уплотнения набивка изнашивается, расход протечки увеличивается, требуется постоянный контроль за работой уплотнения и периодическое его подтягивание, что недопустимо при работе на радиоактивных жидкостях даже при использовании буферных сред. Поэтому в настоящее время на циркуляционных насосах первого контура сальники не используются. Сальниковые уплотнения могут быть применены на машинах первого и второго контуров (питательных и конденсатных насосов), работающих на нерадиоактивных средах. У машин с сальниковыми набивками ограничивается окружная скорость шейки вала (около 25 м/с).

Дроссельные уплотнения. Ограничения по скорости вращения уплотняемого вала полностью отсутствуют в случае *дроссельных уплотнений*, в которых исключен контакт поверхности вала и корпуса, что обеспечивает высокую надежность их работы и допускает длительную работу без обслуживания. К дрос-

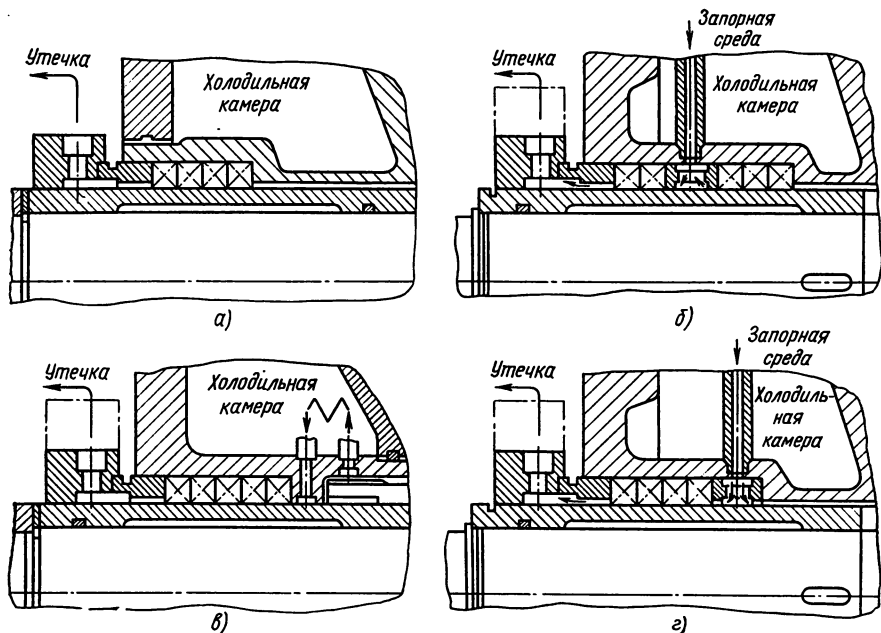


Рис. 7.42. Сальниковые уплотнения питательных насосов:

а — с внешним холодильником; б — с подачей чистой запорной (буферной) жидкости в середину сальника; в — с циркуляционным охлаждением жидкости перед сальником; г — с подачей буферной жидкости на вход сальника

сельным относятся *щелевые* и *лабиринтные* уплотнения. Щелевые уплотнения используются главным образом для несжимаемых жидкостей, а лабиринтные — для пара или газа. Все дроссельные уплотнения работают по принципу большого гидравлического сопротивления, и поэтому ни в коей мере не могут исключить полностью протечки уплотняемой среды. Однако протечки через уплотнение будут тем меньше, чем выше гидравлическое сопротивление уплотнения. В машинах ЯЭУ в дроссельных уплотнениях необходимо применять запорные буферные среды. Для предотвращения утечек радиоактивной среды из циркуляционного насоса давление буферной среды должно превышать давление нагнетания.

В типичной конструкции концевой щелевого уплотнения для питательного насоса (рис. 7.43) протечка рабочей жидкости 3 после значительного дросселирования смешивается с буферной жидкостью 2 и возвращается (поток 1) в систему циркуляции или отводится в резервную емкость. Другая часть буферной жидкости 4 проходит внешний участок щелевого уплотнения и отводится в дренаж. Подача буферной жидкости для насосов, работающих на горячей воде, необходима также для снижения температуры вала перед подшипниками.

При определении утечки через щелевое уплотнение простейшей формы (рис. 7.44) необходимо учитывать потери трения в щели, на входе и выходе.

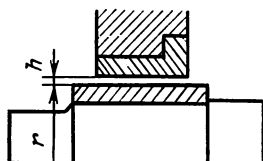
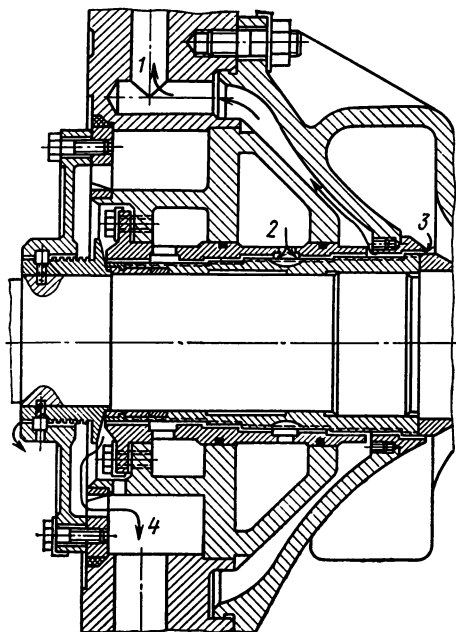


Рис. 7.44. Схема щелевого уплотнения

←Рис. 7.43. Концевое щелевое уплотнение питательного насоса

Средняя скорость протечки по сравнению со скоростью течения в концентрической щели с неподвижными стенками может быть найдена из выражения

$$w/w_0 = 0,5 (u/w_0)^{3/4} [(1 + 0,629u^2/w_0^2)^{3/8} + (1 + 0,629k^2u^2/w_0^2)^{3/8}],$$

где w_0 — скорость в щели с неподвижными стенками; w — скорость параллельно оси вращения в щели с вращающимися стенками; u — окружная скорость. Коэффициент k для щелей с относительной шириной $h/r \leq 0,8 \cdot 10^{-4}$ равен

$$k = (0,095 \sqrt{r/h} - 1)^{4/3},$$

при $u/w_0 > 3$ справедлива упрощенная формула

$$w/w_0 = 25 \sqrt{h/r} (u/w_0)^{-3/4}.$$

Как уже указывалось выше, лабиринтные уплотнения используются главным образом в машинах, работающих на сжимаемых средах — в паровых и газовых турбинах, компрессорах и газодувках. Схема простейшего лабиринтного уплотнения представлена на рис. 7.45. Уплотнение состоит из ряда гребней, закрепленных в неподвижной обойме и образующих щели малого проходного сечения со ступенчатым валом. Используются также лабиринтные уплотнения с гладким валом (рис. 7.46). Возможно закрепление гребней на валу. Тогда неподвижная поверхность выполняется соответственно ступенчатой или гладкой. За каждой узкой кольцевой щелью следует расширительная камера. При протекании через узкое сечение поток газа ускоряется и приобретает некоторую скорость. В расширительной камере кинетическая энергия потока вследствие ударов, трения и вихревых движений переходит в тепло. Извилистость пути рабочего тела улуч-

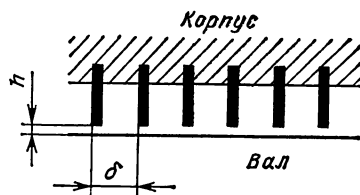
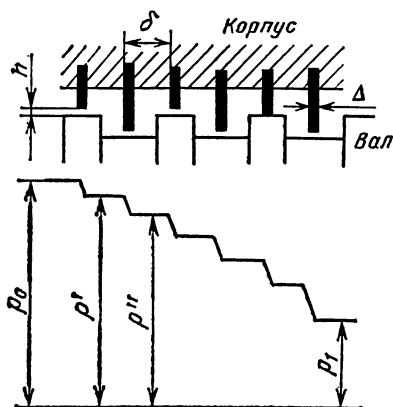


Рис. 7.46. Лабиринтное уплотнение с гладким валом

Рис. 7.45. Лабиринтное уплотнение

шает действие уплотнения, но не является решающим фактором. Энтальпия перед каждой щелью остается приблизительно неизменной, и результирующий процесс (рис. 7.47) можно считать соответствующим дросселированию при $i = \text{const}$, Расход утечки через лабиринтное уплотнение, имеющее Z гребней, при относительном перепаде давлений на уплотнении $\varepsilon = p_1/p_0$ можно найти по формуле

$$G = 0,99\mu_y S_y \sqrt{p_0/v_0} \sqrt{(1-\varepsilon^2)/Z},$$

где μ_y — эмпирический коэффициент расхода, зависящий от формы кромок гребешка и отношения ширины кольцевого зазора к ширине гребешка h/Δ (рис. 7.48); S — площадь поперечного сечения кольцевой щели.

В случае гладкого вала в формулу необходимо дополнительно ввести множителем коэффициент прямоточности K_n , значения которого в зависимости от числа гребешков и отношения ширины щели к шагу гребешков h/δ приведены на рис. 7.49. Ориентировочно ширина щели принимается равной $h = 0,01 d_y$ (d_y — диаметр уплотнения), но не менее 0,2—0,3 мм. Неподвижные гребни изготавливаются из сравнительно мягкого материала, например из никелевой латуни. В случае задевания острая кромка такого гребня быстро срабатывается, количество выделяемого при этом тепла оказывается ограниченным и не вызывает коробления вала. Для локализации разогрева внешних волокон вала при задевании его гребешком на валу с определенным шагом выполняются кольцевые проточки.

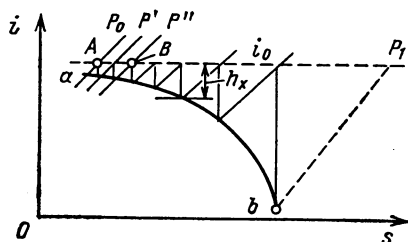


Рис. 7.47. i — s -диаграмма дросселирования рабочего тела в лабиринтном уплотнении

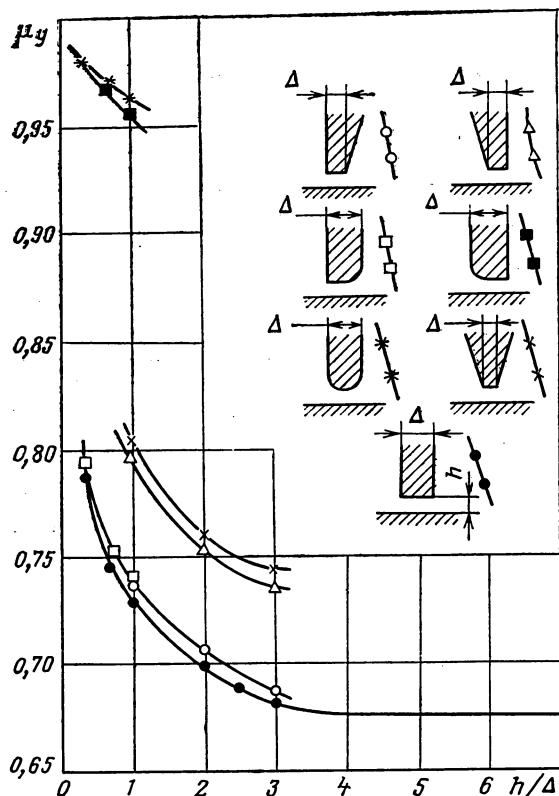
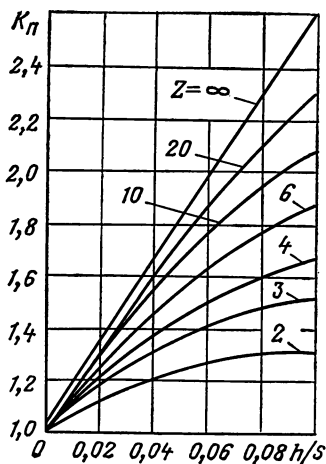


Рис. 7.48. Зависимость коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от отношения h/Δ при разных формах гребешков

Для машин первого контура обязательна подача в лабиринтные уплотнения буферных сред подобно ранее рассмотренной подаче жидкости в щелевые уплотнения. При этом для паровых турбин, например, необходимо иметь посторонний источник чистого пара. В качестве примера конструктивного выполнения лабиринтного уплотнения на рис. 7.50 представлено переднее концевое уплотнение паровой турбины К-220-44. Латунные гребешки закреплены в уплотнительных кольцах 3 из углеродистой стали, которые в свою очередь вставлены в проточки корпуса уплотнения

Рис. 7.49. Зависимость коэффициента прямоточности от h/Δ при разных количествах гребешков



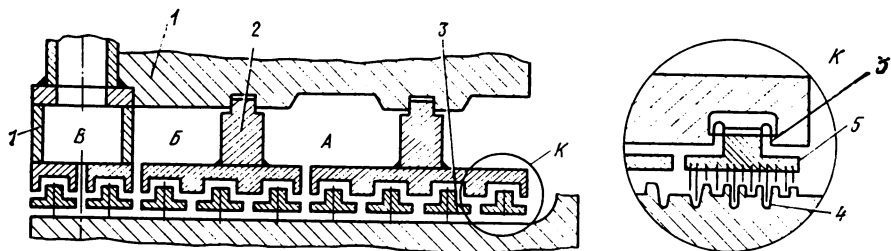


Рис. 7.50. Переднее концевое уплотнение паровой турбины К-220-44

1 и в обоймы уплотнений 2. Вал имеет ступенчатые выступы лабиринта. Выступам и впадинам на валу соответствуют чередующиеся гребешки 5 разной длины. Более глубокие кольцевые проточки 4 предназначены для локализации тепловых деформаций внешних волокон при задевании гребешков. Обоймы и корпус уплотнений образуют камеры А, Б и В. Из камеры А пар отводится в один из регенеративных подогревателей. В камеру Б подводится пар с большим избыточным давлением, а из камеры В отсасывается паровоздушная смесь, исключая выход пара в помещение машинного зала. При работе турбины радиоактивным паром в камеру Б должен подаваться чистый пар при давлении, превышающем давление в камере А.

Торцевые уплотнения. В торцевом уплотнении (рис. 7.51) на валу 1 установлено вращающееся кольцо пары трения 2 с уплотняющим элементом 9. На крышке 7 установлена аксиально подвижная нажимная втулка 3 с уплотняющим элементом 4 и стопорным устройством 5. С втулкой 3 жестко связано не вращающееся кольцо пары трения 8. Неподвижное кольцо пары трения и нажимная втулка могут быть выполнены как одно целое. Рабочими поверхностями уплотнения являются торцевые поверхности вращающегося и неподвижного колец пары трения. Постоянный контакт уплотняющих поверхностей обеспечивается упругим элементом — пружиной 6. Если движение уплотняемой среды в зазоре направлено к центру против действия центробежных сил, уплотнение внутреннее. Если же направление протечки через уплотнение совпадает с направлением действия центробежных сил, уплотнение называется внешним. Очевидно, что при прочих равных условиях протечка через внутреннее торцевое уплотнение должна быть меньше.

Торцевые уплотнения использованы, например, в циркуляционных насосах реактора РБМК-1000 на Ленинградской и других АЭС. По сравнению с другими типами уплотнений торцевые обладают целым рядом преимуществ: а) рабо-

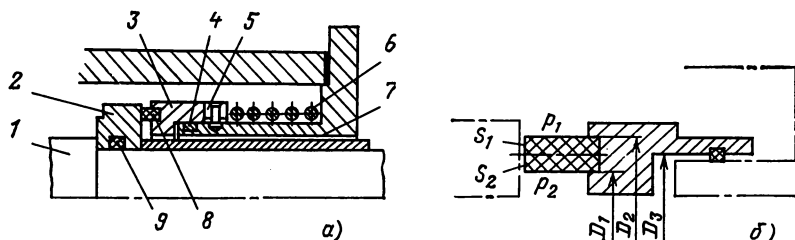


Рис. 7.51. Торцевое уплотнение (а) и его расчетная схема (б)

тают с малой, практически с нулевой, утечкой; б) потери мощности на трение в них в 2—10 раз меньше теряемой в сальниках; в) не требуют постоянного обслуживания, что особенно важно при работе на радиоактивных жидкостях; г) при правильном подборе пар трения обладают высокой надежностью и долговечностью; д) допускают повышенные вибрации вала и не предъявляют высоких требований к центровке вала; е) могут применяться для широких интервалов давлений и окружных скоростей.

Указанные преимущества достигнуты, безусловно, за счет некоторого усложнения конструкции по сравнению, например, с сальниками или щелевыми уплотнениями.

Как правило, пары трения торцевых уплотнений работают в режиме полужидкостного трения. При этом средняя толщина пленки изменяется от десятых долей микрометра до нескольких микрометров. Утечка через щели такой ширины крайне мала. Расход приблизительно может быть оценен по формуле, м³/с,

$$q = \pi D_2 h r \kappa / p_{п.т.}^2,$$

где h — осевой зазор в паре трения, м; p — давление уплотняемой среды, Па; κ — коэффициент, характеризующий положение пары трения, Н/(м²·с);

$$\kappa = 3,23 \cdot 10^{10} \text{ для внешних уплотнений;}$$

$$\kappa = 2,65 \cdot 10^8 \text{ для внутренних уплотнений;}$$

$p_{п.т.}$ — среднее давление в паре трения, Па.

Формула, как правило, дает значения расхода утечки, значительно завышенные. Несмотря на малую утечку через торцевые уплотнения, оценка их при работе на радиоактивных средах имеет важное значение.

Давление в паре трения (рис. 7.51, б)

$$p_{п.т.} = F/S = 4F/\pi (D_2^2 - D_1^2).$$

Осевая сила F складывается из четырех составляющих: F_1 — силы давления жидкости в зазоре пары трения; F_2 — осевой силы давления уплотняемой среды на поверхность аксиально подвижного элемента; F_3 — силы трения, препятствующей осевым перемещениям этого элемента; F_4 — силы предварительного сжатия упругого элемента. При оценке давления обычно принимают $F_3 \approx -F_4$. Тогда

$$p_{п.т.} = (p_1 + p_2)/2 + p_1 S_1/S + p_2 S_2/S.$$

Здесь $S = S_1 + S_2$ — площадь уплотняющей поверхности.

Согласно приведенным формулам, а также опытным данным следует, что утечка через торцевое уплотнение практически не зависит от ширины уплотняющей поверхности $\Delta = (D_2 - D_1)/2$. Поэтому независимо от перепада давления Δ принимается в следующих пределах:

Диаметр уплотнения, мм	Δ , мм
20—50	2—4
60—100	3—5
100—200	4—7

Торцевой зазор уплотнения не будет увеличиваться при коэффициенте уравновешивания

$$K = (p_1 S_1 + p_2 S_2) / (p_1 + p_2) S > 1/2.$$

Оптимальны значения $K=0,55\div 0,8$. Разгрузка уплотнения производится в том случае, когда необходимо понизить удельное давление до допустимого материалами колец трения.

Кольца пары трения торцевого уплотнения изготавливаются, как правило, из материалов различной твердости, причем кольцо из более твердого материала во избежание образования канавок изготавливается и более широким.

Наиболее распространенными сочетаниями материалов для пар трения торцевых уплотнений являются: сталь — углеграфит, карбид вольфрама — свинцовистая бронза. В отечественной практике наибольшее распространение получили углеграфиты: обожженный ПК-0 и графитизированный АГ-1500, работающие в паре с кольцом из твердого материала.

При уплотнении жидких сред углеграфит ПК-0 допускает давления в паре трения до $p_{п.т}=0,8$ МПа, а углеграфит АГ-1500 до $p_{п.т}=0,3$ МПа. При уплотнении газообразных сред ширина уплотняющей поверхности уменьшается в 1,5—2 раза, допустимые давления составляют $p_{п.т}=0,1\div 0,3$ МПа.

Потеря мощности на трение в торцевом уплотнении, кВт,

$$N_{\tau} = \frac{\pi^2}{8} 10^{-3} \bar{f} \bar{p} n (D_2 + D_1) (D_2^2 - D_1^2),$$

где \bar{f} — коэффициент трения: $\bar{f} \approx 0,05\div 0,15$; \bar{p} — среднее давление, Па; n — частота вращения, с⁻¹.

Средняя разность температуры пара трения и окружающей среды

$$\Delta T = 4,93 (D_2 - D_1) \bar{f} p_{п.т} n / (\alpha \alpha_{\phi}),$$

где α — средний коэффициент теплоотдачи с боковой поверхности, Вт/(м²·К);

$$\alpha_{\phi} = S_6 / D_{ср}^2 = 4S_6 / (D_2 + D_1)^2;$$

S_6 — площадь поверхности колец, соприкасающаяся с окружающей средой.

Торцевые уплотнения с одной парой трения называются одинарными. Такие уплотнения целесообразно, например, использовать в качестве концевых уплотнений для высокооборотных питательных насосов (рис. 7.52). Торцевые уплотнения, имеющие две пары трения — двойные торцевые уплотнения, целесообразно использовать, например, в качестве концевых уплотнений насосов первого контура. В полость между двумя парами трения подается буферная жидкость с давлением, превышающим давление уплотненной среды. Таким обра-

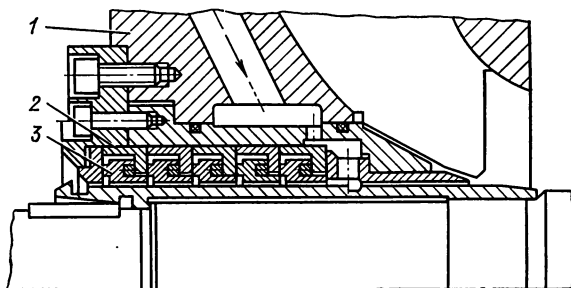


Рис. 7.52. Концевое торцевое уплотнение питательного насоса

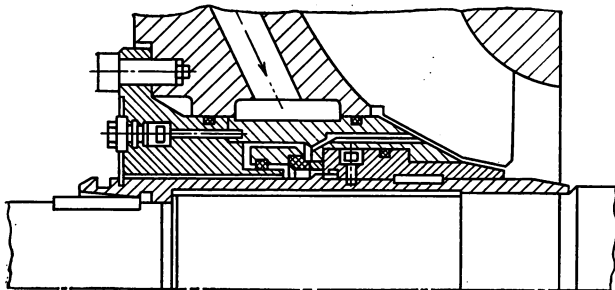


Рис. 7.53. Уплотнение с плавающими кольцами

зом, исключаются даже минимальные протечки рабочей жидкости в помещение установки насосов. Буферная жидкость служит и для отвода тепла от пар трения. Известны уплотнения с тремя и четырьмя парами трения.

Уплотнения с плавающими кольцами. Конструктивная схема *уплотнения с плавающими кольцами* изображена на рис. 7.53. В корпусе 1 расположены неподвижные кольцевые втулки 2, к которым прилегают торцевыми уплотнительными поверхностями плавающие кольца 3, установленные на валу с малым радиальным зазором. Размер этого зазора приблизительно на порядок меньше, чем у щелевых уплотнений. Кольца могут свободно перемещаться в радиальном направлении, следуя за колебаниями вала, но фиксированы относительно окружных перемещений. Давлением уплотняемой жидкости кольца прижимаются к неподвижным втулкам. Для обеспечения предварительного контакта обычно ставят спиральные пружины. При этом торцевые поверхности работают как торцевые уплотнения, а кольцевые зазоры как щелевые уплотнения. Но поскольку отсутствуют вращательные смещения торцевых пар, условия их работы значительно легче, чем у торцевых уплотнений. Возможность смещения колец в радиальном направлении позволяет иметь малую ширину кольцевой щели и, следовательно, значительно меньшие утечки, чем в щелевых уплотнениях.

При определенном сопротивлении кольцевой щели на кольцо действует центрирующая сила, которая при отсутствии защемлений кольца обеспечивает постоянный зазор между ним и валом. Небольшая конфузурность щели увеличивает центрирующую силу. Длина цилиндрической части плавающего кольца обычно составляет 10—20 мм, а ширина кольцевого зазора не превышает 0,05—0,15 мм.

Давление в паре трения тем меньше, чем больше число уплотнительных колец и чем меньше избыточное давление уплотняемой среды. Наиболее нагруженными являются внутренние кольца. Число колец ограничено размерами уплотнительного узла. Допустимые давления в паре трения для каждой конкретной конструкции могут быть определены только экспериментально. Уплотнения с плавающими кольцами можно использовать в качестве концевых уплотнений как для питательных, так и для циркуляционных насосов первого и второго контуров. В этом случае в уплотнение должна подаваться холодная буферная жидкость.

Замерзающие уплотнения. Эти специфические уплотнения используются в устройствах (насосах и арматуре) на жидких металлах. Принцип работы заклю-

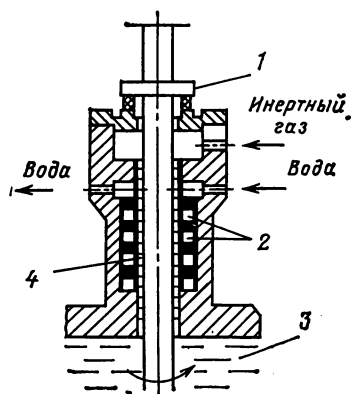


Рис. 7.54. Схема замерзающего уплотнения:
1 — уплотнение по газу; 2 — каналы для прохода охлаждающей воды; 3 — жидкий металл; 4 — затвердевший металл

чается в том, что в щелевом проходе (рис. 7.54) между рабочим колесом и полостью с атмосферой инертного газа создается участок замороженного металла 4. Замороженный металл удерживается в щели трением и сцеплением. Причем можно добиться абсолютной герметичности. Замороженный металл постоянно скользит по поверхности вала, образуя тонкую, достаточно вязкую жидкую пленку, и протечка практически не возникает. Теплота

горячего металла и теплота трения непрерывно отводятся вторичным охлаждающим агентом — жидкостью или газом. Уплотнение с жидкостным охлаждением наиболее компактно. Строгий контроль температуры уплотнения не обязателен, если температура замороженного металла удерживается значительно ниже точки затвердевания.

Для уменьшения пускового момента уплотнение необходимо предварительно разогреть. Допускаемое приближение температуры металла в щели к точке затвердевания пропорционально теплопроводности металла. Образование сплошного клина на вертикальных валах не вызывает трудностей. На горизонтальных валах могут образоваться разрывы, которые вызовут попадание газа в щель. Отклонения при вибрации валов не должны превышать 0,025 мм, чтобы исключить пластическую деформацию замороженного металла, выдавливание его и излишнюю теплоту трения. Обязательное условие надежной работы уплотнения — чистота металла. Загрязнение металла абразивными окислами, которые будут выделяться при охлаждении в зазоре («эффект холодной ловушки»), может вызвать заедание вала и аварию насоса. Размер зазора между втулкой и валом принимается 0,8—1 мм при длине втулки, равной 2—3 диаметрам вала. Втулка конической формы с большим диаметром со стороны насоса работает без заклинивания и задигов. Конус, по-видимому, создает пространство и такие условия работы уплотнения, при которых любые комкообразные включения и абразивные материалы могут размельчаться на участке с большим кольцевым зазором прежде, чем произойдет задирирование и заедание вала.

Комбинированные уплотнения. В практике насосостроения и особенно в насосах для ЯЭУ широко распространены *комбинированные уплотнения*, включающие в себя уплотнения различных типов. На рис. 7.55 показан пример такого уплотнения, которое может быть использовано для циркуляционных насосов первого контура с ограниченной контролируемой протечкой. Сложное уплотнение состоит из уплотнения с плавающими кольцами 6 и одинарного внутреннего торцевого уплотнения 2. В уплотнение с плавающими кольцами подается холодная чистая вода через проставочное кольцо 5. Протечка через это уплотнение выводится через патрубок 1.

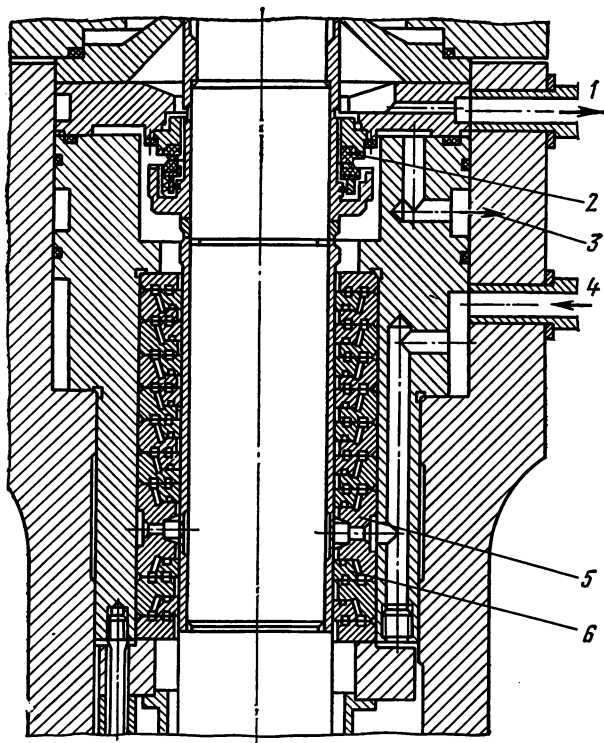


Рис. 7.55. Комбинированное концевое уплотнение циркуляционного насоса:

1, 3 — выход протечки; 2 — торцевое уплотнение; 4 — вход буферной жидкости; 5 — проставочное кольцо; 6 — плавающее кольцо

7.5. ОПОРЫ РОТОРОВ МАШИН

Опоры роторов (*подшипники*) — ответственнейшие элементы машин ЯЭУ. В зависимости от конструкции машины они могут быть внешними и встроенными. Внешние подшипники расположены вне корпуса машины и связаны с ним с помощью кронштейнов или опорной плиты (рамой). Внешние подшипники широко используются в питательных и конденсатных насосах, в паровых и газовых турбинах, в компрессорах и подобных машинах одно- и двухконтурных установок. Встроенные подшипники используются главным образом в герметичных циркуляционных насосах первого контура, а также в некоторых конструкциях конденсатных насосов.

Для уменьшения трения в подшипниках и для отвода тепла от них необходима жидкая или консистентная смазка. Во внешних подшипниках используются специальные органические или минеральные смазки, обеспечивающие оптимальные условия работы подшипников. Во встроенных подшипниках в качестве смазки мож-

но использовать только рабочую среду — воду, жидкий металл и т. п. Для внешних подшипников, работающих вблизи источников ионизирующих излучений (машины первого контура), смазка должна обладать достаточной радиационной стойкостью. Конструктивно подшипники разделяются на подшипники качения и скольжения.

Подшипники качения используются в машинах малой и средней мощности, например внешние (выносные) подшипники небольших конденсатных насосов, выносные подшипники погружных насосов для жидких металлов и т. д. Основные преимущества подшипников качения — малые потери на трение, небольшие размеры, простота монтажа и взаимозаменяемость, способность многих подшипников воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки. При больших окружных скоростях и нагрузках работоспособность подшипников качения резко снижается. Поэтому для основных машин ЯЭУ используются главным образом подшипники скольжения, выносные или встроенные.

Подшипники скольжения используются в качестве как радиальных, так и осевых подшипников. Для обеспечения режима жидкостного трения в подшипниках скольжения между вращающейся и неподвижной поверхностью необходимо наличие устойчивой пленки смазывающей жидкости. Режим жидкостного трения в нагруженной части подшипника может быть обеспечен двумя принципиально различными способами. Соответственно различаются динамические подшипники скольжения (*гидродинамические, газодинамические*) и статические подшипники скольжения (*гидростатические, газостатические*).

В динамических подшипниках смазывающая жидкость увлекается вращающейся поверхностью в клиновой зазор благодаря вязкости. В жидкостном клине развивается повышенное давление с максимумом в области наименьшего зазора. Это давление уравнивает силы, действующие на ротор, позволяет валу при его вращении находиться во взвешенном состоянии. Клиновой зазор в осевом подшипнике образуется между вращающимся упорным диском и закрепляемыми на неподвижном диске колодками. Колодки могут быть выполнены качающимися, так что угол клина устанавливается автоматически в зависимости от осевого усилия (подшипники Митчелла и Кингсбери). При использовании в выносных подшипниках жидкостей с хорошими смазывающими свойствами допустимы давление до 2 МПа, окружная скорость шейки вала до 80 м/с, а в отдельных случаях до 125 м/с; коэффициент трения 0,001—0,01. Относительная длина радиальных выносных подшипников скольжения составляет $L/d = 0,8 \div 1,5$ (d — диаметр шейки вала); диаметральный зазор выбирается 0,2—0,9 мм при увеличении диаметра от 50 до 350 мм.

На рис. 7.56 показана конструкция выносного комбинированного опорно-упорного самоустанавливающегося подшипника, применяемого в передней опоре турбины К-220-44. Стальной разрезной вкладыш 8 с баббитовой заливкой толщиной 2 мм установ-

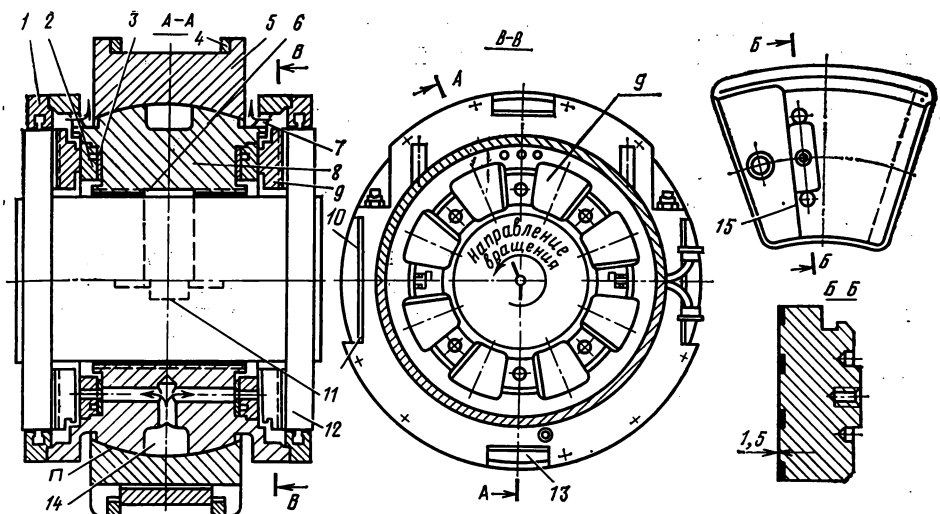


Рис. 7.56. Опорно-упорный подшипник

лен с небольшим натягом в обойме 5 по сферической поверхности П. Положение подшипника фиксируется подушками 10 и 13 и прокладками 4. Торцы вкладыша воспринимают осевые усилия со стороны упорных дисков — гребней 12 ротора через упорные подушки (колодки) 9, обоймы 2 и установочные кольца 3. Суммарный осевой зазор между упорными поверхностями подушек и ротора составляет 0,4—0,5 мм. Рабочая сторона латунных подушек, обращенная к гребням вала, наплавлена слоем баббита толщиной 1,5 мм. Поверхность подушки, противоположная баббитовой заливке, имеет уступ. Граница уступа 15 образует ребро, вокруг которого подушка может несколько поворачиваться (подшипник Митчелла).

Масло под давлением 92 кПа с температурой 313—318 К подводится через отверстие в боковой опорной подушке 10 к верхней половине вкладыша у горизонтального разъема. Часть масла поступает непосредственно под шейку вала, а другая по кольцевому каналу 14 перепускается на диаметрально противоположную сторону вкладыша и у диаметрального разъема направляется в зазор над шейкой ротора. Из кольцевого канала по просверленным отверстиям в теле вкладыша, установочных кольцах и обоймах масло поступает на смазку упорных поверхностей. Струи масла из отверстий между упорными подушками попадают на упорные гребни. При вращении ротора масло за счет сил вязкости вовлекается в клиновидный зазор между упорными подушками и гребнем ротора. Отработавшее масло сливается через шесть отверстий 7 в верхней части вкладыша в картер опоры (на рисунке не показан). Подшипник в данной конструкции постоянно залит маслом. Уплот-

нительные кольца 1 уменьшают выход масла вдоль цилиндрических поверхностей гребней. В верхней половине вкладыша имеется кольцевое углубление 6, а на горизонтальном разрезе в нижней половине вкладыша слева и справа имеются маслораспределяющие карманы 11, переходящие в клиновидную разделку баббитовой заливки. Карманы и проточка необходимы для равномерного распределения масла по длине подшипника, улучшения циркуляции и теплообмена.

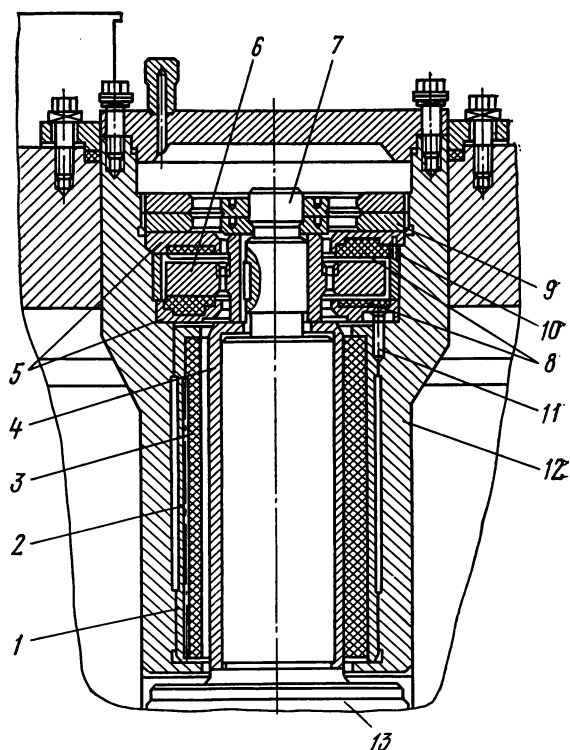
Рассмотренная конструкция не исчерпывает всех возможных вариантов выносных подшипников скольжения. В частности, на турбинах К-500-65/3000 используются упорные подшипники типа подшипников Кингсбери, упорные подушки которых опираются на невращающиеся элементы не радиальным ребром, а через центральную шаровую опору. Для крупных турбин с диаметром шейки вала более 300—400 мм рекомендуется вместо сплошного вкладыша радиальной части использовать три-четыре колодки — уменьшаются потери на трение и снижается вибрация ротора. Для малых окружных скоростей шейки вала (до 8 м/с) может применяться автономная кольцевая система смазки с внешним охлаждением корпуса подшипника.

В герметичных насосах ЯЭУ используются встроенные подшипники скольжения. Наиболее широко применяется вертикальная компоновка, что позволяет облегчить работу радиально-опорных подшипников. Конструктивная схема блока, состоящего из радиально-опорного и осеупорного подшипников, показана на рис. 7.57.

Блок собирается в корпусе электродвигателя полностью обработанным. Необходимая соосность обеспечивается точностью расточки посадочных мест в корпусе. На шейку вала надета по легкопрессовой посадке 2-го класса точности стальная втулка 4 с наплавкой сплава без кобальта (например, сплава ЦН-12), что обеспечивает высокую твердость, износостойкость и коррозионную стойкость. Вал со втулкой вращается во вкладыше подшипника 3, изготавливаемом обычно из пластмассы К-4. Такие вкладыши рассчитаны на нормальную работу при температуре 373 К, но допускают длительную работу при 415 К. Относительная длина подшипника $L/d = 2 \div 4$. При движении по смоченной водой поверхности коэффициент трения составляет 0,1, по сухой поверхности — 0,25. Гарантируется нормальная работа подшипников в течение 20 000 ч. Допускаются удельные нагрузки $p \approx 0,5$ МПа при окружных скоростях до 30 м/с. Диаметральный зазор равен 0,15 мм при диаметрах 30—40 мм и увеличивается до 0,5 мм при диаметрах 180—220 мм. Трущаяся поверхность вкладышей разделена на секторы канавками для прохода охлаждающей (смазывающей) жидкости (четыре-восемь канавок). Вкладыш по легкопрессовой посадке устанавливается в стальной обойме и стопорится в ней дополнительно круглой проволочной шпонкой 1. Обойма установлена в стакане 12 и зафиксирована от проворота с помощью штифта. Внутренняя поверхность вкладыша обрабатывается после установки его в обойму.

Рис. 7.57. Опорно-упорный подшипник герметичного насоса:

1 — шпонка; 2 — втулка вкладыша; 3 — вкладыш; 4 — втулка шейки ротора; 5 — обоймы осевых вкладышей; 6 — упорный диск; 7 — вал; 8 — вкладыши осевого подшипника; 9 — гайка; 10, 11 — штифты; 12 — стакан; 13 — ротор



Вкладыши осевого упорного подшипника 8 прессуются непосредственно в их стальные обоймы 5 и изготавливаются из той же пластмассы, что и вкладыш радиальных подшипников. На поверхности вкладышей осевого подшипника выполняются радиальные канавки для прохода жидкости. Опорный вращающийся диск обычно выполняется из высоколегированной хромоникелевой стали ЭИ953, не содержащей кобальта, с чистотой обработки по трещинам на поверхностях 9—10.

Гидродинамические подшипники скольжения описанной конструкции хорошо зарекомендовали себя в главных циркуляционных и вспомогательных насосах на Нововоронежской, Белоярской и других АЭС. Несущая способность гидродинамических подшипников скольжения растет с увеличением вязкости жидкости и частоты вращения ротора. В момент пуска не исключена возможность сухого трения и повышенного износа подшипников.

Условия чисто жидкостного трения могут быть реализованы в гидростатических подшипниках скольжения, успешно применяемых в конструкциях как с вертикальным, так и с горизонтальным расположением вала. Они могут работать практически на любой чистой жидкости, в том числе и на жидких металлах при высоких

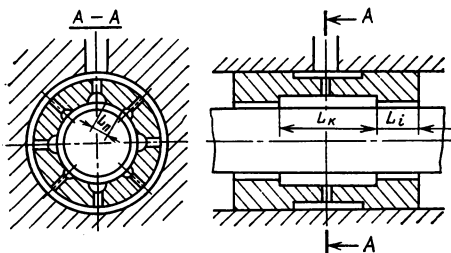


Рис. 7.58. Схема радиального гидростатического подшипника с постоянным дросселированием на входе

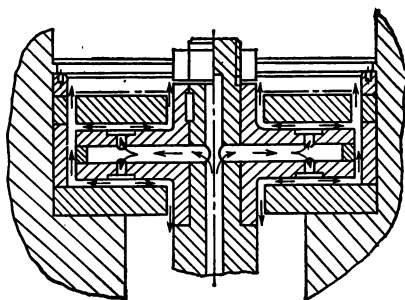


Рис. 7.59. Схема осевого гидростатического подшипника

температурах. По особенностям работы гидростатические подшипники разделяются на подшипники с *постоянным дросселированием на входе* и подшипники с *переменным дросселированием на входе и выходе* (со взаимным щелевым дросселированием).

На рис. 7.58 и 7.59 показаны принципиальные схемы радиального и осевого гидростатических подшипников с постоянным дросселированием на входе. Во вкладыше радиального подшипника имеется 4—12 карманов (камер) длиной L_k , отделенных друг от друга поперечными перемычками шириной $L_{\text{п}}$ с малым радиальным зазором относительно вала h (с большим гидравлическим сопротивлением), а в осевом направлении ограниченных кольцевыми перемычками длиной L_i . В карманы через калиброванные отверстия диаметром d_d подается жидкость при высоком давлении. При концентрическом расположении вала гидравлическое сопротивление выхода из всех карманов одинаковое. Сопротивление же дроссельных отверстий на входе подбирается таким образом, чтобы в карманах установились давления, уравнивающие усилия, действующие на ротор и обеспечивающие концентричность расположения вала. При радиальном смещении вала изменяется зазор: на стороне, противоположной направлению смещения вала, зазоры по кольцевой перемычке и между камерами увеличиваются, а в направлении смещения уменьшаются. Через камеру, противоположную смещению вала, расход жидкости увеличивается, давление в ней снижается, через камеру на стороне смещения вала расход жидкости уменьшается, давление в ней повышается. В результате возникает радиальное усилие, возвращающее вал в первоначальное положение. Таким образом, гидростатические подшипники скольжения обладают свойством самоустанавливаемости, что и обеспечивает постоянство режима жидкого трения. Аналогично работают и осеупорные гидростатические подшипники, в которых давление в камерах с обеих сторон упорных дисков изменяется в зависимости от размеров осевых зазоров. Гидростатические подшипники с постоянным дросселированием на входе надежно работали, например, в ГЦН первой реакторной установки ледокола «Ленин» (рис. 7.60).

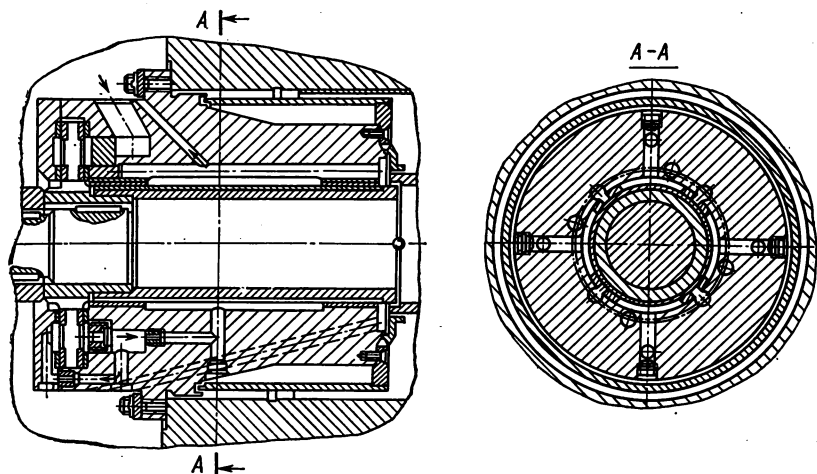


Рис. 7.60. Гидростатический подшипник герметичного циркуляционного насоса

Подшипники с постоянным дросселированием чрезвычайно чувствительны к чистоте смазывающей жидкости из-за опасности изменения характеристик дроссельных отверстий при отложении в них твердых фракций. В связи с этим в тех случаях, когда не исключено появление твердых фракций, например на жидких щелочных металлах, используются подшипники с переменным щелевым дросселированием (рис. 7.61). Жидкость высокого давления через щели между валом и втулкой поступает в отверстия, из которых по спиральным каналам направляется в противоположные камеры (карманы). При смещении вала, например вправо, давление в правом кармане возрастает как в результате уменьшения выходного зазора 4, так и в результате увеличения зазора 8 на входе в карман. В то же время давление в левом несущем кармане умень-

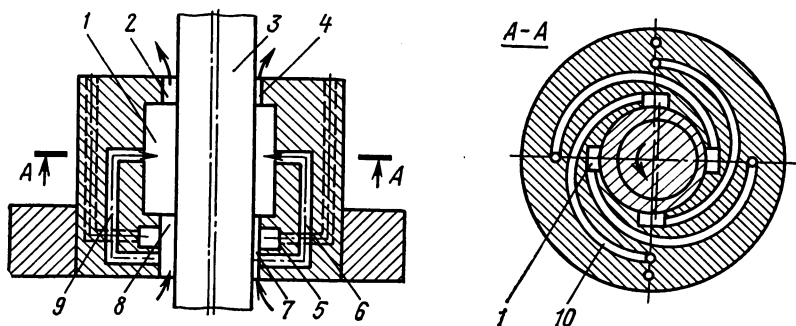


Рис. 7.61. Схема гидростатического подшипника со взаимным щелевым дросселированием:

1 — рабочий карман; 2, 4 — выходные щели; 3 — вал; 5 — кольцевая проточка; 6, 9, 10 — перепускные каналы; 7, 8 — входные щели

шается в результате увеличения левого выходного зазора 2 и уменьшения правого зазора на входе 7. В результате возникает радиальная восстанавливающая сила, смещающая вал в исходное (концентричное относительно вкладыша) положение. Практически весь перепад давления срабатывается в зазоре между неподвижным вкладышем подшипника и вращающимся валом, благодаря чему опасность забивания окислами этого зазора невелика. Для устранения прямых перетечек из входных щелей в несущие карманы имеется кольцевая проточка 5, соединенная с полостью низкого давления.

Относительная длина гидростатических подшипников принимается $L/d = 2 \div 2,5$; $h = 0,06 \div 0,08$ мм ($h/d \approx 10^{-3}$); $d_d = 0,8 \div 1,2$ мм, $l_d/d_d \approx 10$ (l_d — длина дросселя); $L_k \approx 1/3 L$.

Подшипники с переменным дросселированием имеют лучшую на 30—35 % грузоподъемность по сравнению с подшипниками с постоянным дросселированием, но более сложны в изготовлении и требуют большего в 1,5—2 раза расхода жидкости. Вообще же большие расходы жидкости характерны для всех типов статических подшипников. Так, расход на подшипники насосов реакторной установки ледокола «Ленин» достигает почти 10 % номинальной производительности насоса.

Жидкость высокого давления на камеры статических подшипников может подаваться от вспомогательного насоса высокого давления или из напорного патрубка основного насоса. В этом случае материал пары трения должен обеспечивать возможность пуска в условиях полусухого трения.

7.6. ГЛАВНЫЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ ПЕРВОГО КОНТУРА

К ГЦН первого контура предъявляются следующие основные требования:

а) длительная надежная работа без непосредственного обслуживания персоналом;

б) полное отсутствие утечки радиоактивной среды или минимальный ее расход;

в) возможность быстрого демонтажа элементов, в которых вероятно возникновение повреждений при эксплуатации;

г) возможность быстрой отмывки и дезактивации для снижения уровня радиоактивности при ремонте, т. е. отсутствие узких щелей и тупиковых полостей;

д) большое время выбега при внезапном обесточивании привода насоса, что облегчает расхолаживание активной зоны реактора.

Циркуляционные насосы для водяного теплоносителя можно разделить на *герметичные* и *насосы с ограниченной контролируемой протечкой*.

В полностью герметизированных насосах собственно насос и электродвигатель объединены в единый блок в общем корпусе. Выход вала через неподвижный корпус отсутствует. Возможность

утечек теплоносителя полностью исключена. Герметичные электронасосы в свою очередь можно разделить на две группы: а) насосы с герметизированной роторной полостью и *сухим статором электродвигателя*; б) насосы с *мокрым статором электродвигателя*.

На рис. 7.62 показана конструкция герметичного насоса ГЦЭН-310 для первого контура с ВВЭР-440. Основные данные насоса: подача 6500 м³/ч (1805 м/с); давление на всасывании 12,25 МПа; напор — 60 м; время выбега до расхода 0,7 номинального — 2,4 с. ГЦЭН-310 — вертикальный герметичный насос с нижним консольным расположением рабочего колеса. На тыльной стороне колеса 3 устроена разгрузочная камера, соединенная через систему обводных щелей и отверстий со входом в насос. Таким образом обеспечивается разгрузка осевых усилий на ротор насоса. Радиальные усилия уравниваются за счет использования лопаточного отвода 4. Уравнивание осевых и радиальных усилий особенно важно для герметичных насосов в связи с тяжелыми условиями работы смазываемых водой подшипников.

Корпус собственно насоса 2 и электродвигатель 7 образуют плотное разъемное соединение с плоской медной прокладкой 18. Корпуса стягиваются полыми шпильками увеличенной высоты. При затяжке шпильки разогреваются вставляемыми внутрь электронагревателями. Разогрев шпилек и их длина обеспечивают необходимый предварительный натяг при сборке насоса.

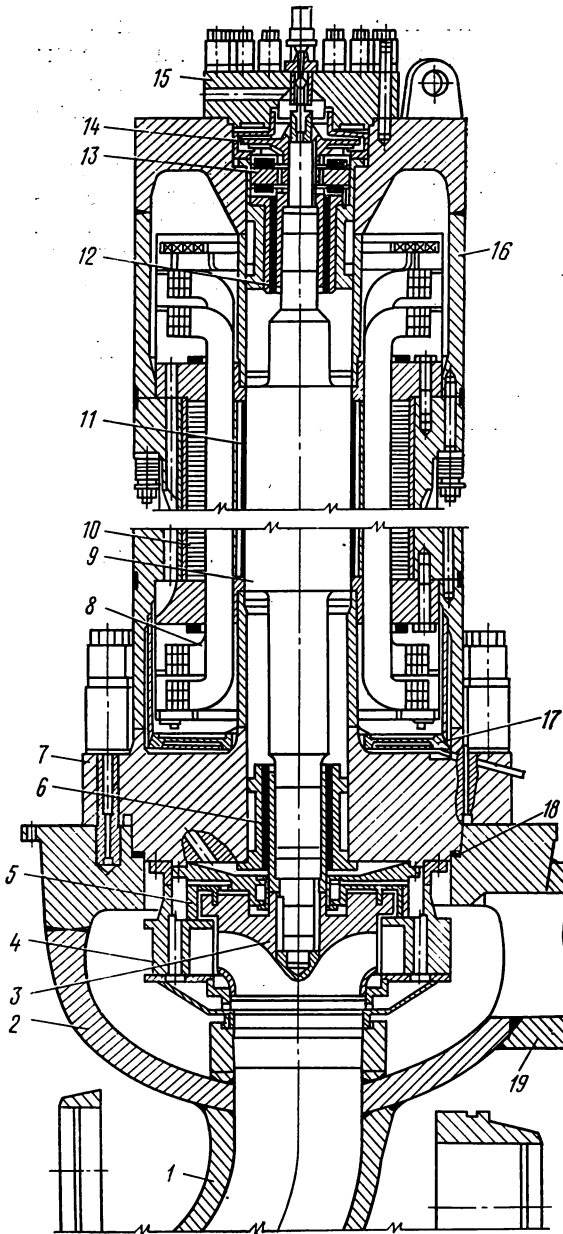
Основной силовой корпус насоса соединяется с трубопроводами сваркой. Внутренний разгруженный корпус насоса образует отводы и подводы, жестко связан с корпусом электродвигателя 7 и вместе с ним извлекается из силового корпуса 2. Насос, включая внутренний корпус, с электроприводом могут быть достаточно легко отделены от силового корпуса и заменены.

Роторная полость от статорной отделена нихромовой перегородкой 11 толщиной 0,4 мм. Для охлаждения роторной полости двигателя и гидродинамических подшипников используется автономный контур со вспомогательным насосом, колесо которого посажено на тот же вал, что и колесо основного насоса на противоположной ему стороне. Жидкость с расходом 4,15 кг/с поступает в холодильник из полости между нижним подшипником и диафрагмой, отделяющей ее от разгрузочной камеры, при температуре до 393 К и охлаждается до температуры 333 К, при которой используется в подшипниках. Допустимые температуры определяются применяемой пластмассой К-4. Верхний комбинированный подшипник — радиально-осевой, а нижний радиальный. Между торцевой стенкой корпуса электродвигателя, обращенной в сторону насоса, и обмоткой статора размещен экран с полостью, охлаждаемой технической водой. Обмотки статора дополнительно охлаждаются прокачиваемым через статор воздухом.

Общий КПД насоса составляет 52 %. Значительная доля потерь приходится на электрические в статорной перегородке (~16 %). К обычным потерям насоса с отдельным приводом

Рис. 7.62. Герметичный циркуляционный насос ГЦЭН-310:

1 — патрубок всасывания; 2 — корпус-бак насоса; 3 — рабочее колесо; 4 — отвод; 5 — диафрагма; 6 — нижний подшипник; 7 — крышка насоса (корпус электродвигателя); 8 — обмотка электродвигателя; 9 — ротор электродвигателя; 10 — статор электродвигателя; 11 — перегородка; 12 — верхний радиальный подшипник; 13 — осевой подшипник; 14 — вспомогательный насос-импеллер; 15 — крышка; 16 — верхняя часть корпуса электродвигателя; 17 — тепловой экран; 18 — прокладка; 19 — напорный патрубок



добавляются потери в статорной перегородке, характеризующиеся электрическим КПД $\eta_{эл}$. Общий КПД можно представить в виде

$$\eta = \eta_{эл} \eta_{м} \eta_{об} \eta_{г}$$

Рассмотренная конструкция характеризуется полной герметичностью, достаточно высокой надежностью, но малым КПД. Более экономичны герметичные насосы с мокрым статором. Конструктивная схема такого герметичного насоса принципиально отличается от рассмотренного отсутствием статорной перегородки. Однако широкого использования такие насосы в энергетике не получили из-за отсутствия надежной изоляции, способной работать длительное время в водяной среде при высоких температурах и в условиях интенсивных ионизирующих излучений.

В значительной мере эти трудности устраняются в насосах с мокрым низковольтным статором (напряжение 30 В) и электрическим преобразователем. Такой принцип реализован в насосах ЦЭН-138/2 и испытывался на одной из петель Нововоронежской АЭС. КПД насоса с мокрым низковольтным статором на 10—20 % выше, чем у насосов с сухим статором. Однако насосы с мокрым статором в настоящее время не могут считаться освоенными для промышленной эксплуатации в ЯЭУ.

Оптимальная мощность герметичных насосов ограничена (около 2 МВт). Увеличение их мощности приводит к значительному увеличению массы и габаритов, усложнению конструкции, затрудняет монтажные и ремонтные операции, снижает КПД. Дальнейшее увеличение единичной мощности и КПД циркуляционных насосов первого контура возможно при отказе от полной герметизации и переходе к насосам с ограниченной контролируемой протечкой с разделенным приводом. В таких насосах полностью или частично можно использовать выносные подшипники с традиционной масляной смазкой, что приводит к повышению надежности агрегата. Вал насоса проходит через неподвижный корпус. Следовательно, он должен быть уплотнен, при этом нужно иметь в виду, что среда в контуре находится при большом давлении, высокой температуре и радиоактивна.

Циркуляционные насосы с ограниченной контролируемой протечкой (рис. 7.63), как правило, — вертикальные двухопорные, консольные, с нижним расположением рабочего колеса. Рабочее колесо 14 жестко соединено с валом 4, вращающимся в подшипниковых узлах 5 и 10. Муфтой 6 вал насоса связан с электродвигате-

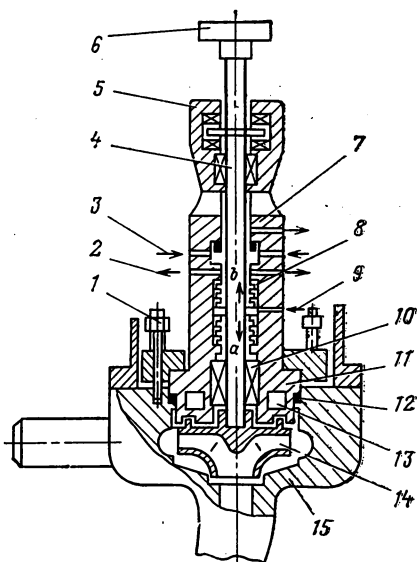


Рис. 7.63. Конструктивная схема циркуляционного насоса с ограниченной контролируемой протечкой

лем. Для увеличения жесткости вала нижний подшипник 10 выполняется чаще всего, как и показано на рисунке, встроенным и смазывается перекачиваемой жидкостью. Верхний подшипник 5—осерадиальный, выносной с масляной смазкой. Оба подшипниковых узла связаны корпусом 11, являющимся одновременно и корпусом уплотнений и крышкой собственно корпуса насоса 15. Корпус 15 и блок подшипников и уплотнений 11 стягиваются шпильками 1 и уплотняются металлической прокладкой 12. Для уменьшения перетечек теплоты в корпусе 11 устроен термобарьер в виде охлаждаемой водой полости 13.

Над встроенным подшипником расположено многоступенчатое уплотнение. Первая ступень уплотнения, например, с плавающими кольцами 8. В проставочное кольцо уплотнения подается холодная чистая буферная жидкость 9. Чтобы полностью исключить протечку радиоактивной среды, давление буферной жидкости должно превышать давление в контуре.

За первым уплотнением установлено второе, например торцевое 7, характеризующееся почти полным отсутствием протечек и, следовательно, предотвращающее попадание жидкости в рабочее помещение. Для нормальной работы первого уплотнения через него должен поддерживаться определенный расход протечки жидкости, значительно превышающий расход через торцевое уплотнение, поэтому буферная жидкость должна быть отведена через трубку 2 во вспомогательный контур до торцевого уплотнения. Кроме того, для лучшего охлаждения в полость торцевого уплотнения может быть подана через обратный клапан холодная чистая вода низкого давления 3. За торцевым уплотнением целесообразно установить щелевое или лабиринтное уплотнение на случай разрушения торцевого уплотнения.

Насос ГЦЭН-195 (рис. 7.64) с ограниченной контролируемой протечкой для петли реактора ВВЭР-1000 имеет подачу 19 000 м³/ч (5278 л/с), мощность 5000 кВт. Расчетный КПД, включая вспомогательные системы, составляет 77 %.

Насосы ЦВН-7 для реакторов РБМК-1000 имеют номинальную подачу 6850 м³/ч (1900 л/с), мощность 3600 кВт, КПД 83 % (на блок 1000 МВт восемь циркуляционных насосов).

Для обеспечения большого времени выбега на вал электродвигателей надевают специальный маховик. Так, на насосе ГЦЭН-195 через 30 с после отключения двигателя расход становится меньше номинального не более чем в 2,7 раза.

Все рассмотренные циркуляционные насосы имеют электрический привод. (В насосах с контролируемой протечкой в принципе привод может быть любой, например от специальной паровой турбины.) Насосы выполнены в виде самостоятельных агрегатов, связанных с остальным контуром трубопроводами. В некоторых случаях, например для обеспечения многократной принудительной циркуляции в кипящих корпусных водо-водяных реакторах, насос может встраиваться непосредственно в корпус реактора. На

Рис. 7.64. Насос ГЦЭН-195:

1 — гидравлическая шаровая опора; 2 — площадки обслуживания; 3 — электродвигатель; 4 — вал двигателя; 5 — маховик; 6 — торсионный вал; 7 — соединительная муфта; 8 — радиально-осевой подшипник; 9 — опорные лапы; 10 — узел уплотнения; 11 — нижний радиальный гидростатический подшипник; 12 — вал насоса; 13 — рабочее колесо; 14 — корпус; 15 — шпильки уплотнения главного разъема; 16 — мембрана для герметизации междуэтажного перекрытия

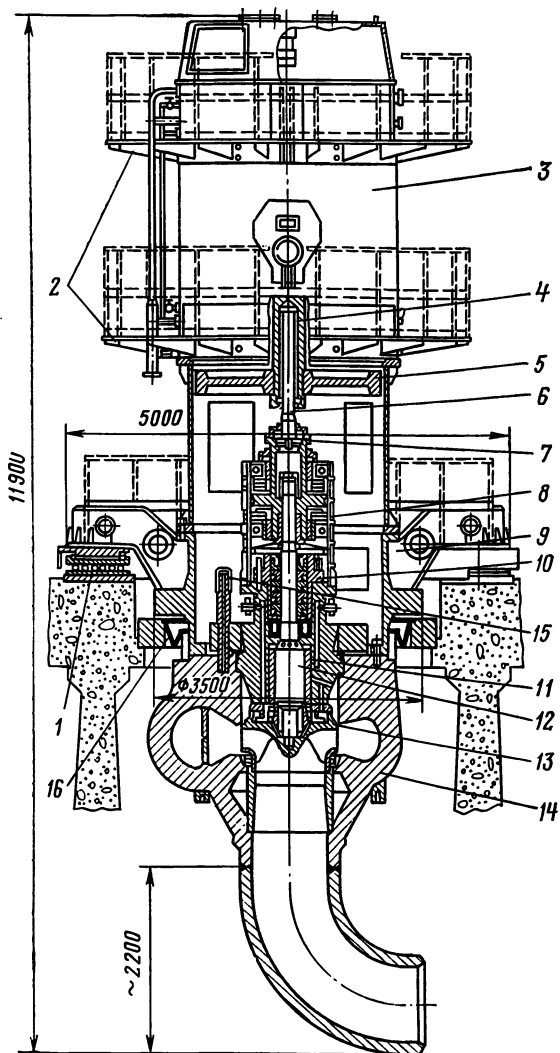


рис. 7.65 показан осевой насос, встроенный в корпус реактора. Привод насоса выведен на пределы корпуса реактора.

Определенные преимущества имеют встроенные в сепаратор турбонасосы с паровым приводом для многократной принудительной циркуляции (рис. 7.66). Турбонасос вместе с корпусом 9 помещается в сепараторе 1. На вертикальный вал 2, вращающийся в верхнем 6 и нижнем 8 подшипниковых узлах, посажены колесо насоса 10 и колесо приводной турбины 4. Насос расположен ниже уровня воды 7 в сепараторе. Отсепарированный пар проходит через сопла

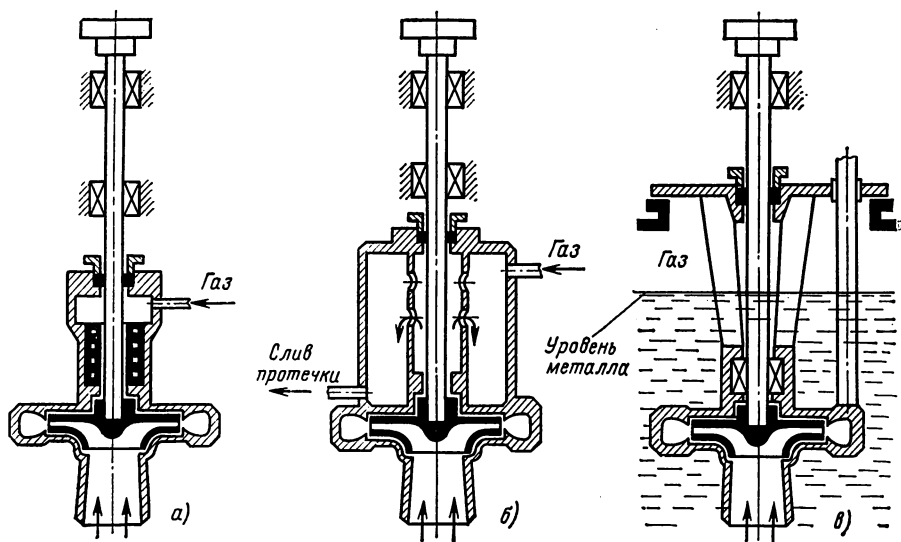


Рис. 7.67. Схемы насосов для жидкого металла:

а — с замерзающим уплотнением; *б* — с контролируемой протечкой и газовым уплотнением; *в* — погружной насос

насосов для жидких металлов пошло по пути разработки конструкций с отдельным двигателем и уплотнением вала инертным газом. Это оказалось тем более возможным, что давление жидкого металла перед уплотнением, как правило, лишь незначительно отличается от атмосферного.

Некоторые возможные конструктивные схемы с уплотнением вала по буферному инертному газу показаны на рис. 7.67. Все насосы, как правило, выполняются консольными с вертикальным расположением вала.

На рис. 7.67, *а* показана конструктивная схема насоса с *замерзающим уплотнением* (см. § 7.4). Над охлаждаемой втулкой расположена полость, в которую подается инертный газ, например аргон, под некоторым избыточным давлением, предотвращающий контакт застывшего металла в уплотнении с воздухом. Выход из газовой полости уплотняется торцевым, сальниковым или другого типа уплотнением. Основной недостаток насосов с замерзающим уплотнением — большой пусковой момент в связи с необходимостью разрушения застывшего металла на поверхности вала. Распространения в промышленности такие насосы не получили.

Более надежны насосы с *контролируемой герметизированной протечкой* и газовым уплотнением (рис. 7.67, *б*). От насосов с замерзающим уплотнением они отличаются тем, что металл в щели на выходе вала из корпуса собственно насоса постоянно находится в жидком состоянии. Протечка через окна в трубе, окружающей вал, попадает в полость, заполненную инертным газом, откуда от-

водится в резервный бак или на вход насоса. Подшипники у таких насосов — выносные с масляной смазкой. Нижний подшипник может быть встроенным. Вал насоса по газу уплотняется торцевым уплотнением или уплотнением другого типа.

Дальнейшим развитием насосов с контролируемой герметизированной протечкой являются *погружные насосы* (рис. 7.67, в). Корпус насоса погружен в бак с жидкометаллическим теплоносителем. Над уровнем металла находится подушка инертного газа. Вертикальный вал насоса проходит через газовую подушку и выводится через уплотнение за пределы бака. Основное достоинство погружных насосов состоит в том, что протечки из корпуса насоса попа-

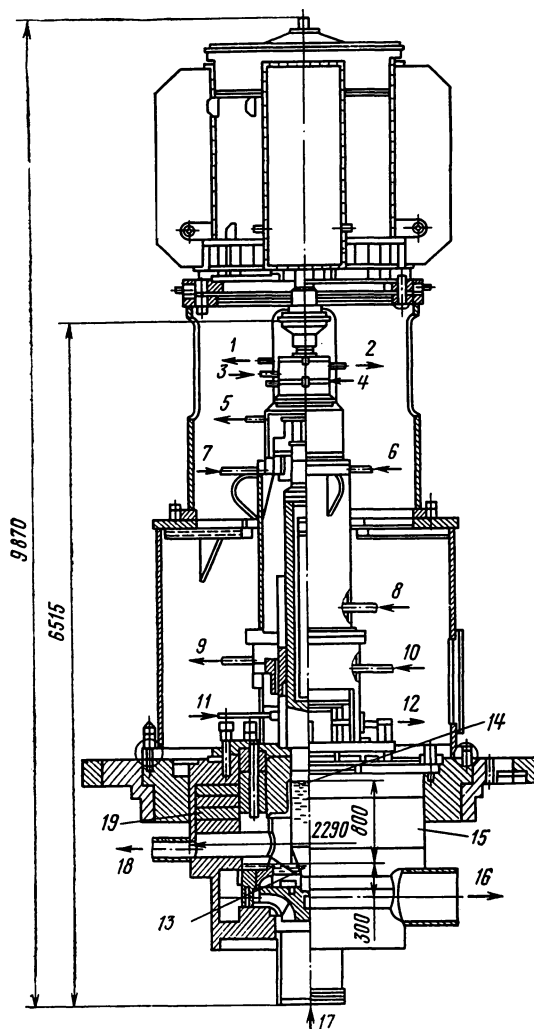


Рис. 7.68. Натриевый циркуляционный насос реактора БН-350:

1 — протечка масла из узла уплотнения вала по газу; 2 — вода из уплотнения; 3 — вода для охлаждения узла уплотнения по газу; 4 — масло в узел уплотнения вала по газу; 5 — газ для продувки; 6 — масло в верхний радиальный подшипник; 7 — масло в упорный подшипник; 8 — масло в вал; 9 — масло из верхнего подшипника; 10 — масло в нижний подшипник; 11 — смесь для охлаждения вала; 12 — масло из нижнего подшипника; 13 — начальный уровень заливки натрия; 14 — максимальный уровень заливки; 15 — корпус насоса; 16 — напорный патрубок; 17 — входной патрубок; 18 — слив протечек; 19 — биологическая защита

дают непосредственно в тот же самый бак, из которого теплоноситель поступает во всасывающий патрубок. Нижний подшипник, как правило, — встроенный. Верхний подшипниковый узел — выносной с масляной смазкой.

Опыт эксплуатации жидкометаллических насосов с уплотнением инертным газом (с дроссельным уплотнением) показал, что газового уплотнения недостаточно для полного предотвращения попадания паров щелочных металлов в помещение. Поэтому приводной двигатель должен быть заключен в герметичную оболочку с внутренним избыточным давлением инертного газа.

Другой путь — использование гидравлических (масляных) уплотнений, полностью исключающих попадание в окружающую среду как инертного газа, так и пара металла. Дроссельное или торцевое уплотнение в этом случае играет роль страховочного. На рис. 7.68 показан натриевый циркуляционный насос реактора БН-350 с масляным уплотнением по газу, а на рис. 7.69 — размещение погружного циркуляционного насоса 3 в корпусе реактора БН-600. Выносной электродвигатель 4 расположен в реакторном помещении над крышкой и защитой реактора. Погружные насосы имеют, как правило, электрический привод, но возможно использование турбопривода, например с газовой турбиной на инертном газе.

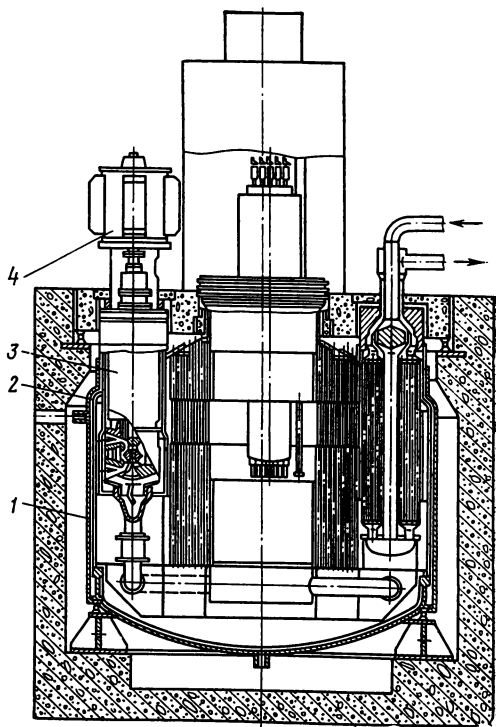


Рис. 7.69. Размещение погружного циркуляционного насоса в корпусе реактора БН-600:

1 — наружный корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — насос; 4 — электродвигатель

Для циркуляционных насосов первого контура, как указывалось выше, важно иметь достаточно большое *время выбега*, которое считается удовлетворительным, если в первые 10 с расход упадет не более чем на 30 % номинального. Подача насоса изменяется пропорционально частоте вращения

$$Q = Q_{\text{ном}} \omega / \omega_{\text{ном}}.$$

Время выбега до угловой скорости вращения ω определяется уравнением движения:

$$\tau = I \frac{\omega_{\text{ном}}^2}{M_{\text{ном}}} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{\omega_{\text{ном}}} \right),$$

где I — суммарный момент инерции вращающихся частей; M — момент сопротивления вращению; ω — угловая скорость; индекс «ном» относится к номинальному режиму.

7.7. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Питательные насосы служат для подачи воды в парогенераторы или непосредственно в реакторы в одноконтурных ЯЭУ. Они характеризуются относительно большим повышением давления и относительно малыми (по сравнению, например, с ГЦН) расходами. В одноконтурных установках с циклом насыщенного пара давление на выходе из насоса не превышает 8 МПа, а в многоконтурных установках, например, с реактором, охлаждаемым жидким металлом, давление на выходе питательного насоса может достигать 35 МПа. Максимальный напор, создаваемый на одной ступени насоса, лимитируется условиями прочности, и для стационарных установок составляет около 200 м для насосов с электрическим приводом ($n \approx 3000$ об/мин) и до 650 м для насосов с турбоприводом ($n = 4500 \div 5500$ об/мин). В связи с этим практически все питательные насосы выполняются многоступенчатыми. Для получения высокого КПД ступени проектируются с $n_s = 80 \div 100$ об/мин.

Насосы с давлением на выходе не более 10 МПа выполняются, как правило, *однокорпусными, секционными*, а насосы на более высокое давление — *двухкорпусными* с мощным внешним силовым корпусом и внутренним гидравлическим корпусом. На рис. 7.70 представлен питательный насос СПЭ-1650-75 для ЯЭУ с реактором РБМК-1000. Основные характеристики насоса: подача $Q = 1650$ м³/ч (458,3 л/с), напор $h = 830$ м, мощность $N = 4100$ кВт, частота вращения $n = 2980$ об/мин, температура питательной воды 438 К, допускаемый кавитационный запас 15 м, КПД 82 %, число ступеней — 3. Насос однокорпусный, секционный, имеет крышки всасывания 3 и нагнетания 6, между которыми зажаты с помощью стяжных шпилек кольцевые секции 5 ступеней насоса. Крышки и секции между собой стыкуются по торцевой поверхности без прокладок. Секции включены последовательно. Входной и выходной патрубки расположены на соответствующих крышках. Колеса сту-

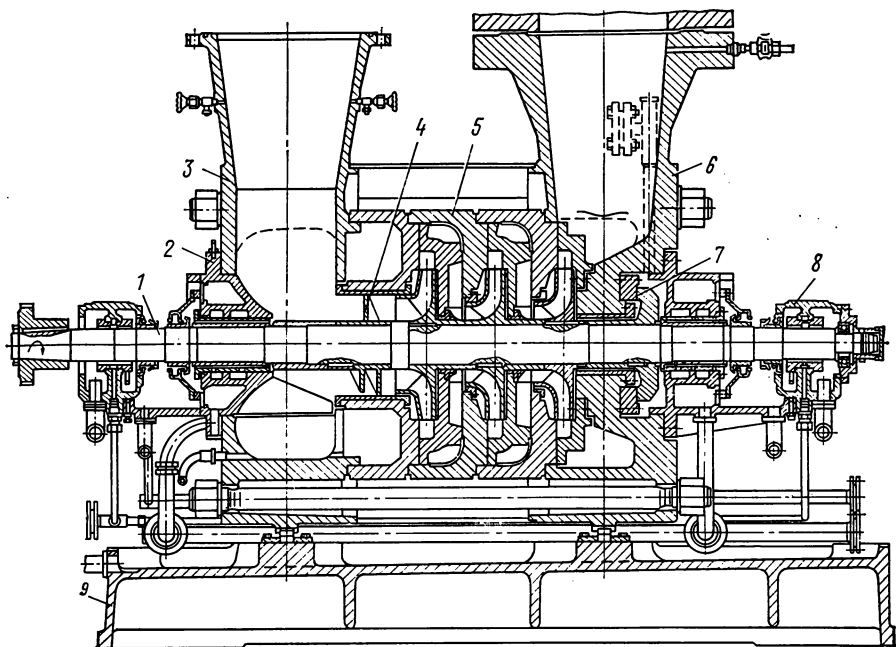


Рис. 7.70. Питательный насос СПЭ-1650-75:

1 — ротор; 2 — концевое уплотнение; 3 — крышка всасывания; 4 — предвключенное осевое колесо; 5 — секция; 6 — крышка нагнетания; 7 — разгрузочная пята; 8 — радиальный подшипник; 9 — плита

пеней посажены на гладкий вал 1. Перед первой центробежной ступенью расположен шнек 4, что и обеспечивает достаточно большой кавитационный запас — 15 м. В обоймы секций вставлены детали отвода и переводного аппарата. Осевые усилия компенсируются с помощью гидравлической пяты. Внутренние уплотнения — щелевые, внешние — сальниковые с подачей холодной буферной жидкости. Ротор вращается в двух радиальных гидродинамических подшипниках скольжения 8 с масляной смазкой. Осевой подшипник не предусмотрен, так как осевые нагрузки полностью компенсируются пятой.

На рис. 7.71 показан двухпоточный вариант насоса ПЭ-850-65 [$Q=850 \text{ м}^3/\text{ч}$ (236 л/с), $h=714 \text{ м}$, $N=1920 \text{ кВт}$, $n=2980 \text{ об/мин}$, КПД=80 %]. Благодаря встречному расположению колес отпала необходимость в специальных уравнивающих осевое усилие устройствах, но потребовался осеупорный подшипник. Из-за отсутствия предвключенного шнека допустимая высота всасывания ниже, чем в ранее рассмотренной конструкции, и составляет 9 м.

Питательные насосы работают на горячей воде с температурой обычно около 440 К, поэтому для обеспечения свободы радиальных термических перемещений и сохранения центровки с приводом

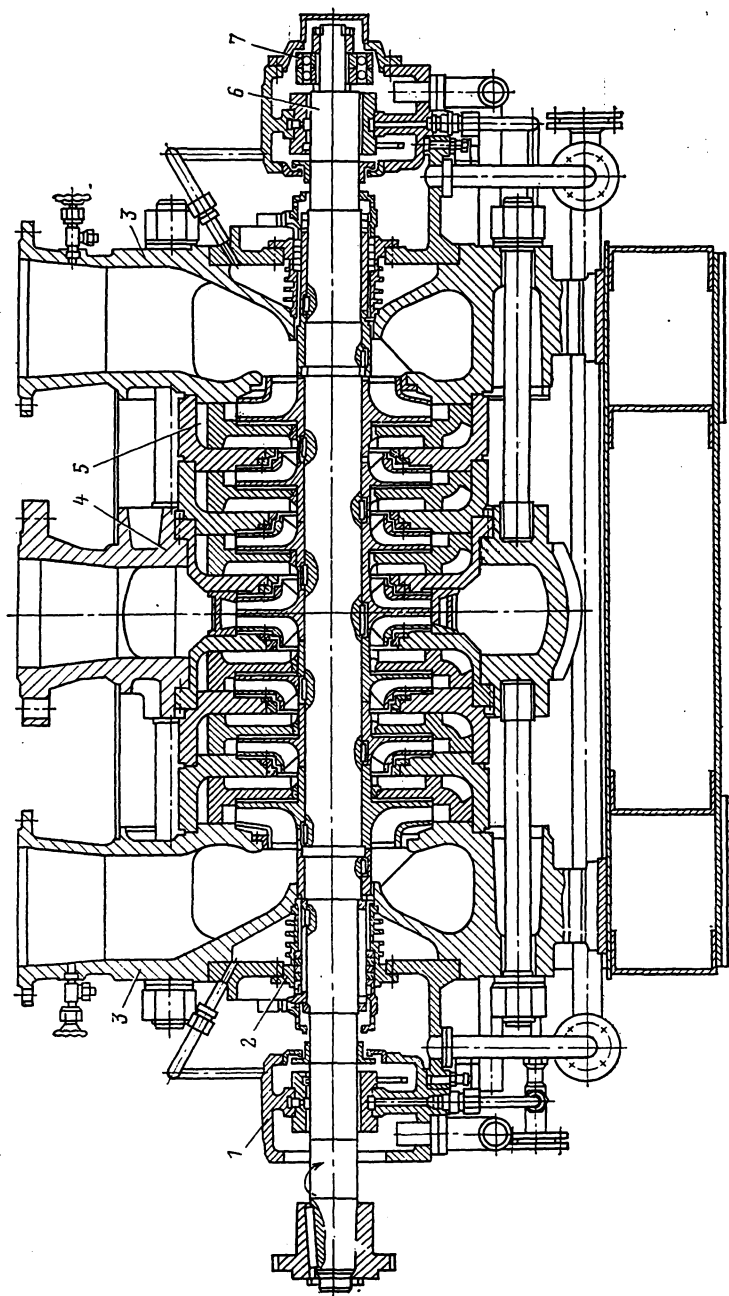


Рис. 7.71. Двухступенчатый питательный насос ПЗ-850-65:

1 — радиально-опорный подшипник; 2 — концевое уплотнение; 3 — крышка всасывания; 4 — секция нагнетания; 5 — промежуточные секции; 6 — ротор; 7 — осеопорный подшипник

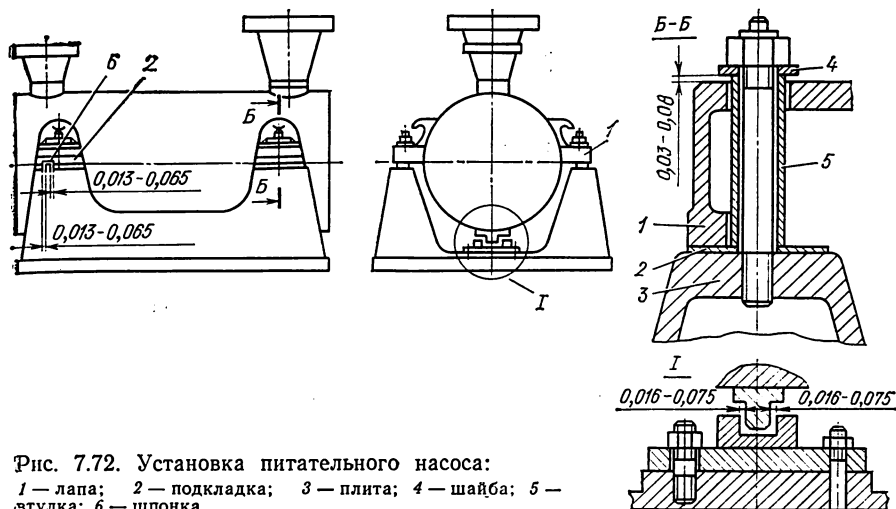


Рис. 7.72. Установка питательного насоса:

1 — лапа; 2 — подкладка; 3 — плита; 4 — шайба; 5 — втулка; 6 — шпонка

опорная поверхность лап, которые в рассматриваемом случае находятся на крышках, располагается в горизонтальной плоскости вращения вала. Направляющие шпонки на корпусе фиксируют его осевое положение (рис. 7.72).

В двухкорпусном питательном насосе СВПТ-850-350 (рис. 7.73) подача $Q=955 \text{ м}^3/\text{ч}$ (265,3 л/с), давление нагнетания 34,3 МПа, давление всасывания 1,96 МПа, частота вращения 4700 об/мин, число ступеней 7. Внешний силовой корпус 5 имеет всасывающий 13 и напорный 12 патрубки и замыкается по торцам прочными крышками 3 и 7. Последние уплотняются плоскими металлическими прокладками. Патрубки направлены вниз. Внутренний корпус 6 и закладные детали отводов и переводных каналов выполнены с разъемом в горизонтальной плоскости. В осевом направлении ротор 2 полностью разгружен с помощью пяты 8. Внутренние 4 и внешние 9 уплотнения — щелевого типа, причем корпус уплотнения со стороны всасывания совмещен с крышкой корпуса. Внешние радиальные гидродинамические подшипники скольжения 1, 10 имеют принудительную масляную смазку. Предусмотрены датчик осевого положения ротора 11 и упор с шариковым подшипником для ограничения осевого перемещения ротора при пусках и остановках. При работе вода из последней ступени поступает в межкорпусное пространство, и внутренний корпус 6 поджимается к кольцевому выступу внешнего корпуса 5, разобая полости всасывания и нагнетания. При остановках внутренний корпус поджимается специальными пружинами.

Внутренний корпус может быть выполнен секционным аналогично однокорпусной конструкции, причем секции могут иметь горизонтальный разъем.

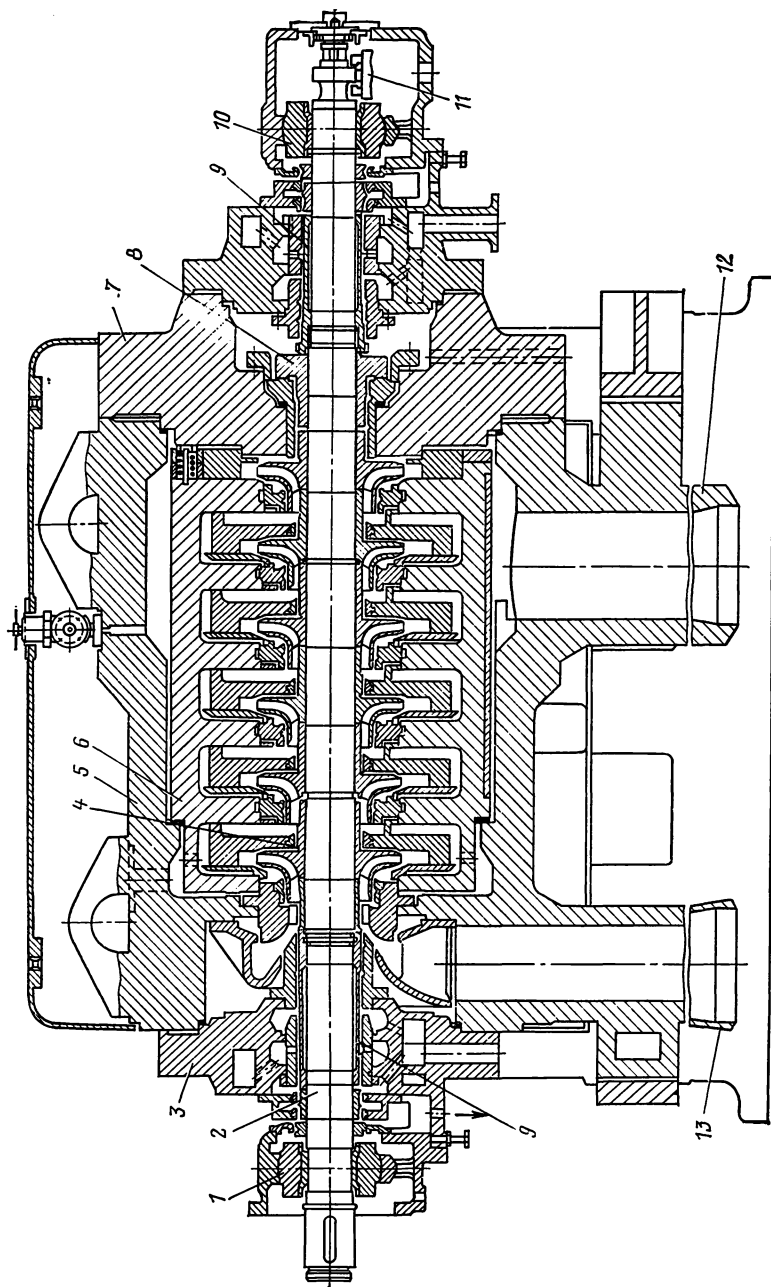


Рис. 7.73. Питательный насос СВПТ-850-350

Для улучшения кавитационных условий на входе в насос перед ним обычно устанавливается предвключенный бустерный насос с небольшим напором и, как правило, с пониженной по сравнению с основным насосом частотой вращения.

Судовые питательные насосы так же, как и стационарные, могут иметь электрический или турбинный привод и создают приращение давления на ступень до 6 МПа. Подача таких насосов от 15 до 300 м³/ч (83,3 л/с). Турбинный привод позволяет поднять частоту вращения до 15 000 об/мин при кавитационном коэффициенте быстроходности $C=1500\div 2200$, при этом может быть как внешний турбинный привод, так и привод, объединенный с насосом общим корпусом. В качестве привода используются одно- и двухвечные диски со ступенями скорости.

На рис. 7.74 показан горизонтальный питательный турбонасос с консольным расположением колес насоса и турбины, объединенных в одном корпусе с внутренними подшипниками скольжения на водяной смазке. Колесо насоса разгружено в осевом направлении разгрузочной камерой и в радиальном — лопаточным отводом. Материал вкладыша подшипника — сталь, покрытая слоем пористой бронзы, поры которой заполнены смесью фторопласта и свинца. В практике судового насосостроения применяются и вертикальные конструкции питательных турбонасосов, однако заметного вы-

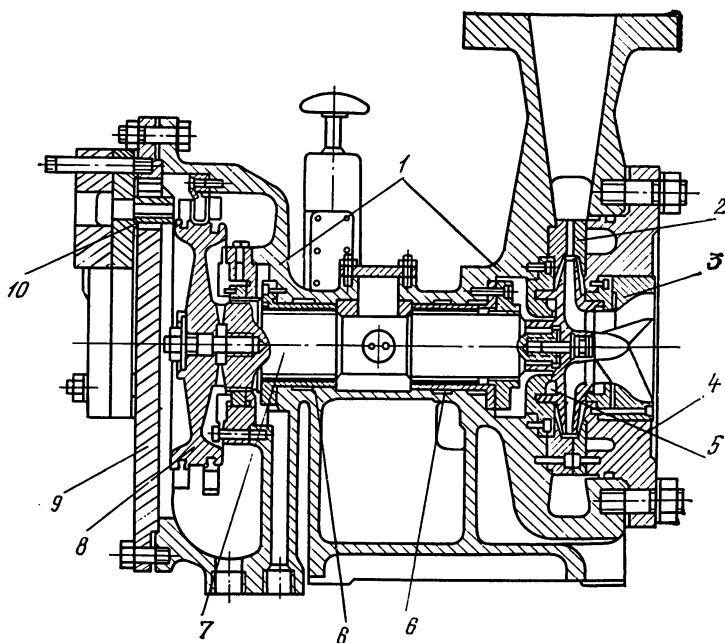


Рис. 7.74. Судовой горизонтальный питательный насос:

1 — корпус; 2 — лопаточный отвод; 3 — рабочее колесо насоса; 4 — крышка насоса; 5 — разгрузочная камера; 6 — подшипник; 7 — вал; 8 — рабочее колесо турбины; 9 — крышка турбины; 10 — сопла

игрыша в площади при вертикальной конструкции нет, поэтому целесообразно применять горизонтальный насос как более удобный в расположении и обслуживании.

7.8. КОНДЕНСАТНЫЕ НАСОСЫ

Конденсатные насосы имеют подачу до $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$ (445 л/с), напор 20—220 м, допустимую высоту всасывания 1,6—2,8 м. Привод насосов стационарных ЯЭУ почти исключительно электрический, а на судах возможен турбинный. Частота вращения 980—2950 об/мин. Насосы имеют одну или несколько ступеней. Крупные конденсатные насосы имеют вертикальное исполнение с нижним расположением первой ступени. Для улучшения антикавитационных свойств насоса первая ступень выполняется двухпоточной с уширенным входом ($C \approx 1200$) или с предвключенным шнеком, так как насос работает в условиях глубокого вакуума на входе и тем-

пература конденсата близка к температуре насыщения. Конструкция насоса должна обеспечить отсутствие присосов на стороне всасывания и минимум утечек на стороне нагнетания.

На рис. 7.75 показана типичная конструкция вертикального двухкорпусного конденсатного насоса. Внутренний корпус литой с разъемом, параллельным оси вала. Полости всасывания и нагнетания разделены диафрагмой. Насос имеет пять последовательно включенных центробежных ступеней и предвключенный шнек. Ступени 2—3 и 4—5 для компенсации осевого усилия включены навстречу друг другу. Уплотнение саль-

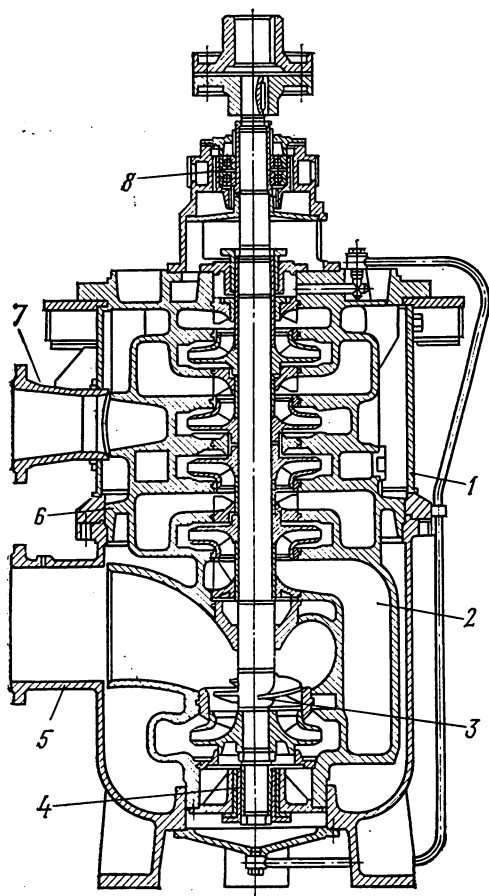


Рис. 7.75. Вертикальный конденсатный насос:

1 — наружный корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — ротор; 4 — нижний подшипник; 5 — патрубок всасывания; 6 — диафрагма; 7 — патрубок нагнетания; 8 — верхний подшипник

никовое. Вал опирается на два подшипника: нижний радиальный встроенный подшипник скольжения и верхний осерадиальный выносной шариковый подшипник с масляной смазкой. Жидкость для смазки нижнего подшипника отбирается перед уплотнением. Внутренняя выемная часть насоса может быть демонтирована без отсоединения всасывающего и напорного трубопроводов.

7.9. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ

Основными машинами-двигателями ЯЭУ являются многоступенчатые паровые турбины. Их основные преимущества следующие:

1. Можно получить большие мощности в одном агрегате при высоком КПД.

2. Для каждой ступени можно выбрать такой располагаемый перепад энтальпий, что и при умеренных окружных скоростях будет близким к оптимальному значению характеристического коэффициента $x_a = u/c_a$, а следовательно, и высокое значение КПД.

3. При небольших перепадах энтальпий и диаметрах ступеней можно получить полную парциальность на всех или большинстве ступеней.

4. Выходная скорость промежуточных ступеней полностью или частично используется в последующих ступенях.

5. С потерей энергии в предыдущих ступенях повышается располагаемый перепад энтальпии последующих ступеней и всей турбины:

$$H_{0\Sigma} = H_0 (1 + q_T),$$

где $H_{0\Sigma}$ — располагаемый перепад энтальпии суммы ступеней, Дж/кг; H_0 — располагаемый перепад энтальпии по основной изоэнтропе, Дж/кг; q_T — коэффициент возврата теплоты:

$$q_T = k(1 - \eta_{oi}^{CT}) H_0 (Z - 1)/Z;$$

$k = 4,8 \cdot 10^{-4}$ — в области перегретого пара и $2,8 \cdot 10^{-4}$ — в области насыщенного пара; Z — число ступеней; η_{oi} — средний относительный внутренний КПД ступени; $[H_0] = k \text{ Дж/кг}$.

6. В многоступенчатых турбинах можно осуществить промежуточные отборы пара, промежуточный перегрев и сепарацию.

К недостаткам многоступенчатых турбин относят сложность конструкции и большие перетечки рабочего тела через уплотнения между ступенями.

Единичная мощность турбоустановок на АЭС в СССР составляет от 70 до 1000 МВт. В ближайшие годы можно ожидать дальнейшего увеличения единичной мощности.

Турбины установок с охлаждаемыми водой реакторами (ВВЭР, РБМК) работают преимущественно насыщенным паром с начальным давлением до 6,4 МПа. В установках с реакторами, охлаждаемыми жидким металлом и газом, при высоких температурах применяют турбины на перегретом паре. Перегретый пар используется в одноконтурных установках с реакторами типа АМБ (Бе-

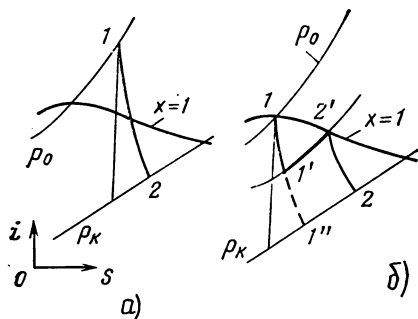


Рис. 7.76. i — S -диаграмма процесса расширения перегретого (а) и сухого насыщенного (б) пара

давлении за последней ступенью p_k (давление в конденсаторе) процесс расширения в случае рис. 7.76, б заканчивается, как правило (линия $1-1''$), в условиях недопустимо высокой влажности, поэтому необходимы промежуточное (линия $1'-2'$) осушение и $1'$ (или) перегрев пара.

При работе на одинаковое конечное давление p_k располагаемый H_0 и использованный H_i перепады энтальпий при работе перегретым паром выше, чем насыщенным паром. Следовательно, для получения той же мощности на насыщенном паре требуются значительно большие его расходы. Установки на перегретом паре характеризуются более высокими КПД. Наличие влаги способствует эрозионному разрушению проточной части турбины. Уже из этих предварительных замечаний следует значительное влияние влажности пара на рабочий процесс и конструкцию турбины. Ниже мы остановимся на этих вопросах подробнее.

КПД турбинной установки растет с увеличением начальной температуры пара. В ЯЭУ параметры пара перед турбиной определяются типом реактора и достижимыми в нем температурами теплоносителя в условиях высокой надежности и минимума расчетных затрат. Именно это обстоятельство предопределило использование в установках с охлаждаемыми водой реакторами турбин на насыщенном паре.

Увеличение давления насыщенного пара приводит к росту термического КПД простого цикла вплоть до $p_0 \approx 17,0$ МПа. Однако такое увеличение сравнительно невелико, но при этом повышается конечная влажность пара, что приводит к уменьшению внутреннего КПД турбины и износу проточной части. Поэтому давление p_0 должно выбираться с учетом указанных явлений и затрат на реализацию мероприятий по снижению отрицательного влияния влажности. В настоящее время оптимальным можно считать давление примерно 7,0 МПа в сепараторе реактора или парогенератора и 6,5 МПа перед турбиной. Применение начального и промежуточного перегревов пара всегда приводит к снижению конеч-

лоярская АЭС), а также можно ожидать широкого внедрения ядерного, т. е. непосредственно в реакторе, перегрева пара в мощных канальных реакторах типа РБМКП.

На рис. 7.76 приведена i — S -диаграмма процесса расширения перегретого (а) и сухого насыщенного (б) пара. В случае насыщенного пара весь процесс расширения протекает в области влажного пара, тогда как при начальном перегреве влажным паром работают только последние ступени. При одинаковом

ной влажности. Давление пара после промежуточного перегрева за счет теплоты первичного теплоносителя или непосредственно в реакторе выбирается равным $(0,2—0,3)p_0$. Давление пара после промежуточной сепарации принимается $(0,05—0,15)p_0$, а в сочетании с паровым перегревом острым паром $(0,1—0,25)p_0$.

С уменьшением конечного давления p_k за турбиной растет термический КПД. Одновременно увеличивается удельный объем пара, что усложняет конструкцию последних ступеней турбины и конденсатора. С ростом объемного расхода пара требуется увеличивать и сечение рабочих каналов для поддержания выходной скорости (а следовательно, и потерь с выходной скоростью) в разумных пределах. При неизменном же сечении выхлопа с ростом удельного расхода будут увеличиваться потери с выходной скоростью, что может полностью компенсировать увеличение экономичности установки за счет роста термического КПД. Кроме того, при определенном значении p_k может произойти аэродинамическое запираание последней ступени (т. е. достигнута скорость звука), и дальнейшее снижение давления в конденсаторе не будет приводить к изменениям работы турбины. В этом случае говорят о достижении предельного вакуума. В конечном итоге выбор расчетного конечного давления, как и начальных параметров, определяется технико-экономическим анализом работы установки в целом. Как правило, для ЯЭУ значение $p_k = 3 \div 6$ кПа.

Выбранные начальные параметры и конечное давление определяют располагаемый перепад энтальпий на турбину. Если применяется промежуточный перегрев или сепарация, то располагаемый перепад следует принять равным сумме располагаемого перепада до давления перегрева и располагаемого перепада от параметров за промежуточным перегревателем и до конечного давления.

Расход пара на входе в турбину и через отдельные ее отсеки определяется при расчете тепловой схемы (см. гл. 3). Тогда же размечается протекание процесса в i — S -диаграмме, которое должно быть уточнено в результате детального расчета ступеней турбины.

Конструктивно проточная часть турбины делится на отдельные цилиндры, что диктуется целым рядом соображений.

В процессе расширения пара увеличивается его удельный объем, и вследствие этого увеличивается объемный расход. Прходное сечение ступени лимитируется допустимой по условиям прочности высотой лопаток. Наибольшая освоенная длина рабочих лопаток в СССР составляет 1200 мм при среднем диаметре 2,9 м и $n = 50$ с⁻¹ (3000 об/мин) и 1450 мм при $n = 25$ с⁻¹ (1500 об/мин). Следовательно, ограничивая разумными пределами (обычно до 3 %) потери с выходной скоростью, через один выхлоп можно обеспечить расход не более определенного значения. Отсюда возникает необходимость нескольких выхлопов. Как правило, ЦНД выполняются двухпоточными, а их число у турбин большой мощности достигает трех-четырёх (шесть — восемь выхлопов).

ЦВД с малыми объемными расходами пара для обеспечения полной парциальности и достаточно больших длин рабочих лопаток (для обеспечения высоких КПД) у турбин на высокие параметры выполняется, как правило, однопоточным, у турбин же большой мощности на насыщенном паре ЦВД может быть двухпоточным.

В пределах цилиндра необходимо обеспечить плавное изменение диаметра проточной части. Только в этом случае возможно эффективное использование выходной скорости промежуточных ступеней. Отсюда вытекает требование, чтобы отношение диаметров первой и последней ступеней было не менее 0,5. В связи с этим на крупных турбинах появляются ЦСД (одно- или двухпоточные).

Разделение турбины на отдельные цилиндры целесообразно и в том случае, если требуется отвести весь пар на промежуточный перегрев или внешнюю сепарацию.

При разделении проточной части турбины на цилиндры уменьшается длина вала между опорами, что повышает жесткость вала при умеренном диаметре.

Поскольку вдоль проточной части изменяются давление и температура, конструктор получает возможность изменять конструкции корпуса и ротора от цилиндра к цилиндру в соответствии с конкретными условиями (толстостенный корпус ЦВД и легкий сварно-литой ЦНД и т. д.). Вопрос о разбивке проточной части на цилиндры высокого, среднего и низкого давления и выбор числа выхлопов на каждом цилиндре решается при определении точек промежуточного перегрева и внешней сепарации пара и при определении размеров ступеней.

Остановимся на определении основных размеров ступеней и выборе числа ступеней и перепада энтальпии на каждую ступень. Особое место занимает первая, регулирующая, ступень. В турбинах с дроссельным регулированием она отсутствует. Регулирующая ступень активного типа с одной или двумя ступенями скорости используется в турбинах, для которых достаточно велика вероятность работы на нерасчетных режимах, при этом экономичность всей установки на нерасчетных режимах будет тем выше, чем больше расчетный располагаемый перепад энтальпий, срабатываемый на регулирующей ступени. Поэтому располагаемый перепад на регулирующей ступени составляет, как правило, не менее 80—120 кДж/кг. По известным перепаду энтальпии, расходу, частоте вращения и оптимальному x_a находят диаметр регулирующей ступени.

При срабатывании большого перепада энтальпии на регулирующей ступени значительно снижается давление, увеличивается объемный расход, и все последующие ступени можно выполнить с полной парциальностью, уменьшается число нерегулируемых ступеней. При снижении давления в камере регулирующей ступени уменьшаются утечки через переднее концевое уплотнение и упрощается его конструкция.

При выборе размеров последних ступеней конденсационных турбин определяющее значение имеют прочность рабочих лопаток и

потери с выходной скоростью. Прежде всего определяют число выхлопов m :

$$m = G_K / G_{K1},$$

где $G_{K1} = F_K c_{z2} / v_{z2}$; G_K и G_{K1} — суммарный расход и расход на один выхлоп, кг/с; $F_K = \pi d_{z2} l_{z2}$ — площадь выхлопа (кольцевая), м²; c_{z2} и v_{z2} — скорость, м/с, и удельный объем, м³/кг, на выходе последней ступени, $c_{z2} = \sqrt{2h_{в.с}}$; $h_{в.с} = (0,015 \div 0,03) H_0$ — потери с выходной скоростью.

По условиям прочности

$$F_K = k \cdot 2\pi\sigma_p / (\rho_m n^2).$$

Для лопаток постоянного сечения $k=1$ и для лопаток равного сопротивления $1/k = 0,35 + 0,65 f_{\pi} / f_K$, где f_{π} и f_K — площади сечений лопатки на периферии и у корня, м². Отношения f_K / f_{π} достигают 7—10.

Расчетное напряжение в сечении лопатки, Па,

$$\sigma_p = (\sigma_{\text{раст}} + \sigma_{\text{изг}}) = \sigma_{0,2} / n_{0,2},$$

где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести, Па; $n_{0,2} = 1,65 \div 1,8$ — запас по пределу текучести; ρ_m — плотность материала лопатки, кг/м³.

Если найдено $m > 1$, то обычно принимается четное число выхлопов (двухпоточные ЦНД). По принятому m уточняется G_{K1} . Далее по уравнению неразрывности находят средний диаметр d_z и длину лопатки последней ступени l_z :

$$d_z = \sqrt{\frac{G_{K1} v_{z2} \Theta}{\pi c_{z2}}}; \quad l_z = d_z / \Theta.$$

Принимают $\Theta = 2,4 \div 2,7$.

Имея число выхлопов, разделительные давления сепарации и перегрева, точки промежуточных отборов, принимают ту или иную схему проточной части, разбивая ее на цилиндры, а цилиндры в свою очередь на отсеки постоянного расхода, например однопоточный ЦВД и два двухпоточных ЦНД, причем число потоков ЦВД принимают с учетом возможности обеспечения парциальности $e \rightarrow 1$ при достаточной высоте лопаток.

Средний диаметр первой нерегулируемой ступени находят по уравнению неразрывности:

$$d_1 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{G v_{1t} x_1}{e l_1 n \sin \alpha_1}},$$

где d_1 — средний диаметр первой ступени, м; l_1 — высота сопл первой ступени, м; e — степень парциальности; α_1 — угол абсолютной скорости на выходе из сопл; G — расход пара, кг/с; v_{1t} — удельный объем пара за соплами, м³/кг; x_1 — характеристический коэффициент ступени; n — частота вращения, с⁻¹.

Строго говоря, в выражении (7.42) известны только расход G и частота вращения n . Остальные величины выбираются из ус-

ловия оптимального КПД ступени: для активной ступени $x_1 = 0,4 \div 0,55$; $\alpha_1 = 11 \div 14^\circ$; $l_1 \geq 12 \div 14$ мм; $e = 1$; v_{1t} находят, задавшись перепадом энтальпии на ступень 30—40 кДж/кг. Для реактивной ступени $x_1 = 0,7 \div 0,8$; $\alpha_1 = 14 \div 18^\circ$; $l_1 \geq 20 \div 25$ мм; $e = 1$.

Для определения числа ступеней, их средних диаметров и располагаемых перепадов энтальпии воспользуемся зависимостью располагаемого перепада энтальпии от диаметра ступени:

$$h_0 = \frac{c_a^2}{2} = \frac{\pi^2 n^2}{2} \left(\frac{d}{x_a} \right)^2. \quad (7.43)$$

На произвольной базе a (рис. 7.77) откладываем по вертикали диаметр первой ступени d_1 в начале отрезка и диаметр последней ступени d_z в конце его и плавной кривой задаем характер изменения проточной части турбины. Для первой и последней ступеней и нескольких промежуточных значений диаметра, задавшись значением характеристического коэффициента x_a , по формуле (7.43) находим значения h_0 и, соединив полученные значения плавной кривой, находим изменение располагаемых перепадов энтальпий вдоль проточной части.

Значение x_a принимается с учетом степени реактивности на среднем диаметре $\rho_{т.ср}$, которая принимается из условия, чтобы в корневом сечении обеспечить $\rho_{т.к} > 0,05$:

$$\rho_{т.ср} = 1 - (1 - \rho_{т.к}) (1 - l/d)^{1,8}.$$

Среднее значение располагаемого перепада энтальпий на ступень

$$\dot{h}_{0\text{ ср}} = \frac{1}{a} \int_0^a h_0 da = \frac{1}{m} \sum_1^m h_0 \Delta a.$$

Число ступеней

$$Z = H_0 (1 + q_t) / h_{0\text{ ср}}$$

Результат подсчета округляется до ближайшего целого числа.

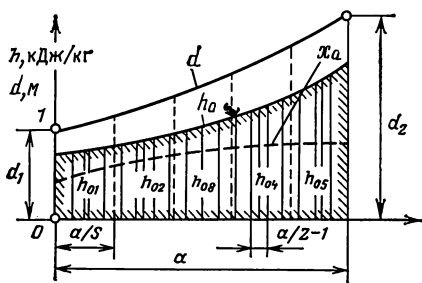


Рис. 7.77. Распределение перепада энтальпии по ступеням многоступенчатой турбины

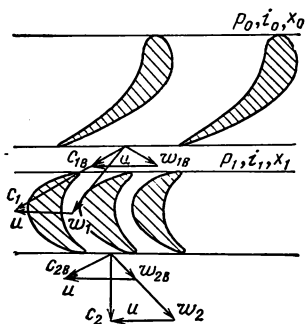


Рис. 7.78. Скорости паровой и жидкой фаз при расширении влажного пара

Разделив отрезок a на $Z-1$ часть, непосредственно из диаграммы находим h_0 для каждой ступени. Сумма располагаемых перепадов энтальпий ступеней должна быть равна располагаемому перепаду энтальпии турбины с учетом возврата тепла:

$$\sum_1^Z h_0 + \Delta = H_0 (1 + q_r),$$

где Δ — невязка, которая распределяется равномерно по ступеням.

Таким образом, найдены число ступеней, их диаметры и располагаемые перепады энтальпии, этого достаточно для детального расчета ступеней. Найденные значения h_0 и места отборов увязываются между собой последовательным приближением. Этот метод расчета применим отдельно к каждому цилиндру турбины.

Рассмотрим несколько подробнее работу турбины влажным паром. Все ступени турбины насыщенного пара, кроме первой, и последние ступени турбин перегретого пара работают влажным паром. Влага диспергирована в потоке, а также движется в виде пленок и струй по поверхности профилей сопловых и рабочих решеток и по другим поверхностям в проточной части турбины. Наличие влаги приводит к снижению экономичности турбины и к эрозионному износу проточной части. Качественно эти явления можно объяснить следующим образом.

Частицы влаги движутся в потоке с определенным скольжением, отставая от потока газовой фазы. При расширении в соплах, даже если на входе пар и жидкость имели одинаковую скорость, средняя скорость пара на выходе c_1 значительно превосходит скорость жидкости $c_{1в}$ по абсолютному значению. Их направления в первом приближении можно считать одинаковыми (рис. 7.78). Как следует из треугольников скоростей, при одинаковой переносной скорости относительные скорости пара w_1 и влаги $w_{1в}$ будут отличаться по модулю и направлению. Появляется составляющая скорости жидкости $w_{1в} \cos \beta_{1в}$, направленная навстречу вращению рабочих решеток. Происходит удар частиц жидкости о кромки лопаток, приводящий к торможению ротора, т. е. к снижению полезной работы и к разрушению поверхности лопаток. Описанным явлением не исчерпываются причины ухудшения экономичности при работе влажным паром. Потери в решетках увеличиваются также вследствие: увеличения потерь на трение в водяных пленках и двухфазном пограничном слое; потери энергии на разгон жидких частиц; потерь на дробление пленки при стекании ее в поток с кромок профилей; интенсификации вторичных течений с участием в них жидкой фазы; перестройки профиля скорости в каналах из-за наличия жидкой фазы и т. д. В первом приближении КПД ступени при средней сухости пара x

$$\eta_{0i}^* \approx \eta_{0i} x,$$

где η_{0i} — КПД ступени на перегретом паре.

Как указывалось выше, при работе влажным паром происходит эрозионное разрушение кромок рабочих лопаток. Эрозии подвержены и другие элементы проточной части при движении по ним струй и пленок жидкости с большой скоростью. Но особенно эрозионно опасными являются периферийные области лопаток последних ступеней, работающих в области наибольшей влажности и наибольших линейных скоростей вращения. Эрозия лопаток приводит к выходу турбины из строя. Именно этим обстоятельством наряду с соображениями экономичности лимитируется содержание влаги в проточной части турбины. В стационарных турбинах при $n=50 \text{ с}^{-1}$ предельная влажность пара за последней ступенью ограничена $\sim 12 \%$. Возможно увеличение допустимой влажности при снижении линейной скорости, если не учитывать ухудшение экономичности с увеличением влагосодержания.

Для повышения экономичности и работоспособности турбины ограничивают увеличение влажности в турбине. Ограничить влажность в проточной части в принципе можно двумя путями: 1) выводом образовавшейся влаги из рабочего процесса; 2) испарением образовавшейся влаги. Отвод влаги осуществляется вне турбины (*внешняя сепарация*) и внутри нее (*внутрицилиндровая сепарация*).

Для внешней сепарации весь поток пара за ЦВД отводится к сепаратору, осушается и возвращается к ЦСД или ЦНД. Точки отбора на сепарацию должны быть выбраны таким образом, чтобы обеспечить конечную влажность в допустимых пределах. На АЭС используются сепараторы центробежного и жалюзийного типа. Сепаратор работает при малых давлениях и, значит, больших объемных расходах пара. В то же время для повышения эффективности сепарации скорость пара необходимо уменьшить. В результате сепараторы получаются громоздкими и дорогостоящими. Поэтому в установках используют, как правило, один выносной сепаратор.

При относительно высоком начальном давлении насыщенного пара одной ступени внешней сепарации оказывается недостаточно. В этом случае отсепарированный пар, во избежание установки второго сепаратора, перегревают, например, за счет теплоты острого пара и тем самым обеспечивают конечную влажность в допустимых пределах. Сепаратор и перегреватель выполняют в виде единого блока — СПП. Следует иметь в виду, что промежуточный перегрев острым или отборным из ступеней высокого давления паром приводит к ухудшению термического КПД цикла. Во внешних сепараторах достигается высокая степень улавливания влаги (более 99 %).

Внутри цилиндров турбины влага может удаляться несколькими способами: *сепарацией* влаги *за рабочим колесом*; *сепарацией* влаги *перед рабочим колесом*; *влагоудалением, отсасывая пар, внутриканальной сепарацией*.

Эффективность сепарации за рабочим колесом определяется радиальным перемещением влаги внутри колеса и за ним. В колесе

влага движется струйками по поверхности лопаток и каплями в паровом пространстве. Под действием центробежных сил она движется к вершинам лопаток, где создаются условия для ее удаления. В ступенях без банджа значительная часть влаги достигает стенки цилиндра и течет по ней в направлении потока. На пути влаги и устанавливается сепаратор, представляющий собой кольцевую полость со щелевым входом (рис. 7.79, правая сторона). Сепарация увеличивается с расширением входа в сепаратор ΔS_2 , с уменьшением перекрыши, с увеличением открытия выходных концов лопаток ΔB_2 и сильно зависит от формы входного канала. Правда, при $\Delta B_2 > 15 \div 20\%$ (B_2 — ширина рабочих лопаток) заметно уменьшается КПД ступени. С увеличением окружной скорости удаление влаги уменьшается, так как она становится более мелкодисперсной из-за удара о лопатки, и сепарация ее ухудшается.

Полость сепаратора может быть устроена и перед рабочим колесом (рис. 7.79, левая сторона). Капли, срываясь с сопловых лопаток, попадают в закрученный поток. Под влиянием центробежных сил они перемещаются в радиальном направлении к периферийной ограничивающей поверхности. Удаление капель возможно, если они достигают поверхности не далее влагоотводящего канала. Эффективность влагоудаления значительно повышается с увеличением расстояния между венцами решеток. Однако последнее может привести к снижению КПД из-за нарушения структуры потока. Сильное средство для повышения эффективности сепарации — скругление входной кромки. Радиус кривизны должен по крайней мере на порядок превышать толщину пленки. Поднимаясь по скруглению, влага попадает в область, где осевое дви-

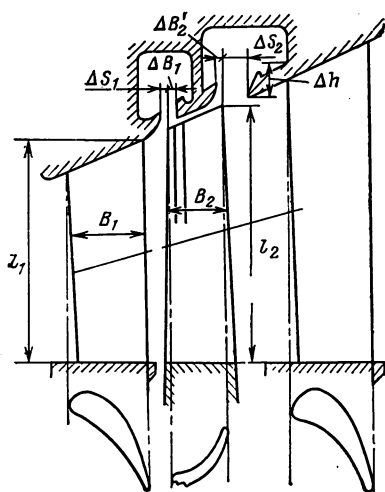


Рис. 7.79. Внутрицилиндрические сепараторы влаги

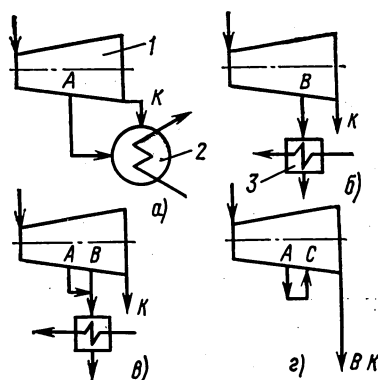


Рис. 7.80. Схемы удаления влаги с отсосом периферийного пара:

1 — турбина; 2 — конденсатор; 3 — регенеративный подогреватель

жение практически отсутствует, и, срываясь с малым углом, попадает в закрученный поток, быстро сепарируется на стенку. Улавливание возрастает с увеличением ширины щели и особенно в области отрицательных перекрыш. При небольших зазорах между соплами и рабочими лопатками полезное влияние оказывает открытие входной части торцов лопаток на 15—20 %. Дальнейшее увеличение открытия может привести к снижению КПД.

Обобщенные рекомендации МЭИ сводятся к следующему:

$$\Delta B_1/B_1 \approx 0,07; \quad \Delta B_2/B_2 \approx 0,1; \quad \Delta S_1/l_2 \approx 0,05;$$

$$\Delta S_2/l_2 \approx 0,07 \div 0,15$$

(большие значения ΔS_2 для ступеней с малыми l_2).

Важнейшая характеристика влагоулавливающих устройств — коэффициент сепарации $\psi_c = y_{\text{сеп}}/y_0$. Суммарный коэффициент сепарации не равен сумме коэффициентов сепарации при сочетании различных способов: $\psi_{\text{с.общ}} < \sum \psi_c$. Анализ экспериментальных данных позволяет надеяться на надежное получение перед рабочими лопатками значений $\psi_c = 5 \div 15$ % и за рабочими лопатками $\psi_c = 20 \div 30$ %.

Если один из рассмотренных способов совместить с отсосом части пара, то эффективность влагоудаления значительно повышается. Особенно это целесообразно, когда локальные влагосодержания на периферии велики и влага состоит из мелких капель, следующих за потоком пара, а центробежная сепарация недостаточно эффективна. Эвакуация части пара вместе с влагой приводит к некоторому ухудшению экономичности, несмотря на удаление влаги. Поэтому влага должна удаляться при минимальных отсосах пара.

Отсос пара может быть осуществлен по одной из четырех схем рис. 7.80. Наименее экономичен случай 7.80, а (пар с капельками влаги направляется в конденсатор и больше в рабочем процессе не участвует), а наиболее выгодна схема рис. 7.80, б (влагоудаление совмещается с регенеративным отбором пара). Отсос по схемам рис. 7.80, в и г по экономичности занимает промежуточное положение.

При внутриканальной сепарации, которая также совмещается с отсосом пара, жидкость отводится через специальные щели или отверстия в местах наибольшего ее скопления на поверхности полых сопловых лопаток. Щели расположены в периферийной части лопаток на входной кромке профиля, выпуклой и вогнутой поверхностях. Коэффициент сепарации через полые лопатки составляет, как правило, 4—8 %.

Влага может удаляться и через выходную кромку сопловых лопаток и особенно эффективно при малых степенях расширения ($\epsilon > 0,7$). В этом случае $\psi_c = 20 \div 40$ %. Отсос через кромочную щель устраняет всю крупнодисперсную влагу в следе за кромкой.

Рассмотренные способы борьбы с влагой (внешняя и внутрикорпусная сепарация) характеризуются выведением из процесса

уже образовавшейся влаги. Принципиально возможно ведение процесса при малых влагосодержаниях, если подводить к пару теплоту в процессе его расширения в сопловом аппарате (рис. 7.81). В качестве греющего агента может быть использован теплоноситель первого контура или острый пар.

Эффективное средство снижения влажности — использование промежуточного перегрева. Наиболее целесообразен ядерный перегрев в реакторе. Однако конструктивно это решение чрезвычайно сложно из-за малых плотностей пара при давлении перегрева (даже если не принимать во внимание стойкость материалов в активной зоне реактора при их охлаждении паром). По этой же причине выносной промежуточный пароперегреватель оказывается весьма громоздким и дорогостоящим, что и ограничивает использование промежуточного перегрева в ЯЭУ. Обычно промежуточные перегреватели, как указывалось выше, сочетаются с сепараторами.

Рассмотренные способы удаления и предотвращения образования влаги являются активными методами борьбы с эрозийным разрушением элементов проточной части. Наряду с этим необходимо применять и так называемые пассивные методы борьбы с эрозией, заключающиеся в упрочнении рабочих поверхностей и прежде всего кромок периферийной части рабочих лопаток ступеней, работающих в области повышенной влажности.

Лопатки турбины изготавливаются из нержавеющей стали (например, 1X13, 15X11МФ и т. п.). В верхней трети лопаток последних ступеней наплавляются пластины из эрозионно стойких материалов — стеллитов (сплавы на кобальтовой основе). Применение такого покрытия на кобальтовой основе в турбинах одноконтурных схем без 100 %-ной конденсатоочистки нежелательно, так как появляется вероятность вымывания кобальта и попадания его в ак-

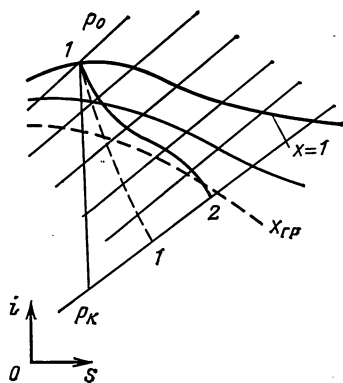


Рис. 7.81. i — S -диаграмма процесса расширения влажного пара при подводе тепла в сопловом аппарате: 1—1 — расширение без подогрева; 1—2 — расширение с подогревом

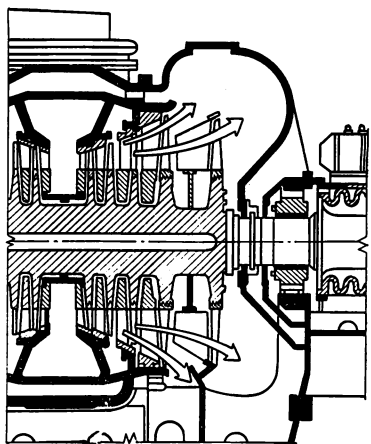


Рис. 7.82. Полуторный выход (ступень Баумана)

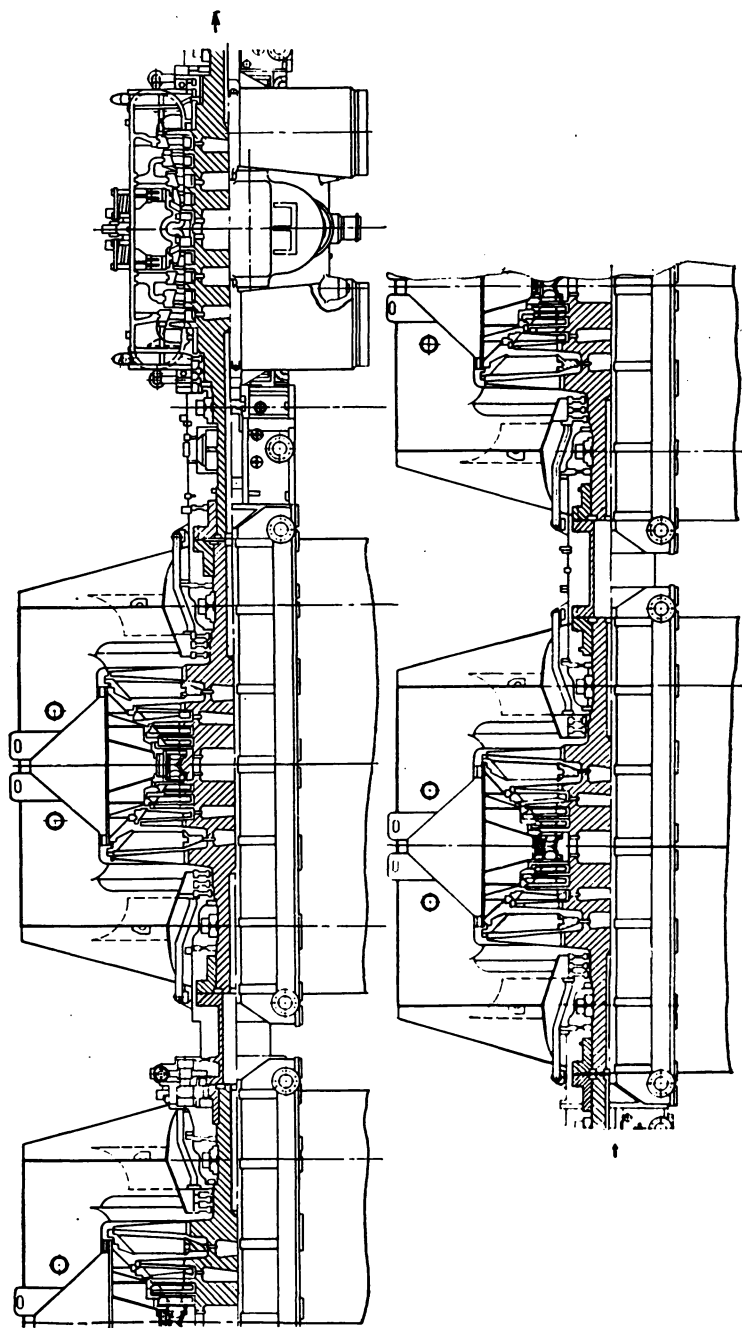
тивную зону реактора (образования долгоживущих радиоактивных нуклидов). К недостаткам стеллитов относится и различие коэффициентов линейного расширения стеллита и основного материала лопатки. Напайка пластин ухудшает аэродинамические качества лопаток.

Перспективной представляется противозерозионная защита лопаток с помощью тонкослойных покрытий, наносимых электроискровым или плазменным напылением, например, для двухконтурных АЭС из сплава Т15К6 (сплав карбидов вольфрама — 75 %, титана — 15 %, кобальта — 6 %). Для лопаток турбин одноконтурных ЯЭУ применяют упрочнение методом поверхностной закалки токами высокой частоты. Для повышения прочности и стойкости против эрозии перспективно использование в последних ступенях лопаток из титана.

Для турбин ЯЭУ, работающих насыщенным паром, для обеспечения требуемого расхода пара необходимо большее число выхлопов, чем на перегретом паре, что приводит к увеличению общей длины турбины. Уменьшить число ЦНД можно уменьшением частоты вращения ротора турбины, например до 25 с^{-1} . При этом увеличиваются допустимая по условиям прочности длина лопаток последних ступеней и средний диаметр. Увеличивается площадь выхлопа, а следовательно, уменьшается число цилиндров. Современный уровень энергомашиностроения позволяет создать при $n = 25 \text{ с}^{-1}$ лопатки длиной до 1800 мм с площадью выхлопа последней ступени 30 м^2 , при этом несколько увеличивается и допустимая влажность. По современным концепциям число роторов валопровода турбины не должно превышать пяти, а предельная длина турбины 55—65 м. Максимальная мощность турбины на насыщенном паре при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ составляет 1000—1200 МВт, в то время как для тихоходных турбин увеличивается примерно в 4 раза. Масса тихоходных машин мощностью вплоть до 1000 МВт в связи с увеличением диаметра превосходит массу турбин с $n = 50 \text{ с}^{-1}$, и только при мощности значительно больше 1000 МВт массы тихоходных и быстроходных машин становятся примерно одинаковыми. Так, удельная масса турбины К-1000-60/3000 ($n = 50 \text{ с}^{-1}$) в 1,3 раза меньше, чем у турбины К-1000-60/1500 ($n = 25 \text{ с}^{-1}$).

Необходимый диаметр выхлопов может быть уменьшен, если использовать так называемый полуторный выхлоп (ступень Баумана). Пример такого выхлопа для турбины на 1100 МВт при $n = 60 \text{ с}^{-1}$ показан на рис. 7.82. На предпоследней ступени ЦНД поток пара раздваивается, основная часть его направляется на расширение в последнюю ступень, а другая — непосредственно в конденсатор. В результате длины лопаток последней и предпоследней ступеней оказываются приблизительно одинаковыми. Экономичность турбины несколько ухудшается вследствие недовыработки энергии на последней ступени.

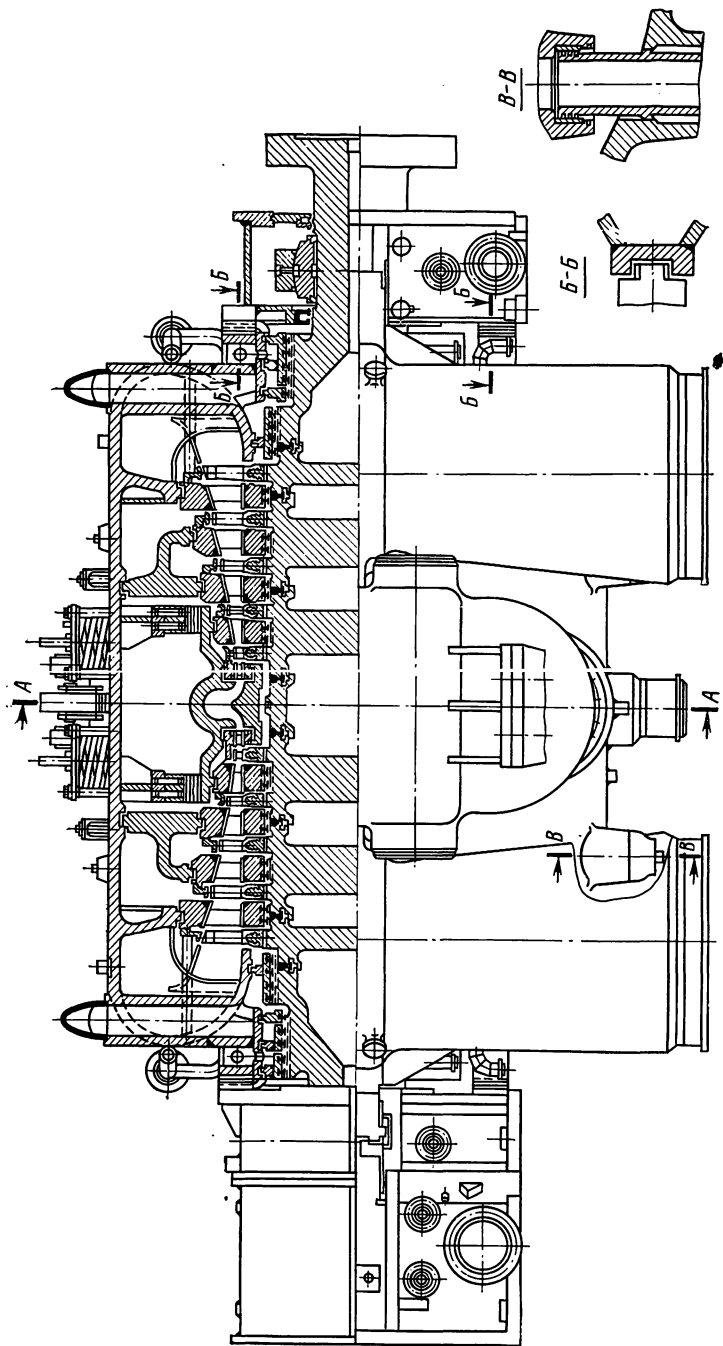
Паровые турбины стационарных ЯЭУ. На рис. 7.83 показана конструкция турбины К-500-65/3000, используемая в блоках РБМК-1000. Турбина пятицилиндровая: в центре расположен двух-

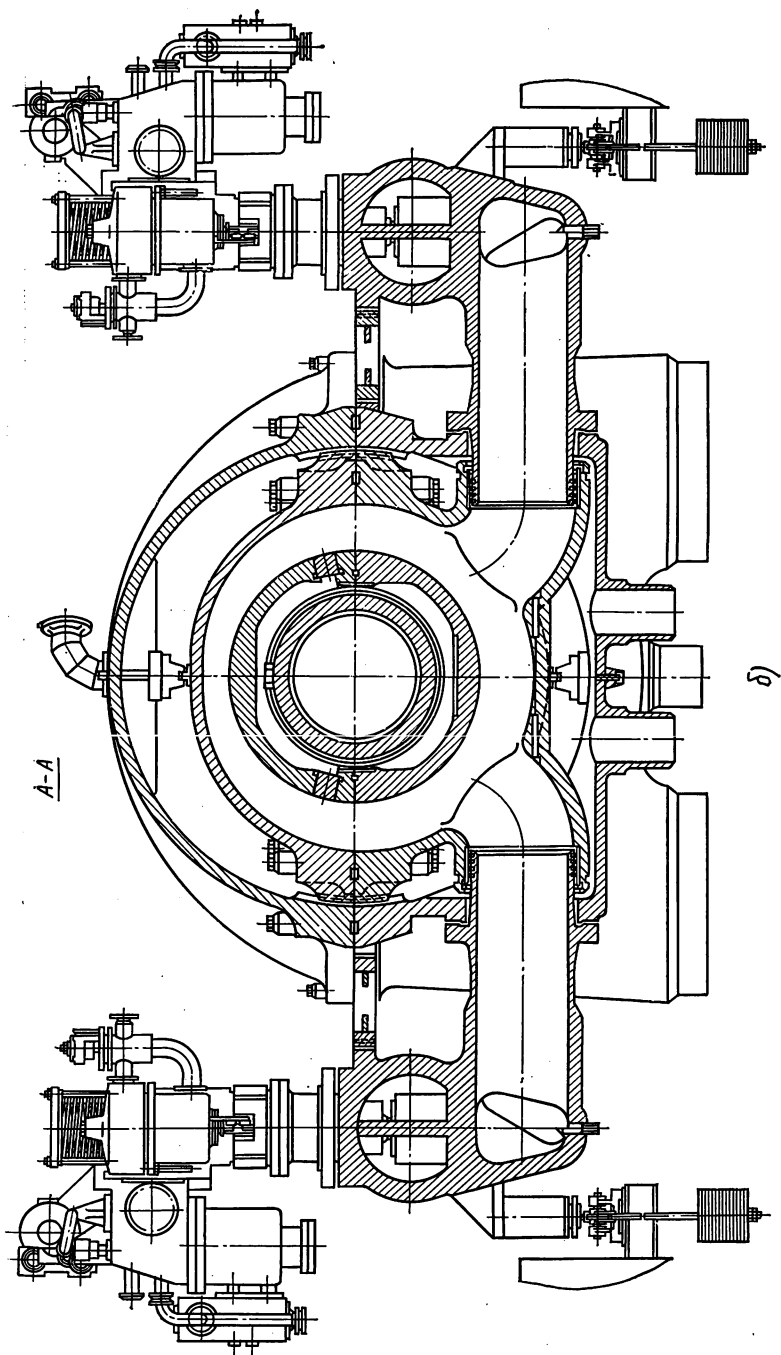


a)

Рис. 7.83. Паровая турбина К-500-65/3000;
а — продольный разрез турбины;

Продолжение рис. 7.83





б — цилиндр высокого давления

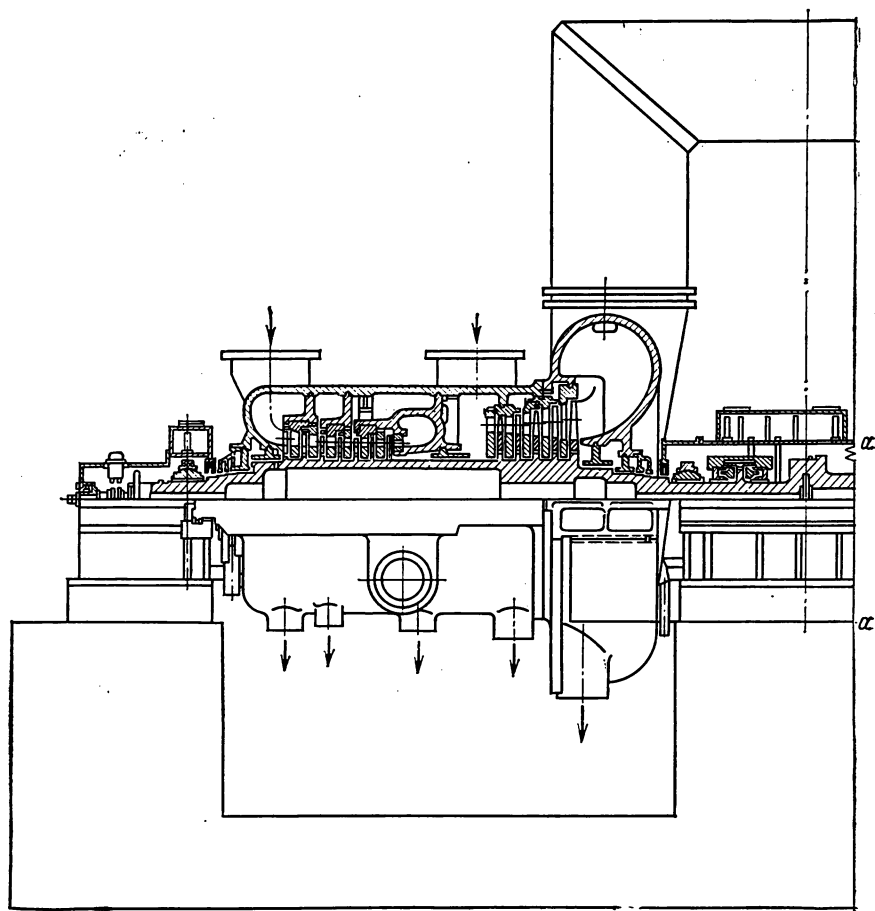
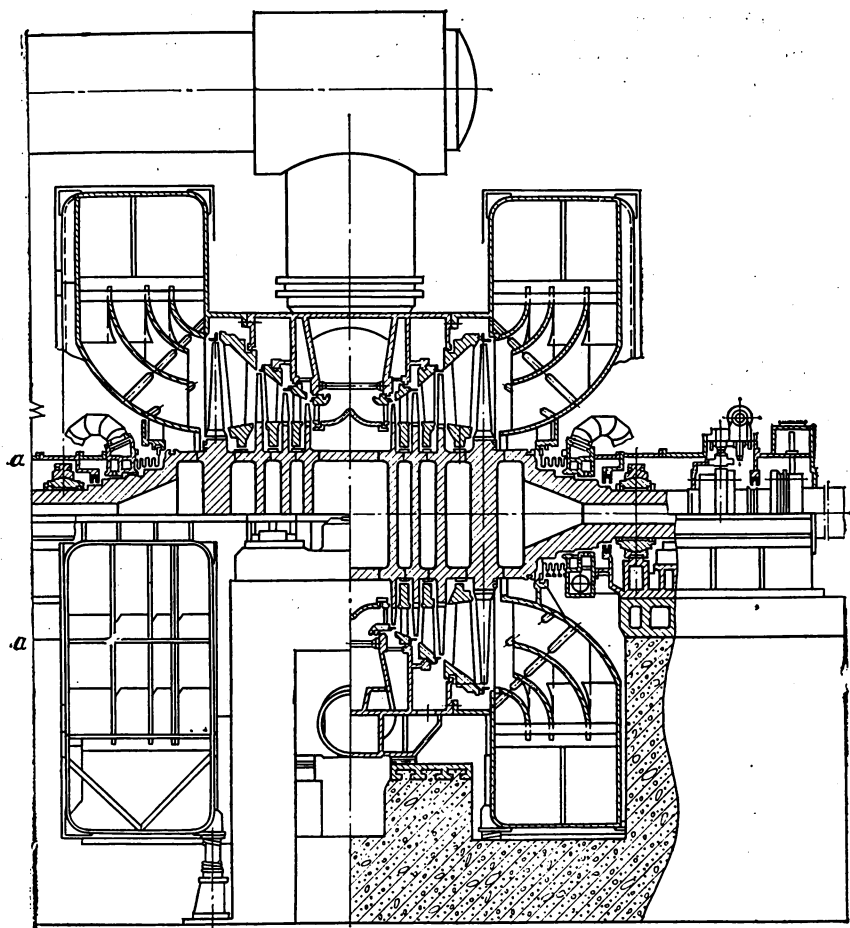


Рис. 7.84. Паровая турбина К-500-60/1500

поточный ЦВД (2×5 ступеней), а с каждой стороны от него по два двухпоточных ЦНД (2×5 ступеней). Начальные параметры пара 6,5 МПа, 553 К, давление в конденсаторе $p_k = 3,9$ кПа, разделительное давление $p_p = 0,35$ МПа. Парораспределение дроссельное. За ЦВД пар по четырем трубам диаметром 1,2 м поступает на сепараторы-пароперегреватели и перегревается до 558 К. Далее по трубам диаметром 1 м подается на ЦНД. За ЦВД влажность 15 %, а за ЦНД 7 %. Расчетный КПД ЦВД примерно 0,775, а ЦНД $\sim 0,855$. Роторы ЦВД и ЦНД вращаются в гидродинамических подшипниках скольжения диаметром 520 и длиной 406 мм с гидростатическим подъемом при пуске. С одной стороны от ЦВД размещен осеупорный подшипник типа Кинсбери.

Все роторы турбины выполнены сварными из откованных ди-



сков и хвостовиков из стали 32ХМ1А. Лопатки ЦВД и трех ступеней ЦНД выполнены из стали 12Х13 и 12Х13-Ш, а четвертой и пятой ступеней ЦНД — из стали 15Х11МФ-Ш. Средний диаметр последней ступени 2,35 м, а длина лопатки 0,85 м.

Корпус ЦВД имеет двухстенную конструкцию. Внутренний цилиндр, литой из стали 15Х1М1Ф-Л, состоит из двух половин с горизонтальным разъемом. Внешний цилиндр сварно-литой из стали 25-Л. Диафрагмы третьей и четвертой ступеней размещены в обойме. Корпус каждого ЦНД образуется двумя выхлопными патрубками, имеющими верхние и нижние половины. Пар к верхней половине ЦНД подводится двумя трубами. В плоскости, перпендикулярной оси турбины, оба выхлопных патрубка соединены вертикальным фланцем. Картеры подшипников и корпуса концевых

уплотнений выполнены сварными и вварены в нижние половины выхлопных патрубков. Проем в верхней половине патрубка позволяет снимать крышку подшипника без демонтажа самого патрубка. Внутри каждого корпуса ЦНД установлена сварная из листов углеродистой стали обойма диафрагм «плавающего» типа с кольцевыми посадочными выступами для установки диафрагм. Обойма опирается на нижнюю половину патрубка четырьмя площадками и фиксируется шпонками в осевом и поперечном направлениях. Концевые и промежуточные уплотнения ЦВД и ЦНД — лабиринтные. В концевые уплотнения подается пар от испарителя, так как турбина работает на радиоактивном паре. Длина турбины 40 м, а всего агрегата с электрогенератором 57 м. Масса турбины 1450 т. Масса ротора ЦНД 36,2 т.

На рис. 7.84 показана конструкция тихоходной турбины К-500-60/1500 ($n=25\text{ с}^{-1}$, $p_0=5,88\text{ МПа}$, $p_k=5,85\text{ кПа}$). Турбина состоит из двух цилиндров: в первом совмещены при противоположном движении пара части высокого (ЧВД) и среднего (ЧСД) давления; ЦНД — двухпоточный (2×4 ступени). Ротор первого цилиндра барабанно-сварной, диаметр корневого сечения в ЧВД около 1,7 м, а в ЧСД примерно 2 м. Парораспределение дроссельное. ЧВД имеет семь ступеней, а ЧСД — пять ступеней. После ЧВД пар при давлении 1,2 МПа направляется в жалюзийный сепаратор и далее перегревается до температуры 523 К и поступает в ЧСД. Ротор ЦНД подобно ранее рассмотренной машине сварен из отдельных дисков. Наружный диаметр последней ступени 5,6 м, средний диаметр 4,15 м, длина лопатки 1,45 м, площадь единичного выхлопа 18 м^2 .

Давление перед ЦНД 0,26 МПа. Корпус первого цилиндра — двухстенный в области первых ступеней ЧВД. Корпус ЧСД — одностенный. Корпус ЦНД — одностенный с боковыми выходами к конденсаторам. Длина турбины 24,3 м, масса 1300 т. Масса ротора ЦНД 156 т.

Из приведенного описания двух турбин на одинаковую номинальную мощность (500 МВт) и близкие параметры пара (но не одинаковые) следует, что переход на меньшую частоту вращения позволил сократить число выхлопов, уменьшить длину турбины, однако масса ротора ЦНД выросла примерно в 4,5 раза.

Турбины равной мощности на перегретом паре имеют меньшие размеры, массу и число выхлопов при одинаковой частоте вращения, чем турбины на насыщенном паре.

Судовые турбины. В качестве главных судовых двигателей ЯЭУ используются многоступенчатые паровые турбины. К судовым турбинам предъявляются более жесткие требования по массогабаритным соотношениям. Они работают в более широком диапазоне возможного изменения нагрузок. Судовые турбины работают или на электрический генератор и далее привод движителя осуществляется от электродвигателей, или движение турбин через передачу передается непосредственно на движитель — гребные винты. В первом случае по существу речь идет об электростанции и ус-

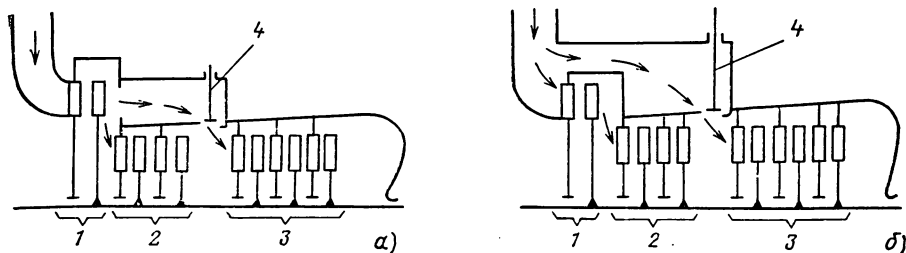


Рис. 7.85. Схема турбины со ступенями малых ходов с внутренним (а) и внешним (б) обводом

ловия работы отличаются от стационарных установок частыми и значительными изменениями нагрузки.

При механической передаче (турбозубчатом агрегате ТЗА) в системе турбина — передача — движитель один из элементов должен быть реверсивным для обеспечения заднего хода судна. Широко используется турбинный реверс. Для этого, например, в общем корпусе главной турбины размещаются ступени турбины задних ходов. Ступени главной турбины и турбины заднего хода имеют общий выхлоп, а движение пара в них противоположное. При работе главной турбины за счет вращения ступеней заднего хода в заполненном паром пространстве возникают дополнительные потери на трение и вентиляцию, которые составляют 0,25—1 %. Существенной особенностью турбин в составе ТЗА является то, что они работают при переменной частоте вращения, которая увеличивается с ростом мощности.

Выбор экономической мощности турбин транспортных судов аналогичен выбору мощности стационарных установок. У военных судов крейсерская мощность, на которой судно работает большую часть времени, обычно составляет не более 15—20 % мощности на полных и боевых ходах. Поэтому турбина должна обеспечивать достаточно высокую экономичность как на малых, крейсерских, ходах при малой частоте вращения, так и на полных ходах при большой частоте вращения ротора. Для этого в состав главной турбины входят ступени малых ходов (рис. 7.85). За регулирующей ступенью 1 размещены ступени малых ходов 2, а далее ступени полных ходов 3. На малых ходах клапан 4 закрыт, и в работе участвуют все ступени. На полных ходах клапан 4 открывается, и пар на ступени полного хода поступает, минуя ступени малого хода. На каждой ступени срабатывается больший перепад энтальпии, и при одновременном увеличении частоты вращения значение характеристического коэффициента ступеней сохранится близким к оптимальному. При включении же в работу ступеней малого хода одновременно с уменьшением частоты вращения уменьшается и перепад энтальпии на ступень. На рис. 7.85, а показана турбина с внутренним обводом ступеней малых ходов. Если ступени малых ходов располагаются перед всеми ступенями полных ходов, такая

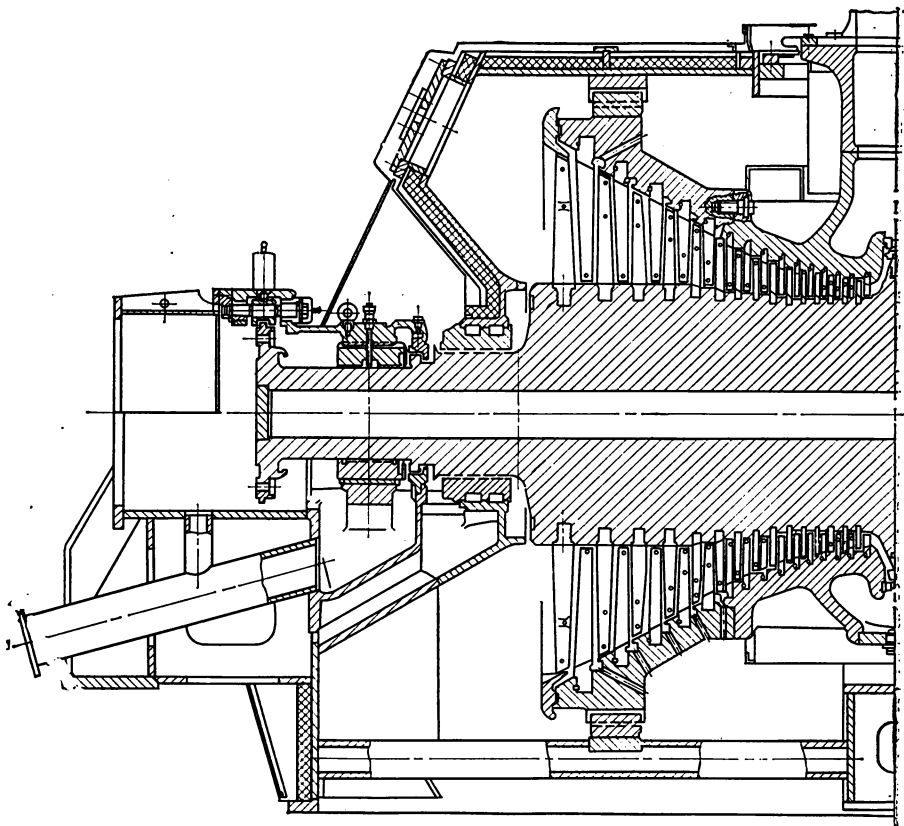
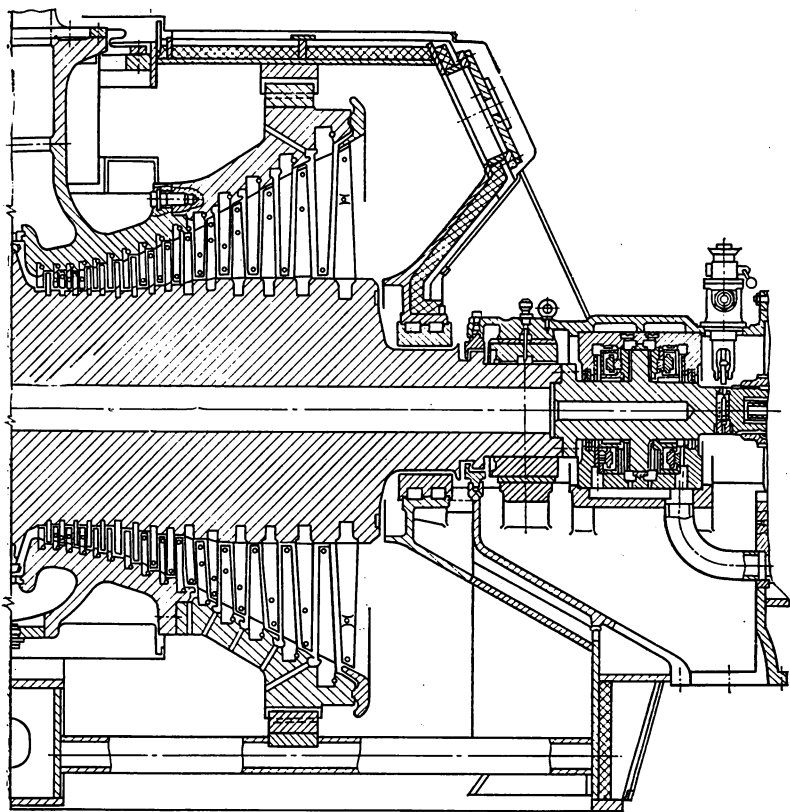


Рис. 7.86. Паровая турбина атомохода «Арктика»

система называется с внешним обводом (рис. 7.85, б). В этом случае в состав ступеней малых ходов включается и регулирующая ступень.

Для советских атомоходов созданы турбины на начальные параметры пара 3 МПа, 573 К с противодавлением 3,5—7 кПа. На ледоколах «Арктика» и «Сибирь» установлены по две турбины мощностью по 26,7 МВт (37 500 л. с.) с частотой вращения 3500 об/мин, приводящие электрические генераторы переменного тока. Двухпоточная турбина (рис. 7.86) состоит из расположенной в центре радиальной ступени и 15 реактивных ступеней в каждом потоке. Периферийная скорость последних рабочих лопаток 326 м/с. Для защиты от эрозии лопатки наплавлены сплавом Т15К6. Влажность за последней ступенью 11—12 %. Ротор барабанного типа вращается во внешних гидродинамических подшипниках. Корпус двухстенный, внутренний корпус выполнен коническим. Турбина допускает 15 полных сбросов и набросов нагрузки в 1 ч.



Вспомогательные турбины. Наряду с главными в схемах установок могут быть использованы вспомогательные турбины для привода, например, питательных, конденсатных, циркуляционных насосов. Так, турбопривод питательных насосов предусмотрен в рассмотренной в гл. 1 схеме установки с реактором РБМКП-2400; турбинный привод имеют все насосы, за исключением главных и аварийных циркуляционных насосов первого контура на судовых установках, как было показано на примере установки атомного ледокола. От главных турбин вспомогательные отличаются прежде всего сравнительно небольшой мощностью. Обычно мощность турбин для привода питательных насосов составляет 1—2 % номинальной мощности установки. Вспомогательные турбины, в том числе и в стационарных установках, работают с переменной частотой вращения для обеспечения наиболее экономичного регулирования частоты вращения насосов. На судах вспомогательные турбины выполняются преимущественно в виде дисков со ступенями скорости (см. рис. 7.74), а на мощных блоках стационарных

энергоустановок в виде многоступенчатых конденсационных турбин.

Питание вспомогательных турбин может осуществляться непосредственно из главной паровой магистрали (см. рис. 1.8), из отборов главных турбин или из главной паровой магистрали через редуccionную установку (см. рис. 1.4 и 1.5).

На рис. 7.87 показана конструкция многоступенчатой паровой турбины ОК-18ПУ для привода питательных насосов блоков мощностью 800 МВт на закрытические параметры. Мощность турбины 15,55 МВт, номинальная частота вращения 4650 об/мин ($77,5 \text{ с}^{-1}$). Давление и температура пара перед турбиной 1,42 МПа и 716 К. Давление отработавшего пара 6 КПа. Обеспечивается подача питательной воды в интервале от 30 до 100 % за счет изменения частоты вращения от 3800 до 4800 об/мин ($63,3\text{—}80 \text{ с}^{-1}$). Пар подводят из отбора главной турбины. Турбина активного типа имеет восемь ступеней давления. Предусмотрен байпасный подвод пара за четвертую ступень. На всех ступенях обеспечивается полный подвод пара. Ротор турбины — цельнокованный, гибкий, с центральным отверстием. В теле дисков ступеней предусмотрены уравнивательные отверстия. Ротор опирается на подшипники скольжения: передний — опорно-упорный, задний — опорный. Корпус — сварно-литой с горизонтальным разъемом в плоскости оси вала. Выхлопная часть корпуса — стальная, сварная, имеет в верхней половине фланец, к которому крепятся две предохранительные диафрагмы, срабатывающие при повышении давления пара в выхлопной части турбины. Концевые и промежуточные уплотнения — лабиринтные.

Турбины на других рабочих телах. Расчет и методы конструирования турбин, работающих водяным паром, в значительной мере могут быть применены и к турбинам на других рабочих телах: на парах щелочных металлов и на газе. Но при этом должны быть учтены свойства рабочего тела. На парах щелочных металлов предполагаются, например, значительно более высокие начальные температуры, чем на водяном паре, даже при работе насыщенным паром, но вместе с тем низкие абсолютные давления ($\sim 0,2 \text{ МПа}$) и малые перепады давления. Здесь главная проблема — выбор материалов, обеспечивающих работоспособность ротора и в особенности лопаток. Более сложны вопросы исключения возможности контакта с внешней средой, обеспечения температурных условий работы подшипников и т. д.

В одноконтурных ЯЭУ возможно использование только ГТУ замкнутого цикла. Перепады давлений и давления в них занимают, как правило, промежуточное положение между установками, работающими водяным паром и парами щелочных металлов. Главные вопросы в ГТУ на гелии — обеспечение работоспособности при высоких температурах и герметичности в связи с повышенной текучестью гелия. В газовых турбинах изменение удельного объема рабочего тела меньше, чем в паровых, и в связи с этим меньше различия в проектировании первых и последних ступеней турбин.

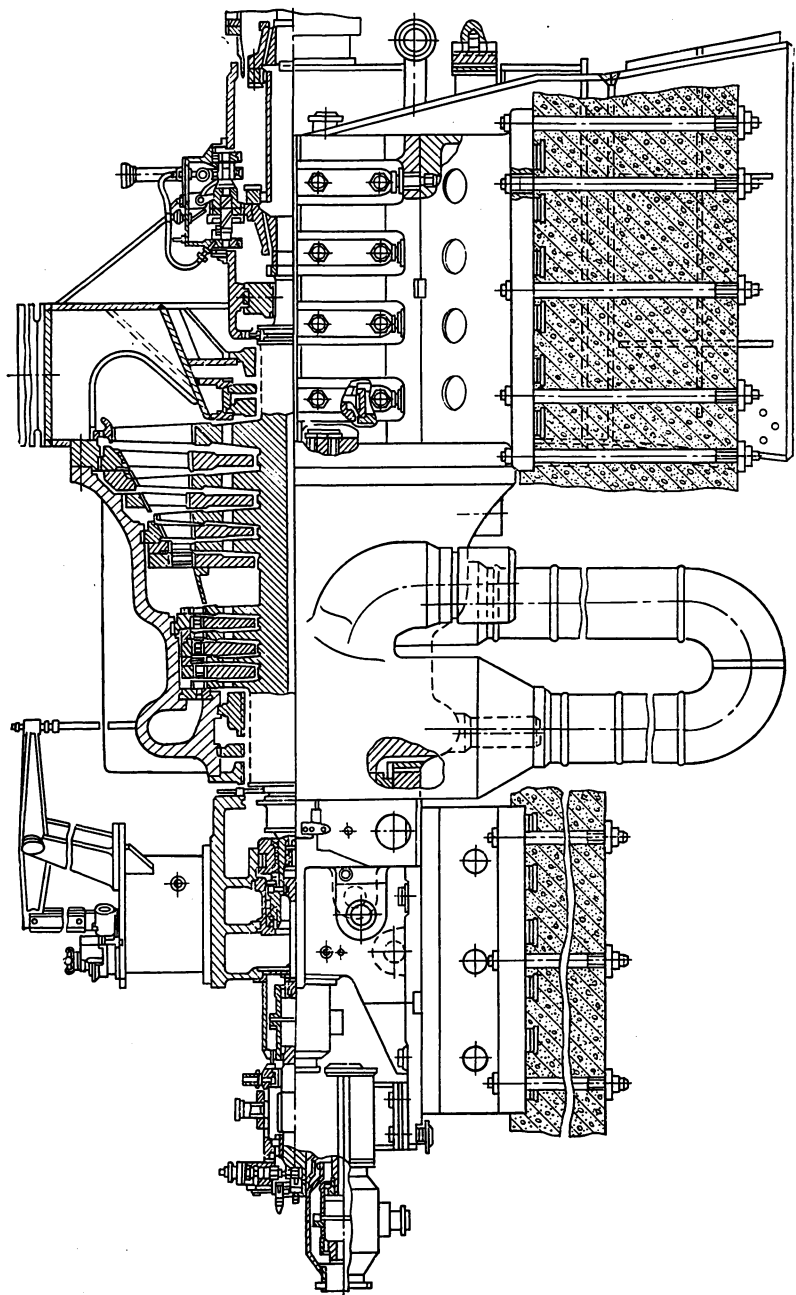


Рис. 7.87. Турбина ОК-18ПУ для привода питательного насоса

7.10. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Струйные насосы (струйные аппараты) — это устройства, в которых смешиваются потоки различных давлений (в простейшем и наиболее распространенном случае — два потока) с образованием потока, имеющего, как правило, промежуточное давление. Принципиальная конструктивная схема струйного насоса представлена на рис. 7.3. Независимо от назначения аппарата он характеризуется наличием основных конструктивных элементов: рабочего сопла 1, приемной камеры 2, камеры смешения 3 и, как правило, диффузора 4. Наличие или отсутствие диффузора обуславливается целевой функцией струйного аппарата. Взаимное расположение элементов может быть таким, как показано на рис. 7.3, и обратным (рис. 7.88), когда рабочее сопло выполняется кольцевым и располагается по внешней поверхности приемной камеры. Число сопел и их форма также могут быть различными.

Среда, имеющая более высокое давление и подаваемая через сопло, называется *рабочей*. Среда, имеющая более низкое давление и поступающая в приемную камеру, называется *инжектируемой*. Поток рабочей среды, истекая из сопла с высокой скоростью, увлекает инжектируемую среду в камеру смешения, где смешиваются потоки и выравниваются скорости и температуры. Установка диффузора, в котором кинетическая энергия потока преобразуется в энергию давления, производится в тех случаях, когда необходимо повысить давление на выходе из струйного аппарата p_c или понизить давления в приемной камере p_H .

Рабочая и инжектируемая среды могут иметь как одинаковое агрегатное состояние (равнофазные аппараты), так и неодинаковое (разнофазные аппараты). Имеется также группа аппаратов, в которых агрегатное состояние одной из сред претерпевает изменение.

Наибольшее распространение получили равнофазные аппараты. В зависимости от свойств взаимодействующих сред и степени сжатия $n = p_c/p_H$, создаваемой аппаратом, различают для упругих

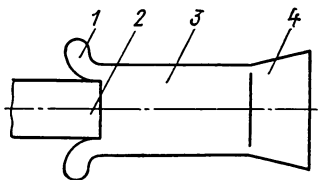


Рис. 7.88. Принципиальная схема струйного аппарата с кольцевым рабочим соплом:

1 — рабочее сопло; 2 — приемная камера; 3 — камера смешения; 4 — диффузор

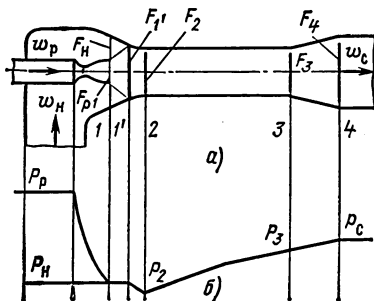


Рис. 7.89. Схема газоструйного компрессора (а) и изменение давления по его длине (б)

сред: паро(газо)струйные инжекторы ($n < 1,2$), паро(газо)струйные компрессоры ($1,2 \leq n \leq 2,5$), паро(газо)струйные эжекторы ($n > 2,5$); для неупругих сред любой степени сжатия — струйные насосы.

Рассмотрим процессы, протекающие в струйных аппаратах, на примере широко распространенного газоструйного компрессора (рис. 7.89). Рабочий поток с давлением p_p и скоростью w_p поступает в рабочее сопло. В сопле, которое в зависимости от степени расширения рабочего потока p_p/p_n может быть конфузورным или иметь форму сопла Лаваля, рабочий поток разгоняется до скорости w_{p1} , при этом статическое давление падает до $p_{p1} = p_n$. Истекая из сопла в приемную камеру, рабочий поток подсасывает инжектируемый газ, поступающий в приемную камеру. На участке от среза сопла 1 до сечения 1' давление остается приблизительно постоянным и равным p_n . Сечение 1' характеризуется выходом внешней границы зоны смешения рабочего и инжектируемого потоков на поверхность сужающейся части приемной камеры и является конечным сечением приемной камеры и начальным сечением камеры смешения. В тех случаях, когда площадь поперечного сечения 1' больше площади поперечного сечения 2 камеры смешения ($F_{1'} > F_2$), на участке 1'—2 вследствие уменьшения проходного сечения скорость потока увеличивается, а статическое давление падает до p_2 . Обычно камера смешения выполняется цилиндрической, поскольку экспериментально установлено, что цилиндрическая форма камеры обеспечивает большую степень восстановления давления по сравнению с другой формой. За камерой смешения может быть установлен диффузор — участок 3—4.

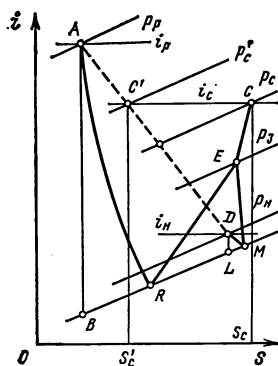
Профиль скорости на входе в камеру смешения обладает большой неравномерностью по радиусу. В камере смешения происходят выравнивание профиля скорости и рост статического давления за счет выработки неоднородности поля скорости.

i — S -диаграмма протекающих в газоструйном компрессоре процессов имеет вид, приведенный на рис. 7.90. Начальное состояние рабочей среды характеризуется точкой A с давлением p_p и энтальпией i_p ; состояние инжектируемой среды — точкой D (p_n, i_n). На выходе из компрессора энтальпия потока согласно закону сохранения энергии равна

$$i_c = (i_p + w_n)/(1 + u),$$

где $u = G_n/G_p$ — коэффициент инжекции; G_n и G_p — расходы инжектируемой и рабочей среды.

При отсутствии в компрессоре потерь (идеализированный случай) давление смеси находится по изобаре p'_c , проходящей через точку пересечения прямой AD и линии $i_c = \text{const}$. Соответственно энтропия смеси будет s'_c . Поскольку реальные процессы всегда протекают с потерями, давление на выходе из аппарата будет тем меньше, чем больше потери. Рабочая среда, разгоняясь в сопле и на начальном участке камеры смешения 1'—2 (см. рис. 7.89), претерпевает в реальном аппарате изменения состояния по линии



← Рис. 7.90. i — S -диаграмма рабочего процесса газоструйного компрессора

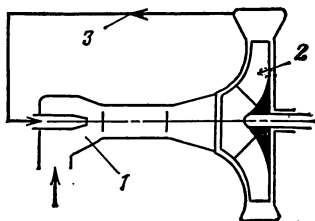


Рис. 7.91. Схема включения струйно-бустерного насоса:

1 — бустерный насос; 2 — основной насос; 3 — магистраль рабочей среды

AR (рис. 7.90). Инжектируемая среда, ускоряясь на начальном участке камеры смешения, с падением давления от p_n до p_2 изменяет состояние по линии DM . Оба процесса протекают с потерями. В случае изэнтропического расширения процессы должны протекать по линиям AB и DL соответственно.

Поток смеси в конце камеры смешения имеет скорость w_3 , давление p_3 и характеризуется точкой E на i — S -диаграмме. Процесс преобразования в диффузоре кинетической энергии потока в энергию статического давления определяется линией EC . Точка C характеризует конечное состояние смеси на выходе из струйного аппарата.

Соответствующее точке C значение энтальпии S_c тем сильнее отличается от идеализированного значения S'_c , чем больше потери в аппарате. Соответственно происходит и уменьшение давления p_c относительно p'_c .

Используемые в технике струйные аппараты отличаются большим многообразием как по назначению, так и по физическим свойствам сред, по степени сжатия и другим параметрам. В силу этого методики расчета различных типов аппаратов отличны и не универсальны по форме. Методы расчетов широкого круга струйных аппаратов приведены в книге Е. А. Соколова, Н. М. Зингера «Струйные аппараты» (М.: Энергия, 1970).

Достоинства струйных аппаратов — простота конструкции и надежность работы, возможность установки в труднодоступных местах, отсутствие необходимости обслуживания — обусловили широкое их применение в ЯЭУ. Наиболее широко применяются пароструйные эжекторы для создания в конденсаторе паровой турбины разрежения путем отбора из объема конденсатора паровоздушной смеси. В качестве рабочей среды используется обычно пар из отборов турбины или от испарителей повышенного давления.

Использование двух- и трехступенчатых эжекторов с одинаковыми степенями сжатия позволяет обеспечить низкое давление в конденсаторе, которое существенно влияет на экономичность турбинной установки. Схемы включения паровых эжекторов приведе-

Т а б л и ц а 7.4. Характеристики эжекторов

Параметр	ЭП-3-25/75 к турбине К-220-44	ЭП-3-100-300 к турбине К-500-65/3000
Давление парогазовой смеси перед первой ступенью, кПа	2,73	3,7
Давление рабочего пара, МПа	0,5	0,5
Расход пара на эжектор, кг/с	0,278	1,006
Расчетное количество отсасываемой парогазовой смеси, кг/с	0,792	5,00
Расход охлаждающей воды, кг/с	45,8	65,8
Площадь поверхности холодильника, м ² :		
первая ступень	15	16,6
вторая ступень	12	5,14
третья ступень	9	—

ны в гл. 3. Основные характеристики пароструйных эжекторов к турбинам К-220-44 и К-500-65/3000, используемых на АЭС с реакторами ВВЭР-440 и РБМК-1000 соответственно, приведены в табл. 7.4.

Установка холодильников после каждой ступени эжектора позволяет, во-первых, избежать потерь конденсата и уменьшить тепловые потери и, во-вторых, за счет вывода конденсата уменьшить расход эжектируемой среды через последующую ступень эжектора, что приводит к сокращению расхода рабочего пара.

Кроме основных эжекторов, на АЭС имеются также пусковые эжекторы, обеспечивающие первоначальное удаление воздуха из конденсатора и корпуса турбины при пуске. Широко используют эжекторы для отсоса пара, подаваемого на уплотнения вала турбины. Так, для турбины К-220-44 используется эжектор ЭУ-12 с расчетным количеством отсасываемой смеси 1,41 кг/с, а для турбины К-500-65/3000 — эжектор ЭУ-15 (1,606 кг/с).

Благодаря высоким антикавитационным свойствам струйных насосов последние находят применение в качестве бустерных (вспомогательных) насосов (рис. 7.91). Назначение бустерного насоса состоит в повышении давления на входе в основной насос до значения, при котором обеспечивается бескавитационная работа основного насоса. В качестве рабочей среды используется, как правило, перекачиваемая жидкость, отбираемая с выхода основного насоса.

Струйные насосы нашли применение для интенсификации циркуляции теплоносителя в кипящих реакторах (рис. 7.92). В приведенной схеме устройства реактора струйные насосы, размещаемые в кольцевом пространстве между активной зоной и корпусом реактора, являются основным циркулятором теплоносителя. Петли с циркуляционными насосами, перекачивающими приблизительно одну треть общего расхода теплоносителя, представляют собой петли рабочей среды струйных насосов.

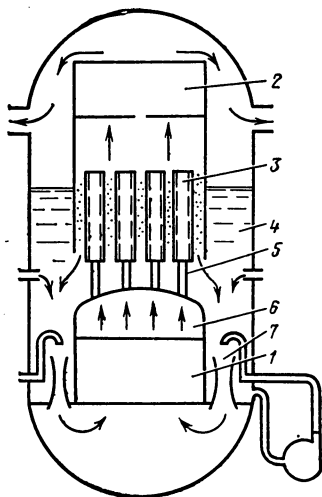


Рис. 7.92. Схема внутрикорпусных устройств водо-водяного кипящего реактора:

1 — активная зона; 2 — осушитель пара; 3 — первичные сепараторы; 4 — водяной объем реактора; 5 — стойки сепараторов; 6 — сборная камера; 7 — струйный насос

К недостаткам струйных аппаратов, ограничивающим их более широкое применение, относятся: низкий КПД, небольшие создаваемые напоры и необходимость дополнительного источника более высокого давления.

Для определения основных параметров парового (газового) эжектора на начальном этапе проектирования могут быть использованы с достаточной точностью приближенные методы расчета. Для при-

мера рассмотрим определение коэффициента инжекции, полного давления и скорости смеси на выходе из звукового эжектора без диффузора.

Исходные данные для расчета: $\alpha = F_{p1}/F_n$ — геометрический параметр эжектора, где F_{p1} и F_n — площади поперечного сечения рабочего сопла и приемной камеры соответственно; полное давление инжектируемой среды p_n , полное давление рабочей среды p_p , статическое давление на выходе из эжектора $p_4 = p_3$, температуры инжектируемой и рабочей сред T_n , T_p . В следующей последовательности находятся:

1) отношение полных давлений во входном сечении эжектора (степень расширения рабочего потока)

$$\Pi_0 = p_n/p_p;$$

2) с использованием таблицы газодинамических функций величины

$$\pi(\lambda_0) = 1/\Pi_0; \quad q(\lambda_0); \quad M_0; \quad \pi(\lambda_n) = p_n/p_4; \quad M_n;$$

3) поправка коэффициента инжекции, учитывающая различие температур рабочей и инжектируемой сред,

$$c = \sqrt{\Theta} \Pi_0^{(k-1)/2k},$$

где $\Theta = T_p^*/T_n^*$ — отношение температур торможения рабочей и инжектируемой сред; k — показатель адиабаты;

4) коэффициент, учитывающий относительную работу сжатия инжектируемого газа,

$$h = (M_n/M_0)^2;$$

5) скорректированный геометрический параметр эжектора с учетом расширения сверхзвуковой струи в начальном участке камеры

$$\alpha' = 1 / \left[\left(1 + \frac{1}{\alpha} \right) q(\lambda_0) - 1 \right];$$

6) коэффициент инжекции без учета сжимаемости газа

$$u_0 = \frac{f \left(1 + \frac{1}{\alpha'} \right) \sqrt{2\alpha' + (\alpha')^2 (f^2 - 1) - [1 + (\alpha')^2 f^2] h} - 1 - f^2}{1 + (\alpha')^2 f^2},$$

где $f = F_4/F_3$ — геометрический параметр эжектора (степень уширения диффузора); F_4 и F_3 — площади поперечного сечения на выходе из диффузора и на входе в него соответственно. В случае отсутствия диффузора $f = 1$;

7) коэффициент инжекции с учетом сжимаемости

$$u = u_0/c;$$

8) полное давление смеси

$$p_{03} = (\alpha p_p + p_n)/(1 + \alpha);$$

9) коэффициент скорости смеси λ_3 (из таблиц газодинамических функций по отношению статического и полного давлений смеси)

$$\pi(\lambda_3) = p_3/p_{03};$$

10) скорость смеси

$$w_3 = \lambda_3 a_{кр} = \lambda_3 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_3}.$$

7.11. МГД-НАСОСЫ

При использовании в энергетических установках жидкометаллических теплоносителей благодаря их высокой электропроводности становится возможным применение в качестве циркуляционных устройств магнитогазодинамических насосов (МГД-насосов). В литературе часто используется также термин «электромагнитные насосы».

МГД-насосами называют устройства, в которых движущая сила возникает вследствие взаимодействия магнитного поля и электрического тока, протекающего в перекачиваемой жидкости, т. е. жидкость движется под влиянием электромагнитной силы $\mathbf{j} \times \mathbf{B}$.

Работа МГД-насосов по принципу действия аналогична работе электрических двигателей. В зависимости от того, как подводится электрический ток к жидкому металлу (с помощью прямого контакта или наводится с помощью индуктора), различают два вида насосов: *кондукционные* и *индукционные*. Первые во многом аналогичны двигателям постоянного тока и коллекторным двигателям

переменного тока, вторые — асинхронным двигателям переменного тока.

По сравнению с используемыми для перекачивания жидких металлов механическими насосами применение МГД-насосов дает целый ряд существенных преимуществ, а именно:

1) отсутствие каких-либо уплотнительных устройств обеспечивает сохранение полной герметичности контура с жидким металлом, не требует нарушения защиты в радиоактивных системах, что обычно имеет место в случае механических насосов при применении внешнего привода;

2) отсутствие в конструкции подвижных деталей (в частности, подшипников, требующих применения смазки) обеспечивает бесшумность работы и незначительный износ при большом ресурсе работы.

К достоинствам МГД-насосов следует отнести легкость регулирования расхода насоса и развиваемого напора изменением параметров электромагнитного поля; простоту конструкции и эксплуатации, возможность удобного расположения в системе трубопроводов.

Кондукционные насосы. По роду питающего тока различают кондукционные насосы постоянного и переменного тока. Принципиальная схема кондукционного насоса постоянного тока приведена на рис. 7.93. Канал прямоугольного сечения 1 с жидким металлом размещен между полюсами магнитной системы 2. Канал выполняют по возможности тонкостенным (из условий прочности) из немагнитного материала с малой проводимостью. С двух противоположных сторон в канал вмонтированы электроды 3, к которым от внешнего источника подводится напряжение, вызывающее в канале между полюсами магнита электрический ток через жидкий металл. Взаимодействие электрического тока с магнитным полем приводит к появлению объемных электромагнитных сил, действующих на частицы жидкости и приводящих их в движение.

Магнитный поток в магнитной системе 2 создается обычно с помощью обмотки возбуждения 4, которая либо соединяется последовательно с электродами, либо питается от независимого источника. В насосах для жидких металлов, используемых в ядерной энергетике, более распространен первый способ. В качестве примера конкретной реализации можно привести кондукционные насосы постоянного тока для реакторов-размножителей EBR-I и EBR-II Аргонской национальной лаборатории (США).

Насос реактора EBR-I предназначен для перекачивания сплава Na—K при температуре 525 К.

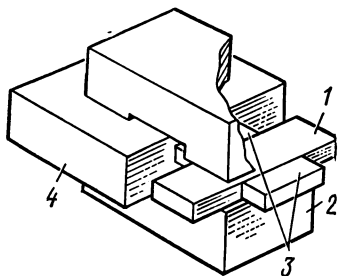
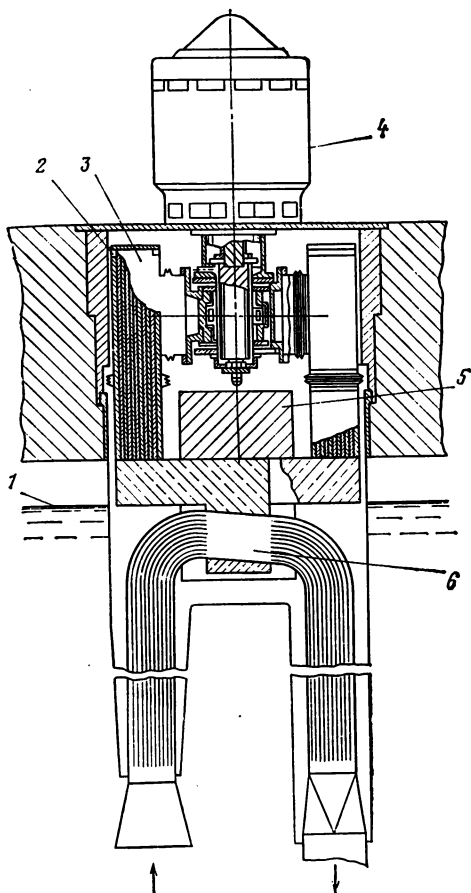


Рис. 7.93. Принципиальная схема кондукционного МГД-насоса постоянного тока:

1 — канал насоса; 2 — магнитная система; 3 — электроды; 4 — обмотка возбуждения



← Рис. 7.94. МГД-насос реактора EBR-II:

1 — уровень жидкого металла; 2 — медные шины; 3 — полость заполнения жидким металлом; 4 — электродвигатель; 5 — магнитный сердечник; 6 — канал насоса

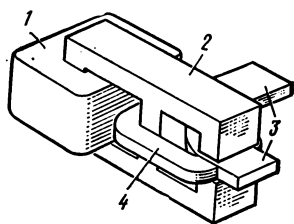


Рис. 7.95. Принципиальная схема кондукционного МГД-насоса переменного тока

Источником питания насоса является выпрямитель с напряжением 1 В и током $2 \cdot 10^4$ А. Насос реактора EBR-II предназначен для перекачивания натрия и развивает рабочее давление $5,3 \cdot 10^5$ Па при производительности $0,625 \text{ м}^3/\text{с}$. В качестве источника питания используется униполярный генератор с напряжением 2,5 В и током $2,5 \cdot 10^5$ А. Конструкция насоса EBR-II представлена на рис. 7.94.

Достоинствами кондукционных насосов постоянного тока по сравнению с индукционными являются: простота их конструкции; отсутствие проблемы электроизоляции обмотки возбуждения от канала, чем обеспечивается ее оптимальный температурный режим; отсутствие поверхностных эффектов, характерных для индукционных насосов. Наиболее целесообразно их использование при малой проводимости жидкого металла. В этом случае могут быть обеспечены выигрыш в массогабаритных характеристиках и более высо-

кий КПД по сравнению с индукционными насосами. Так, КПД насоса для реактора EBR-I при малых расходах рабочего тела достигает 55 %. Кондукционные МГД-насосы постоянного тока используются для перекачки жидких металлов с температурой до ~1050 К. Изготавливались и испытывались насосы производительностью от нескольких десятков литров до нескольких тысяч кубометров в час. Однако применение кондукционных насосов постоянного тока ограничено. Это обусловлено, во-первых, необходимостью использования специальных выпрямителей или униполярных генераторов, поскольку для их питания требуются большие токи (до сотен килоампер). Во-вторых, выполнение электрического контакта электрода с жидким металлом связано со значительными технологическими трудностями.

Кондукционные МГД-насосы переменного тока в целом конструктивно аналогичны насосам постоянного тока (рис. 7.95). Получение больших токов в канале 3 насоса осуществляется с помощью размещения на магнитной системе 2 первичной 1 и вторичной 4 обмоток трансформатора. Питание первичной обмотки может быть осуществлено от промышленной сети или другого источника переменного тока, поэтому использование насосов переменного тока существенно более удобно, чем насосов постоянного тока.

Однако переменное магнитное поле вызывает появление вихревых токов как в магнитной цепи, так и в перекачиваемом металле. Для уменьшения потерь в магнитной цепи ее шихтуют (набирают) из листовой трансформаторной стали. Тем не менее потери на вихревые токи приводят к существенному снижению общего КПД насоса, который, как правило, не превышает 5—15 %. Кроме того, переменный характер магнитного поля приводит к вибрациям, которые представляют наибольшую опасность для области соединения электроподводящей шины с рабочим каналом.

Кондукционные МГД-насосы переменного тока нашли применение в основном в исследовательских стендах.

Индукционные насосы. Принципиальное отличие индукционных МГД-насосов от кондукционных заключается в том, что электрический ток в жидком металле не подводится контактным способом, а индуцируется переменным магнитным полем статора (индуктора). Роль ротора при этом, используя аналогию асинхронных электродвигателей, выполняет электропроводящий металл, движущийся в канале насоса.

Наибольшее распространение получили насосы, запитываемые трехфазным переменным током, который создает в рабочей части насоса вращающееся (или бегущее) магнитное поле. Взаимодействие последнего с индуцированными в жидком металле токами приводит к движению металла в направлении движения магнитного поля со скоростью, меньшей на величину, определяемую скольжением. Характерные значения скольжения для МГД-насосов существенно выше, чем для асинхронных двигателей. Отсутствие электрических подводов к жидкому металлу — существенное достоинство индукционных насосов. Кроме того, применение трех-

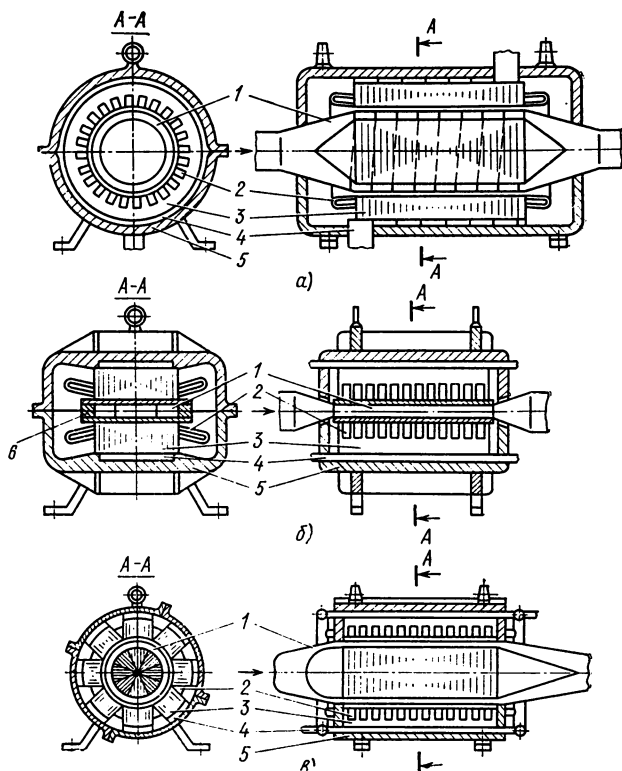


Рис. 7.96. Конструкционные схемы винтового (а), плоского линейного (б) и цилиндрического линейного (в) индукционных МГД-насосов:

1 — канал; 2 — обмотка; 3 — магнитная система; 4 — система охлаждения; 5 — корпус; 6 — токозамыкающие шины

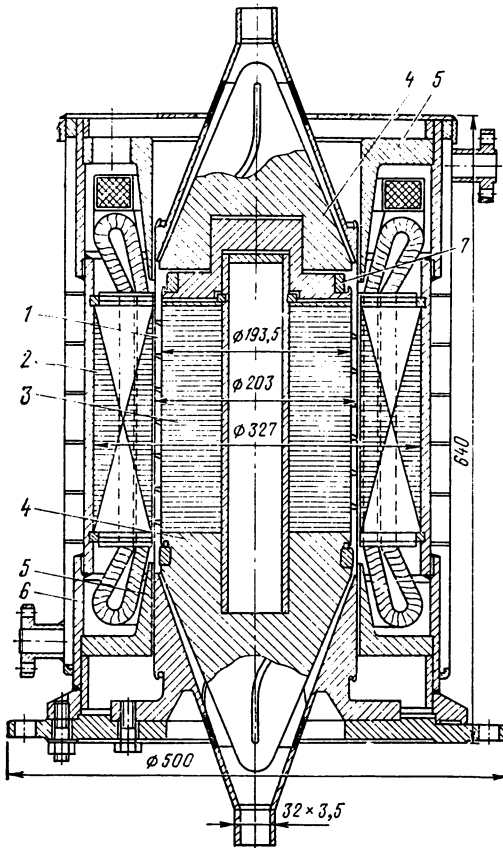
фазного переменного тока позволяет использовать в качестве источника питания промышленную электросеть.

Различают три основных типа индукционных насосов: винтовой насос, плоский линейный (ПЛИН), цилиндрический линейный (ЦЛИН), конструктивные схемы которых приведены на рис. 7.96.

В винтовом индукционном МГД-насосе (рис. 7.96, а) жидкий металл движется по спиральному одно- или многозаходному каналу 1, расположенному в кольцевом зазоре магнитной системы 3. Расположенная на статоре обмотка 2 создает в кольцевом зазоре вращающееся магнитное поле, которое вызывает вращательное движение металла. Наличие спиральных перегородок обеспечивает осевую составляющую скорости движения.

В СССР разработана и изготовлена серия насосов ЭНИВ (электромагнитный насос индукционный винтовой) с производительностью от $1,11 \cdot 10^{-4}$ до $4,17 \cdot 10^{-2}$ м³/с и создаваемым давлением до $6 \cdot 10^5$ Па. Вся серия насосов имела единую конструктивную схему и вертикальное расположение насоса, обеспечивающую

Рис. 7.97. Конструкция винтового индукционного МГД-насоса с подачей $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ (ЭНИВ-3)



щее удобный слив жидкого металла. Проведенные испытания насосов серии ЭНИВ показали их высокую надежность и удобство в эксплуатации. Суммарный ресурс работы превысил 10^5 ч. Два насоса ЭНИВ-3 (рис. 7.97) установлены в радиоактивном контуре петли реактора БР-5.

В корпусе 6 насоса установлен статор 2 с трехфазной обмоткой, создающей вращающееся магнитное поле. Внутренний сердечник 3 служит для замыкания магнитного потока и размещен в расточке статора. Зазор между статором и внутренним сердечником образует рабочий участок 1 насоса. Конструктивно рабочий участок

выполнен в виде трубы из нержавеющей стали, на внутренней поверхности которой нарезана винтовая спираль, преобразующая вращательное движение жидкости в поступательное. Подвод жидкости к рабочему участку и отвод от него осуществляются с помощью направляющих конусов 4, имеющих приваренные к ним по винтовой линии лопатки с изменяющимся углом наклона винтовой линии, что обеспечивает плавное изменение скорости и направления движения жидкости на входе в рабочий участок и выходе из него. Кольца 7, установленные на внутреннем сердечнике, играют ту же роль, что и короткозамыкающие кольца в асинхронном электродвигателе. Охлаждение обмотки — водяное, а поскольку отвод тепла от лобовых частей обмотки затруднен по сравнению с центральной частью, то между рабочим участком и лобовыми частями расположены охлаждаемые медные клиновые втулки 5.

Винтовые индукционные МГД-насосы наиболее целесообразны для применения при относительно малых расходах перекачиваемого металла и высоких требуемых напорах. К недостаткам может

быть отнесено увеличенное значение потерь на трение, что не позволяет получать значения КПД выше приблизительно 20 %.

Плоские линейные индукционные насосы обеспечивают существенно большие расходы перекачиваемого жидкого металла по сравнению с винтовыми. Принципиальная схема ПЛИН приведена на рис. 7.96, б. Рабочая часть канала 1 насоса имеет прямоугольное сечение. Канал размещен в зазоре магнитопровода 3, в пазах которого расположены трехфазные обмотки возбуждения 2, создающие бегущее магнитное поле. Взаимодействие последнего с индуцированными в жидком металле токами приводит к поступательному движению металла в канале насоса. Для увеличения эффективности насоса и снижения джоулевых потерь внешние стенки 6 канала выполняются токопроводящими.

Разработке ПЛИН уделялось значительное внимание как в СССР, так и за рубежом. Некоторые конструкции нашли практическое применение, например насос реактора в Даунри (Великобритания) для перекачивания эвтектического сплава Na—K при температуре 525 К. Его производительность составляет 0,03 м³/с, напор $1,35 \cdot 10^5$ Па, КПД 25 %. ПЛИН, конструкция которого представлена на рис. 7.98, установлен на атомной подводной лодке «Морской волк» (США). Недостатком ПЛИН является наличие лобовых частей обмоток возбуждения, не участвующих в создании магнитного поля в канале, и поперечных краевых эффектов, ухудшающих характеристики насоса.

Цилиндрические линейные индукционные насосы (см. рис. 7.96, в) лишены этих недостатков. Канал 1 для жидкого металла имеет в ЦЛИН форму кольца. Принцип действия цилиндри-

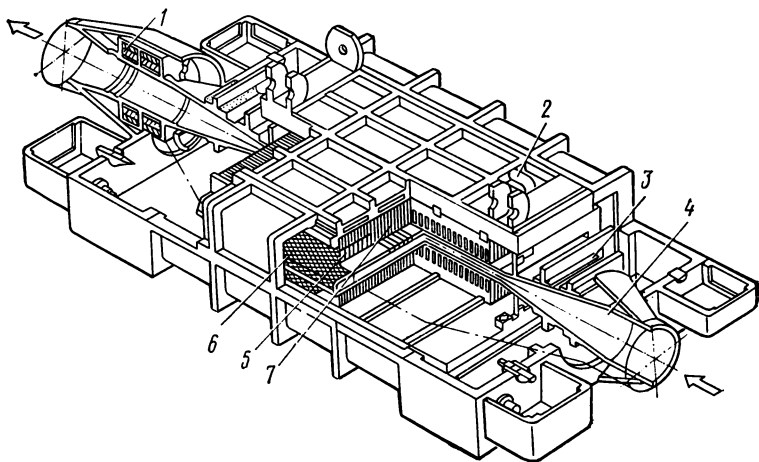


Рис. 7.98. Конструкция плоского линейного индукционного насоса атомной подводной лодки «Морской волк»:

1 — компенсатор термических расширений канала; 2 — выход охлаждающей жидкости; 3 — нагревательный стержень; 4 — канал; 5 — тепловая изоляция; 6 — обмотка индуктора; 7 — магнитопровод индуктора

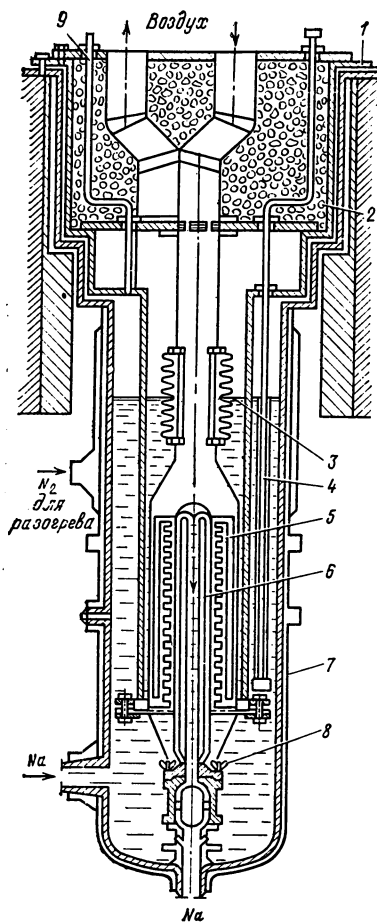


Рис. 7.99. Конструкция цилиндрического линейного индукционного МГД-насоса реактора «Рапсодия»:

1 — уплотнительное кольцо; 2 — биологическая защита; 3 — верхний предел теплоносителя; 4 — уровнемер; 5 — обмотка статора; 6 — кольцевая камера рабочего участка насоса; 7 — кожух газового разогрева; 8 — вход в рабочий участок; 9 — подвод аргона

ческого индукционного насоса полностью аналогичен принципу действия ПЛИН. Насос такого типа установлен для циркуляции натрия на реакторе «Рапсодия» (Франция) во вспомогательной петле мощностью 1 МВт (рис. 7.99). ЦЛИН обладают еще большей, чем ПЛИН, производительностью. Недостаток ЦЛИН — трудность охлаждения центрального магнитопровода. В целом МГД-насосы не получили широкого применения в ядерной энергетике в основном вследствие более низкого, чем у лопаточных насосов, КПД.

Оценочный расчет МГД-насоса постоянного тока. Заданными параметрами при проектировании МГД-насоса являются, как правило: Q — производительность насоса, м³/с; $p_{вх}$ — давление на входе в насос, Па; p — напор, создаваемый насосом, Па; температура рабочего тела; вид

и свойства рабочего тела. В результате оценочного расчета определяются следующие основные размеры канала и КПД насоса:

1) длина канала, м,

$$L = \frac{2(p + \Delta p_{\text{г}})}{|[j \times B]|} (1 + k_b + k_c),$$

где $\Delta p_{\text{г}}$ — гидравлические потери в канале, Па (в первом приближении величина $\Delta p_{\text{г}}$ может быть выбрана порядка 5—10 % от создаваемого насосом напора); j — плотность тока, А/м²; B — магнитная индукция, Т (в первом приближении задаются произведением $|[jB]|$; учитывая, что обычно $j \approx 2 \cdot 10^6 \div 5 \cdot 10^6$ А/м², а $B \approx 0,5 \div 1,5$ Т); k_b , k_c — коэффициенты, учитывающие степень использования тока, подводимого к электродам, и характеризующие степень растекания тока.

Величина k_b представляет собой отношение сопротивления жидкого металла между электродами в активной зоне к сопротивлению обходного пути по жидкому металлу вне активной зоны, а k_c — отношение сопротивления жидкого металла в активной зоне к сопротивлению двух стенок канала. Коэффициенты k_b и k_c окончательно определяются при конструктивной проработке канала. В оценочном расчете сумма коэффициентов $k_b + k_c$ может быть принята равной 0,2—0,6. При этом, как правило, меньшим напорам, создаваемым насосом, соответствуют большие значения суммы коэффициентов, и наоборот;

2) магнитная индукция

$$B = \sqrt{\frac{L |jB| - (p + \Delta p_n)(1 + k_b + k_c)}{\sigma L C (k_b + k_c)}},$$

где σ — удельная электропроводность жидкого металла, См/м; C — скорость движения жидкого металла в канале насоса, м/с, которая задается. Как правило, для щелочных металлов она составляет 8—12 м/с, для тяжелых металлов около 2—3 м/с;

3) плотность тока, А/м²,

$$j = |jB|/B;$$

4) высота канала, м,

$$h_k = 2\sqrt[3]{BQ/2GLj},$$

где G — коэффициент, учитывающий влияние сопротивления обмотки возбуждения на величину h_k ; $G \approx 10^{-2} \div 10^{-3}$ Ом/м, причем значение коэффициента G тем больше, чем меньше мощность насоса;

5) ширина канала, м,

$$b_k = Q/(h_k C);$$

6) сила тока в активной зоне канала, А,

$$I_{a.3} = h_k (p + \Delta p_n)/B;$$

7) сопротивление жидкого металла в активной зоне, Ом,

$$R_{a.3} = b_k/(h_k L \sigma);$$

8) противозлектродвижущая сила, В,

$$E_{a.3} = BQ/h_k;$$

9) сила тока, подводимого к электродам, с учетом краевых потерь противозлектродвижущей силы, А,

$$I_s = I_{a.3} (1 + k_b + k_c) + \frac{E_{a.3}}{R_{a.3}} (k_b + k_c);$$

10) напряжение на электродах, В,

$$V_s = E_{a.3} + I_{a.3} R_{a.3};$$

11) мощность, затрачиваемая в канале, Вт,

$$N = I_3 V_3;$$

12) КПД насоса без учета потерь энергии в обмотке возбуждения

$$\eta_n = (p + \Delta p_n) Q / N.$$

Глава 8

ТРУБОПРОВОДЫ, АРМАТУРА И КОМПЕНСАТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

8.1. ТРУБОПРОВОДЫ

Отдельные агрегаты ЯЭУ соединены между собой с помощью трубопроводов. Кроме главных, существует большое количество вспомогательных трубопроводов различных диаметров и назначений. Общая протяженность трубопроводов мощной АЭС составляет несколько километров. Все трубопроводы и устанавливаемую на них арматуру различают по назначению и основным показателям, например трубопроводы главного циркуляционного контура, вспомогательные реакторного контура, радиоактивной пульпы, питательные и конденсатные, острого и отборного пара, дренажные и др. Различают также трубопроводы по параметрам (давлению, температуре), уровню радиоактивности, протекающей в них среды (вода, пар, пароводяная смесь, воздух, газ и др.), периодичности работы.

Для трубопроводов вне реакторных контуров стационарных и судовых ЯЭУ, в которых перемещаются коррозионно-неагрессивные среды, в зависимости от температуры используются углеродистые стали Ст10 и Ст20 при температурах до 525 К. В интервале температур 525—800 К — стали перлитного класса, легированные хромом (0,5—2 %), молибденом (0,3—1 %) и ванадием (0,2—4 %); наиболее распространены стали 12Х1НФ и 15Х1Н1Ф. Такие же стали можно использовать и для температур ниже 525 К, если диаметр трубопроводов значителен и целесообразно уменьшить толщину стенок. Для более высоких температур (до 890 К) можно применять нержавеющие мартенситно-ферритные стали с высоким содержанием хрома, например ЭП756 (11 % Cr; 2 % W; 0,7 % Mo; 0,2 % V).

Трубопроводы вне реакторных контуров АЭС с водяным теплоносителем в соответствии с их рабочими параметрами изготавливаются из сталей перлитного класса (углеродистых или низколегированных). К этим трубопроводам предъявляются повышенные требования по герметичности и качеству соединений, так как их ремонт (особенно на одноконтурных ЯЭУ, где имеются радиоактив-

ные отложения) связан с дополнительными трудностями. Основной способ соединения таких трубопроводов — сварка.

Для трубопроводов первого контура используются нержавеющие стали аустенитного класса с высокой коррозионной стойкостью, например 1X18H10T. Вследствие этого существенно удорожается оборудование, однако обеспечивается поддержание низких концентраций продуктов коррозии в теплоносителе и предотвращается образование опасных отложений в активной зоне реактора и, в частности, на твэлах. Для трубопроводов больших диаметров стационарных ЯЭУ в целях снижения их стоимости применяются перлитные стали с плакировкой изнутри нержавеющей сталью, которая обеспечивает защиту перлитной стали от эрозии, вызванной значительными скоростями течения теплоносителя.

Трубопроводы, в которых температура среды выше 320 К, имеют тепловую изоляцию с температурой на ее поверхности 320—325 К. На швах и в местах сварки теплоизоляция должна быть таковой, чтобы можно было быстро ее снимать и восстанавливать. Наиболее важные трубопроводы имеют металлическую обшивку (листовым алюминием или оцинкованной сталью).

Внутренний диаметр трубопроводов, в частности трубопровода главного циркуляционного контура, определяется на основе технико-экономических и инженерных расчетов. При заданной тепловой мощности петли диаметр трубопровода определяется расходом и скоростью среды. Чем меньше скорость, тем меньше гидравлические потери и меньше расходы на прокачку теплоносителя, но диаметр трубопровода при прочих равных условиях увеличивается и возрастает стоимость трубопровода. При обосновании выбора скорости теплоносителя и диаметра трубопровода главного циркуляционного контура следует учитывать и ряд дополнительных факторов: эрозию конструкционных материалов, вибрацию конструкции и пр.

Исходя из опыта проектирования и эксплуатации АЭС, для предварительной оценки скорости теплоносителя можно использовать данные, приведенные в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Скорости теплоносителей в трубопроводах

Теплоноситель	Конструкционный материал	Скорость теплоносителя, м/с
Вода под давлением	Углеродистые стали	4—6
Тяжелая вода	Аустенитные нержавеющие стали	8—12
Пароводяная смесь	То же	8—12
Острый пар	То же	10—15
	Стали перлитного класса (углеродистые или низколегированные)	45—50
Пар низкого давления	То же	50—70
Газ и воздух	Углеродистые низколегированные и нержавеющие хромоникелевые стали	10—20
Жидкие металлы	Нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса	1—5

На основании расхода теплоносителя и предварительно выбранной его скорости определяют диаметр трубопровода. Для ВВЭР-1000, например, применены главные циркуляционные трубопроводы с внутренним диаметром 850 мм, изготовленные штамповкой из перлитной стали толщиной 55—75 мм, плакированные изнутри слоем нержавеющей стали толщиной 5 мм.

После выбора скорости течения теплоносителя и расчета внутреннего диаметра трубопровода производится его гидравлический расчет. Различают простые и сложные трубопроводы, гидравлические расчеты которых достаточно полно разработаны в гидравлике. В результате этих расчетов определяют гидравлические потери и, если последние приемлемы, то переходят к прочностным расчетам трубопровода. Если гидравлические потери выше допустимых, то необходимо изменять скорость течения и, если это возможно, длину трубопроводов.

Расчеты на прочность трубопроводов АЭС регламентируются нормами расчета на прочность. Необходимую толщину стенки трубопровода можно определить по зависимостям, приводимым в гл. 9. Найденную толщину стенки трубы округляют до ближайшего большего значения, имеющегося в сортаменте поставляемых труб. Допускается округление в меньшую сторону, но не более 3 %.

Повторный гидравлический расчет трубопровода обычно полностью не выполняют: для преодоления потери давления в выбранном варианте достаточно сделать пересчет:

$$\Delta p = \Delta p_0 (D_{\text{вн}0}/D_{\text{вн}})^m,$$

где $D_{\text{вн}0}$ — исходный внутренний диаметр, соответствующий падению давления Δp_0 ; m — показатель степени, составляющий для местных сопротивлений 4, для сопротивлений трения примерно 5,25. Для стационарных трубопроводов в целом принимают при сварных отводах $m=4,2 \div 4,5$ и при гнутых отводах $m=4,5 \div 4,8$. Длина трубопроводов должна быть минимальной, чтобы снизить гидравлическое сопротивление, металлоемкость, потери теплоты и объемы зданий. При сокращении длины циркуляционного трубопровода реакторного контура уменьшается количество теплоносителя в контуре, уменьшается потенциальная опасность повреждений трубопровода, облегчается компенсация изменения объема теплоносителя.

Трубопроводы на АЭС прокладываются в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Длина труб, выпускаемых промышленностью, обычно 8—12 м; длина трубопроводов всегда больше. Места соединения участков трубопроводов между собой, с арматурой и отдельными агрегатами в реакторных контурах выполняются сварными; фланцевые соединения применяются в виде исключения.

На рис. 8.1 представлены примеры конструктивного оформления узлов сварки трубопроводов из нержавеющей стали с корпусом реактора из стали перлитного класса с нержавеющей покрытием.

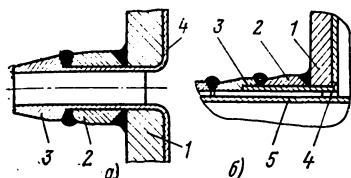


Рис. 8.1. Конструкция подвода теплоносителя к корпусу реактора при высокой (а) и низкой (б) температуре:

1 — корпус; 2 — патрубок; 3 — штуцер или участок трубопровода из нержавеющей стали; 4 — коррозионно-стойкое покрытие; 5 — защитная рубашка

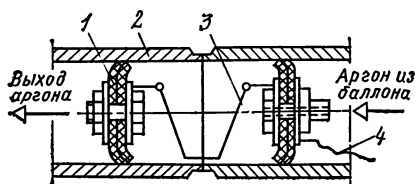


Рис. 8.2. Узел сварки трубопровода в среде защитного газа:

1 — резиновые заглушки; 2 — свариваемые трубы; 3, 4 — тросики

Ремонт трубопроводов АЭС сложен из-за их радиоактивности и в связи с высокими требованиями к качеству сварки. При сварке трубопроводов из нержавеющей стали или приварке к ним штуцеров из этой стали для обеспечения высокого качества корневой шов и два первых прохода выполняют в среде защитного газа. Создать такую среду удается путем ограничения объема, заполняемого защитным газом — аргоном, резиновыми заглушками, устанавливаемыми при сборке труб на расстоянии 100—200 мм от стыка по обе стороны (рис. 8.2). Трубопроводы АЭС с жидкотеплоносителем имеют систему фиксации утечки теплоносителя, систему электрообогрева, которая необходима при пуске и остановке, и сложную систему теплоизоляции (рис. 8.3).

В качестве трубопроводов бортовых ЯЭУ часто используют гибкие шланги, применение которых упрощает монтаж, а также допускает перемещение агрегата, к которому присоединены трубопроводы. В качестве гибких шлангов в основном используются металлические (сильфонные) шланги. Сильфон и оплетку изготавливают из нержавеющей или углеродистой стали, бронзы, никелевого и титанового сплава. На рис. 8.4 показан способ заделки сильфон-

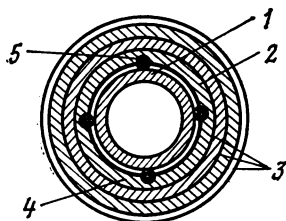


Рис. 8.3. Конструкция трубопровода с жидкотеплоносителем:

1 — трубопровод; 2 — высокотемпературная изоляция; 3 — изоляционный слой; 4 — система фиксации протечек; 5 — нагревательный элемент

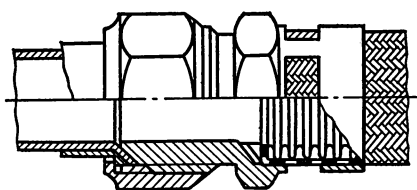


Рис. 8.4. Сильфонный гибкий шланг и ниппельное соединение

Таблица 8.2. Допустимые скорости прогрева и расхолаживания трубопроводов с температурой среды до 775 К в зависимости от их диаметра, К/мин

Процесс	Диаметр трубопровода, мм				
	219×29	273×36	325×43	275×62,5	219×52
Прогрев	10,0	8,0	5,0	3,0	4,0
Охлаждение	8,0	6,0	5,0	2,0	3,0

ных шлангов. При малых диаметрах трубопроводов распространено ниппельное соединение с развальцовкой. При больших диаметрах используют ниппельные шаровые соединения с припаянными или приваренными ниппелями. Герметичность соединения при этом обеспечивается контактом шаровой поверхности ниппеля с конической поверхностью штуцера.

Трубопроводы работают в условиях переменных температур при нормальной эксплуатации, но еще в большей мере в процессах остановок, расхолаживания и при разогреве и пуске после остановки ядерного реактора. Для предотвращения недопустимых напряжений скорости прогрева и охлаждения должны соответствовать рекомендациям, приведенным в табл. 8.2.

Кроме того, изменение температуры среды приводит к изменению длины трубопроводов, вследствие чего надо обеспечить возможность их свободного удлинения. Это достигается с помощью опор, распределенных по длине трубопроводов, с обеспечением удлинения от неподвижных опор в сторону подвижных. Последние делятся на три типа, допускающие перемещения в горизонтальном, вертикальном и любом направлениях. Опоры для горизонтальных перемещений труб большого диаметра обычно выполняют шариковыми, реже — роликовыми. На роликовых опорах установлены ГЦН в реакторном контуре Нововоронежской АЭС, таким образом обеспечивается удлинение главных циркуляционных трубопроводов вдоль их оси, при этом мертвые точки всех петель — места присоединения их к корпусу реактора. Вертикальные перемещения допускают пружинные опоры. Пружинные подвесные опоры обеспечивают свободное перемещение в любом направлении (рис. 8.5). Опоры и подвески трубопроводов рассчитывают на вес трубопровода, наполненного средой и покрытого изоляцией. Расстояние между опорами должно быть от 2 до 8 м в зависимости от диаметра трубопровода: для меньших диаметров принимают меньшие расстояния, так как гибкость таких трубопроводов больше. В современных ЯЭУ наряду с описанными начинают использоваться динамические опоры и аварийные ограничители. Они предназначены для удержания трубопровода от колебаний при его разрыве. Горизонтальные трубопроводы главного циркуляционного контура прокладываются с уклоном 0,001 в сторону выпуска из них дренажа. Вне реакторные горизонтальные трубопро-

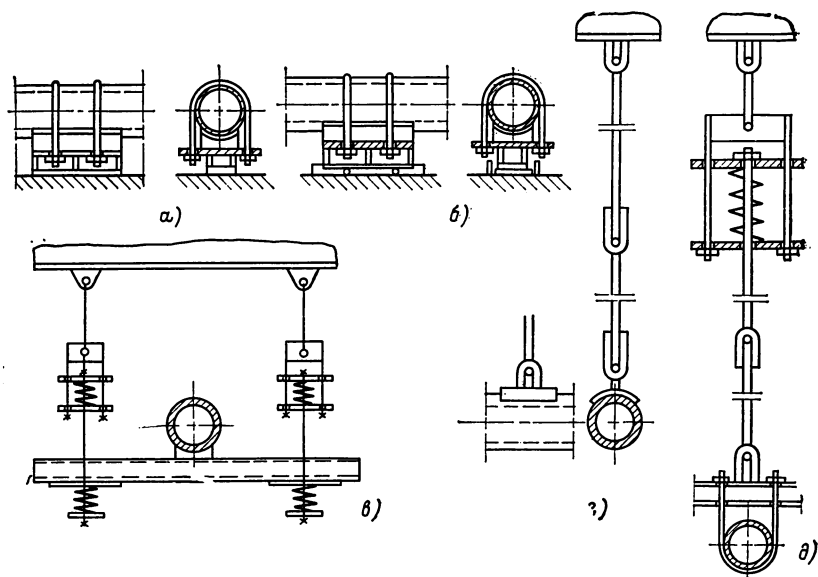


Рис. 8.5. Конструкционные схемы опор и подвесок для трубопроводов:
а — неподвижные; *б* — направляющие (скользящие); *в*, *г* — пружинные подвески; *д* — жесткие подвески

воды должны иметь уклон не ниже 0,004 в сторону организованного дренажа.

Все трубопроводы как первого, так и второго контуров с водой в верхних точках имеют воздушники для удаления воздуха при заполнении системы. При прогреве паропроводов образуется значительное количество конденсата, для отвода которого организуется соответствующий дренаж: пусковой и постоянный. Первый используют только в процессе пускового прогрева паропроводов, а второй — при эксплуатации периодически включаемых в эксплуатацию участков паропроводов для поддержания их в прогретом состоянии. Постоянный дренаж трубопроводов высокого давления обычно осуществляют за счет непрерывного потока небольшого количества пара через дренажную трубу с установленной на ней дроссельной шайбой.

Трубопроводы низкого и среднего давления могут дренироваться с помощью специальных конденсатоотводчиков, отводящих конденсат, образующийся за счет потерь тепла, но не пропускающих пар. Трубопроводы прокладываются так, чтобы была возможность их полного опорожнения, для чего предусматривают систему спускных дренажей, трубы которых имеют уклон не менее 0,002.

Для определения напряжений, возникающих от температурных удлинений в трубах, рассчитывают самокомпенсацию всех главных трубопроводов. Расчету подлежат трубопроводы и места их закреплений.

В процессе эксплуатации энергетических установок возникают ситуации, когда необходимо герметичное отключение части контура; регулирование расхода, давления, уровня теплоносителя, контроль положения уровня; предотвращение повышения давления сверх допустимого, снижение давления до заданного значения; удаление конденсата из паропроводов. Например, может возникнуть необходимость осмотра и ремонта оборудования одной петли первого контура без остановки реактора, перехода на резервное оборудование, аварийного отключения части оборудования, отвода пара помимо турбины и т. д. Все эти операции выполняются с помощью специальных конструктивных устройств — *арматуры*.

Арматура первого контура ЯЭУ должна удовлетворять следующим основным требованиям:

1) быть герметичной при любых рабочих давлениях и температурах в контуре относительно внешней среды и отсеченной части контура; допускать возможность осмотра уплотнений, ремонта и быстрой замены рабочих элементов при наличии ионизирующих излучений;

2) обладать достаточным быстродействием, допускать автоматическое и дистанционное управление при аварийных ситуациях;

3) иметь минимальные габариты и массу;

4) иметь минимальные усилия для перемещения подвижных элементов.

По назначению арматуру можно подразделить на пять больших классов:

запорная арматура — устройства, предназначенные для перекрытия потока рабочей среды;

регулирующая арматура — устройства, предназначенные для регулирования параметров рабочей среды посредством изменения ее расхода;

предохранительная арматура — устройства для автоматической защиты оборудования от аварийных изменений параметров или направления потока рабочей среды;

обратная арматура — устройства для автоматического предотвращения обратного потока рабочей среды;

фазоразделительная арматура — устройства для автоматического разделения рабочих сред в зависимости от их фазы и состояния.

Основными наиболее важными параметрами арматуры являются: условный диаметр прохода D_y , мм, — номинальный внутренний диаметр трубопровода, к которому присоединяется арматура; *рабочее давление* p , Па; *условное давление среды* p_y , Па, — давление среды, соответствующее расчетному при стандартном изменении рабочих температур; *пробное давление* $p_{пр}$, Па, — давление, при котором производится гидравлическое испытание арматуры на прочность; *пропускная способность* K_v — объемный расход жидко-

сти, м³/ч, с плотностью 1000 кг/м³, пропускаемый регулирующим органом при перепаде давления на нем 0,98 МПа (1 кгс/см²).

Условное давление для стальной арматуры определяется при температуре 473 К: до 473 К допустимое рабочее давление принимается равным условному, а при больших температурах принимается в долях условного в зависимости от температуры и металла арматуры.

Арматура испытывается на прочность и герметичность. Прочность проверяется при гидроиспытаниях при открытом клапане. В соответствии с нормами расчетов на прочность давление при гидроиспытаниях должно быть не менее определенного по формуле (см. § 9.1).

По герметичности арматура подразделяется на классы в зависимости от требования внутренней герметичности. Наибольшая герметичность обеспечивается арматурой первого класса. К нему относится вся запорная арматура первого контура ЯЭУ. Герметичность арматуры проверяется при рабочем давлении испытанием воздухом или водой. Допустимая протечка, см³/мин, определяется по формулам:

при испытании воздухом

$$Q = knD_y^{3/2} (p + 2),$$

где $k=1$ для первого класса, $k=3$ для второго класса; $n=7,5 \cdot 10^{-4}$ для клапанов и $n=2,6 \cdot 10^{-3}$ для запорной арматуры, кроме клапанов; p — давление воздуха при испытаниях, 0,1 МПа;

при испытании водой

$$Q = kmD_y^{3/2},$$

где $m=5 \cdot 10^{-5}$ для клапанов, $m=1,6 \cdot 10^{-4}$ для другой запорной арматуры.

По принципу действия арматура подразделяется на *приводную* и *самодействующую*.

В приводной арматуре положение рабочего органа изменяется с помощью привода, ручного, электрического, гидравлического и т. п. Самодействующая арматура срабатывает под действием самой рабочей среды: в результате изменения ее давления, направления движения и т. д.

С трубопроводами арматура соединяется фланцами или сваркой. Арматура первого контура ЯЭУ соединяется преимущественно сваркой.

Основные материалы, рекомендуемые для изготовления энергетической арматуры, приведены в табл. 8.3. В ядерной энергетике арматура выполняется в основном из нержавеющей сталей аустенитного класса; во втором и третьем контурах при работе на паре, воде и инертном газе при температурах до 725 К могут использоваться углеродистые стали, а при температурах свыше 725 К — легированные стали. Рабочие уплотняющие поверхности седла и тарелки наплавляются эрозионно стойкими материалами и притира-

Таблица 8.3. Стали и сплавы, рекомендуемые для энергетической арматуры

Теплоноситель	Рабочее дав- ление, МПа	Рабочая тем- пература, К (не более)	Корпусные детали	Шпильки, шпиль- ки, плунжеры, золотники	Наплавка уплотнительных колец	Примечание
Пар, техническая вода	6,4	625	Сталь 20, 20Л-Ш, 25Л-Ш	Сталь 35, 20Х13	ЦН-6, ЦН-6Л, ЦН-6М, ЦН-12, ЦН-12М	Для сварных деталей стали марок 10Х18Н9ТЛ и 08Х18Н10Т пригодны при рабочей температуре среды не выше 625 К
Дистиллят, паро- водяная смесь, азот, воздух	10,0 22,5 23,0	885 840 875	20ХМЛ 12Х1МФ 10Х18Н9ТЛ, 08Х18Н10Т	ХН35ВТ ХН35ВТ 08Х18Н10Т, ХН35ВТ	— ВЗК	Материалы применимы также в случае присутствия в дистиллированной воде примеси борной кислоты до 35 мг/кг
	22,5	625	10Х18Н9ТЛ, 08Х18Н10Т, 10Х18Н12М2ТЛ	08Х18Н10Т, ХН35ВТ, Х17Н13М2Т	ВЗК, НЦ-6, ЦН-6М, ЦН-6Л, ЦН-12, ЦН-12М	
Эвтектический сплав Na—K	6,0	575 725	12Х18Н9Т 12Х18Н9Т	14Х17Н2 12Х18Н9Т, ХН35ВТ	ВЗК	Сталь марки 12Х18Н9Т применима при содержании кислорода в жидком металле не более $5 \cdot 10^{-3} \%$
Гелий	10,0	875	12Х18Н9, 08Х18Н10, 08Х18Н10Т	12Х18Н9, 08Х18Н10, 08Х18Н10Т, ХН35ВТ	ВЗК	Для сварных деталей стали марок 12Х18Н9Т и 08Х18Н10Т пригодны при рабочей температуре среды не выше 625 К
		975	08Х16Н11М3, молбоденовый сплав СМЗ, 09Х14Н19Б2Р	08Х16Н11М3, 09Х14Н19Б2Р		
Углеродистый газ	12,0	1075 1175 600	ХН60В ХН28ВМАВ 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т	ХН60В ХН28ВМАВ 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т, ХН35ВТ, ХН60В, ХН70ВМ10Т	ВЗК	—
	2,0	575	Сталь 20, 20Л-Ш, 25Л-Ш	Сталь 35, 20Х13	ЦН-6, ЦН-6М, ЦН-6Л	
	7,0	875	12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т, 10Х18Н9ТЛ	12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т, ХН35ВТ	ВЗК	

ются друг к другу. Для наплавки используются стеллит, бескобальтовый сплав ЦН-12 и т. п.

В энергетических установках более всего используется запорная арматура — до 90 %. Запорная арматура предназначена только для отключения и должна работать или в «нормально открытом» или в «нормально закрытом» состоянии. Попытки регулирования расхода запорной арматурой приведут к быстрому эрозионному разрушению рабочих органов и выходу их из строя. В отдельных, специально оговоренных случаях арматура может быть запорно-регулирующей, что обеспечивается специальной конструкцией и соответствующим выбором конструкционных материалов рабочих органов.

Запорная арматура. В качестве запорной арматуры применяются клапаны и задвижки, которые различаются конструкцией запорных органов и направлением их перемещения относительно потока среды. В *клапане* запорный орган 1 перемещается возвратно-поступательно параллельно оси потока рабочей среды 2 (рис. 8.6, а), а в *задвижке* запорный орган — клин или диск — 1 перемещается возвратно-поступательно перпендикулярно к оси потока рабочей среды 1 (рис. 8.6, б). В связи с этим при одинаковых условиях работы (одинаковых диаметрах и одинаковых давлениях среды) для клапанов требуется большее усилие закрытия, коэффициент гидравлического сопротивления клапанов в 5—20 раз превышает коэффициент сопротивления задвижек, однако клапан характеризуется значительно меньшими габаритами и массой. Запорные клапаны применяются при условных диамет-

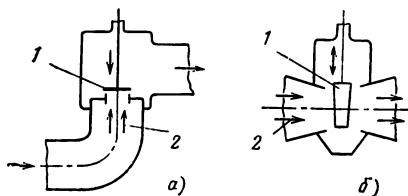


Рис. 8.6. Запорные клапан (а) и задвижка (б):

1 — тарелка, клин, диск; 2 — направление движения среды

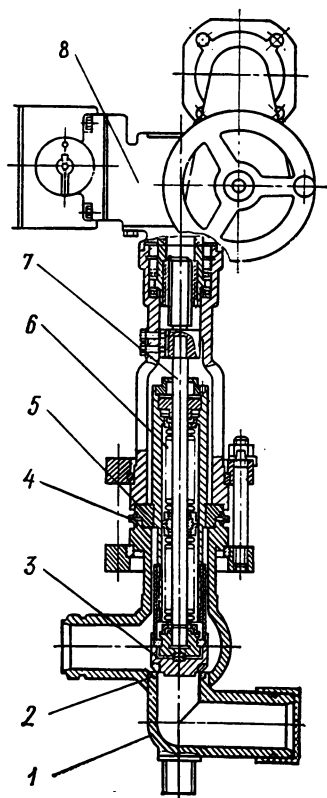


Рис. 8.7. Запорный клапан $D_y=65$ мм для воды и пара $p=20$ МПа

рах до 150 мм; для трубопроводов большего сечения применяются исключительно задвижки.

Значение коэффициента сопротивления при полном открытии клапанов в зависимости от их конструкции и размеров может изменяться в пределах 5,5—16, а для задвижек 0,16—0,30. Пример конструкции запорного клапана показан на рис. 8.7. Основными элементами клапана являются корпус 1, крышка 5, седло 2, тарелка 3, шпindel 7, сильфонное уплотнение 6 и привод 8. Крышка и корпус соединены без прокладки с дублирующей обваркой «на ус» 4. Уплотнение арматуры первого контура по штоку до $D_y = 150 \div 200$ мм, как правило, сильфонное. Как страховочное уплотнение можно использовать сальник. Сильфоны изготавливаются по меньшей мере двухслойными, а при высоких давлениях рабочей среды могут иметь до двенадцати слоев. Материал сильфонов — коррозионно-стойкая сталь 08X18H10T, но сильфоны могут быть изготовлены и из других сталей, а также из титана. Сильфон обычно верхним концом герметично присоединяется к крышке, а нижним герметично соединяется со шпинделем. Замена сильфонов в арматуре довольно затруднительна, так как требуется отделять друг от друга сварные части. Кроме того, внутренняя поверхность сильфонов практически не доступна для дезактивации.

Значительная часть арматуры, особенно крупногабаритная $D_y > 200$ мм, имеет сальниковые уплотнения с асбестографитовыми (при температуре выше 535 К) и асбестофторопластовыми (температура до 535 К) кольцами. Последние мало склонны к усадке, обеспечивают высокую степень герметизации при хорошем скольжении.

В клапанах для жидких металлов наряду с сильфонными уплотнениями в дополнение к ним или без них при $D_y > 200$ мм могут использоваться замерзающие уплотнения. Последовательно включаются два-три уплотнения с раздельным подводом охлаждающей жидкости.

Форма уплотнительной поверхности клапанов коническая с D_y до 20 мм, при $D_y > 200$ мм уплотнение происходит, как правило, по плоской поверхности. Уплотнение по конусной поверхности требует меньшего удельного давления прижатия, но при этом появляется большая склонность к задиранию поверхности. Способ крепления клапанной тарелки обеспечивает в большинстве случаев ее самоустанавливаемость при закрывании клапана. Наиболее часто головка шпинделя заводится в Т-образный паз тарелки клапана (рис. 8.8).

Для облегчения открытия клапанов при большом перепаде давления они могут выполняться с внутренней разгрузкой (рис. 8.9). Вначале поднимается меньшая разгрузочная тарелка клапана 1. Благодаря меньшей ее поверхности требуется меньшее усилие открытия по сравнению с большей тарелкой клапана при одинаковом перепаде давлений. Открытие разгрузочного клапана приводит к снижению разницы давления по обе стороны большой, главной, тарелки клапана 2.

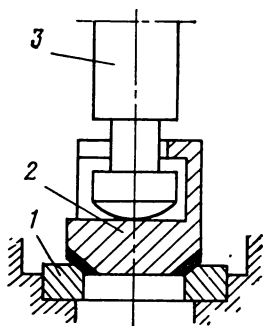


Рис. 8.8. Соединение тарелки клапана и шпинделя:

1 — седло; 2 — тарелка; 3 — шпиндель

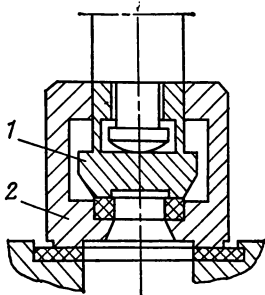


Рис. 8.9. Запорный клапан с внутренней загрузкой:

1 — загрузочная тарелка клапана; 2 — главная тарелка клапана

Рабочая среда в клапане должна подаваться только под тарелку или только на тарелку. Предусмотренное конструкцией направление среды указывается на корпусе стрелкой.

При больших условных диаметрах, как уже указывалось выше, в качестве запорной арматуры используются задвижки. Наиболее ответственный элемент всякой задвижки — ее затвор. В энергетике наиболее широко используются затворы с жестким клином (рис. 8.10) и особенно самоустанавливающиеся с составным клином (рис. 8.11). Запорный орган состоит из двух тарелок, перекрывающих проходные сечения седел. Тарелки по сферической поверхности сопрягаются с обоймой и удерживаются в обойме двумя тарелкодержателями: нижним и верхним съемными. При сня-

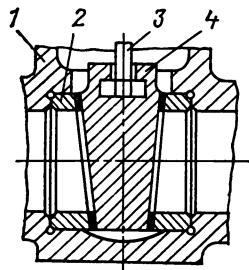
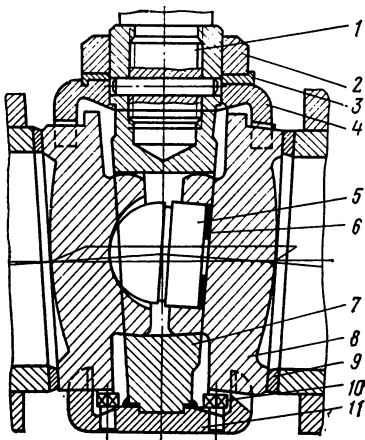


Рис. 8.10. Запорный орган задвижки с жестким клином:

1 — корпус; 2 — седло; 3 — шпиндель; 4 — клин

Рис. 8.11. Запорный орган задвижки с составным клином:

1 — шпиндель; 2 — гайка; 3 — шайба; 4, 11 — тарелкодержатели; 5 — грибок; 6 — прокладка; 7 — обойма; 8 — тарелка; 9 — седло; 10 — штифт



том верхнем тарелкодержателе тарелки свободно заводятся в расточку обоймы. Между тарелками устанавливается распорный грибок, который цилиндрическим концом входит в цилиндрическую расточку одной из тарелок, а сферическим концом упирается в сферическую выточку тарелки. Под цилиндрическим концом грибка помещается регулирующая прокладка. От проворачивания тарелки удерживаются стопорными штифтами. Уплотнительная поверхность седла задвижки выполнена с углом скоса 4° . Сопряженные уплотнительные поверхности седла и тарелки или одна из них наплавляются эрозионно стойким материалом (табл. 8.3) и притираются.

Рассмотренный тип задвижек с составным клином имеет ряд преимуществ: не требуется высокой точности выполнения угла седла и клина; возможна регулировка относительного положения тарелок с помощью плоской прокладки под грибком; благодаря возможности некоторого перемещения тарелок с грибком относительно шпинделя по направлению оси трубопровода снижаются требования к точности выполнения размеров сопрягаемых деталей; полное соприкосновение тарелки и седла обеспечивается за счет поджатия шпинделя и без большого перепада среды, при большом же перепаде плотность обеспечивается за счет давления самой среды.

Уплотнение шпинделя задвижки осуществляют сальниками, а на жидких металлах применяют замерзающие уплотнения.

На рис. 8.12 показана конструкция главной запорной задвижки первого контура энергетической установки с водо-водяным реактором ВВЭР-1000 с упругим цельным клином 3 и с тремя независимыми сальниками 6, 7, 8. Упругий клин способен компенсировать возможные тепловые деформации корпуса.

На рис. 8.13 показана задвижка для жидкометаллического теплоносителя. Подобные устройства работают при температурах до $775-875^\circ\text{K}$. Задвижка имеет составной клин. Особенностью конструкции является то, что для снижения термических напряжений при разогреве и охлаждении седло отделено зазором от корпуса. Шпиндель имеет вспомогательный клапанный запорный орган, обращенный вверх. Седло вспомогательного клапана совмещено со втулкой, через которую проходит шпиндель. При полном подъеме шпинделя вспомогательный клапан закрывается, улучшая внешнюю герметичность конструкции. Уплотнение шпинделя осуществляется с помощью двух включенных последовательно замерзающих уплотнений 4 и 6 с независимым включением холодильников. В качестве страховочного использован сальник с внешним охлаждением. Клин, шпиндель, уплотнения вместе с внутренним корпусом составляют выемную часть задвижки, которая относительно внешнего корпуса герметизируется с помощью сварки «на ус».

Запорную арматуру выбирают по условному диаметру без предварительных гидродинамических расчетов.

Регулирующая арматура. Для регулирования расхода и давления среды используются клапаны, отличающиеся от запорных

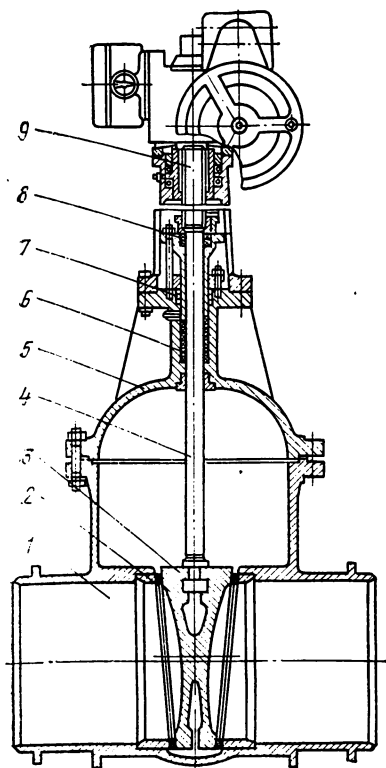


Рис. 8.12. Главная запорная задвижка ЯЭУ с реактором ВВЭР-1000:

1 — корпус; 2 — седло; 3 — упругий клин; 4 — шпindel; 5 — крышка; 6, 7, 8 — сальники; 9 — привод

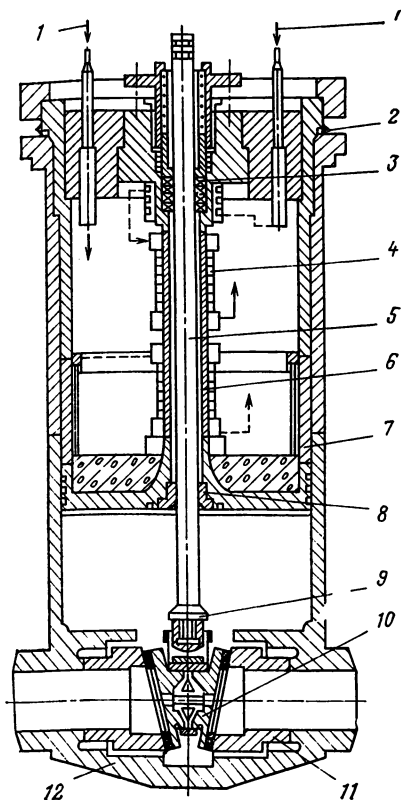


Рис. 8.13. Задвижка с замерзающим уплотнением шпинделя для жидких металлов:

1 — подводы охлаждающей воды; 2 — обварка «на ус»; 3 — сальник; 4, 6 — замерзающие уплотнения; 5 — шпindel; 7 — внутренний корпус; 8 — седло вспомогательного клапана; 9 — запорный орган вспомогательного клапана; 10 — тарелка; 11 — седло задвижки; 12 — корпус

клапанов профилем рабочих органов — седла и клапана. Наиболее распространены клапаны с плунжерным (игольчатым) регулирующим органом. Регулирование расхода и давления среды происходит за счет изменения проходного сечения.

К регулирующей арматуре предъявляются следующие требования:

1) высокая точность поддержания заданных параметров регулирования;

2) высокая чувствительность регулирования, для современных крупных регулирующих клапанов приемлемой считается чувствительность регулирования, когда перемещению подвижной части

на 1 мм соответствует изменение площади проходного сечения на 1—2 %;

3) максимально возможная пропускная способность при заданном диаметре трубопровода;

4) широкий диапазон регулирования;

5) максимальное снижение кавитации;

6) минимальный уровень шума.

При малых условных диаметрах (до $D_y=100$ мм) применяются однопочтовые плунжерные клапаны (рис. 8.14), при больших условных диаметрах — двухседельные клапаны скальчатого типа (рис. 8.15). Седло и подвижную часть клапана — плунжер — изготовляют из эрозионно-стойкого материала, например из стали аустенитного класса 1X18H9.

Как указывалось выше, в отдельных случаях функции регулирующих и запорных клапанов совмещаются. Например, запорно-регулирующие клапаны используются на подводящих магистралях

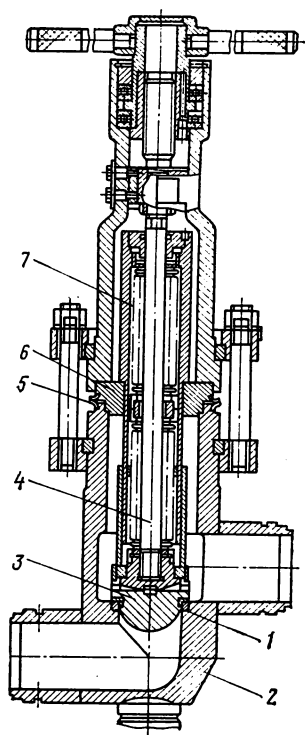


Рис. 8.14. Регулирующий клапан:

1 — седло; 2 — корпус; 3 — плунжер; 4 — шпindel; 5 — обварка «на ус»; 6 — крышка; 7 — сильфон

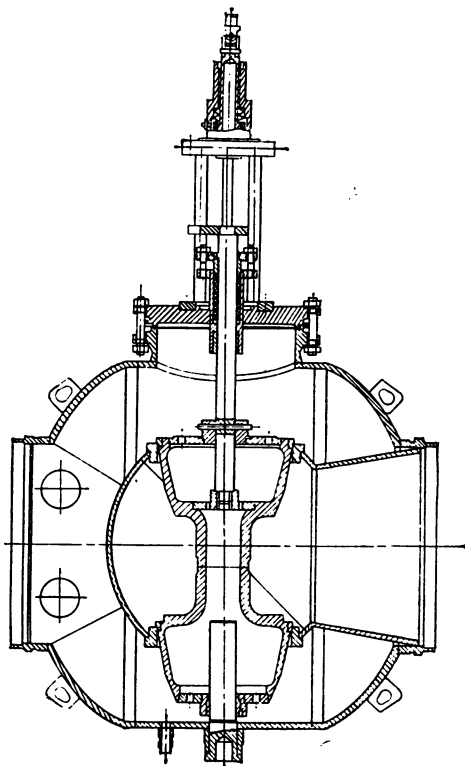


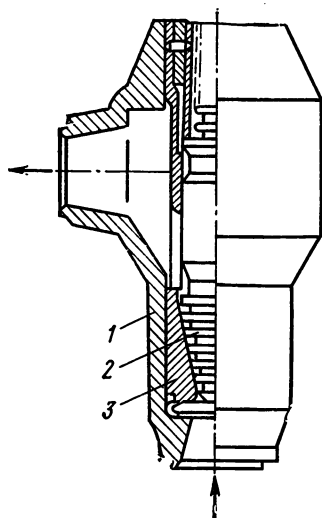
Рис. 8.15. Двухседельный регулирующий клапан $D_y=500$ мм для пара и конденсата

Рис. 8.16. Проточная часть запорно-регулирующего клапана реактора РБМК-1000;

1 — корпус; 2 — зубчатый плунжер; 3 — седло

лях к технологическим каналам реакторов РБМК-1000 (рис. 8.16). Клапан сильфонный, имеет конусный плунжер с зубцами. Седло и плунжер дросселя выполнены из стали ХН35ВТ10. Протечка через клапан в закрытом состоянии не более 5 г/мин.

Для характеристики регулирующей арматуры используют понятие *пропускной способности* K_v . Полный ход затвора S_y при открытии клапана называется *условным*. *Условная пропускная способность* K_{vy} представляет собой пропускную способность при условном ходе затвора. Нетрудно убедиться, что массовый, кг/с, и объемный, м³/с, расходы с пропускной способностью связаны соотношениями соответственно:



$$G = \frac{K_v}{3,6 \cdot 10^4} \sqrt{\Delta p p}; \quad Q = \frac{K_v}{3,6 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{\Delta p}{p}}. \quad (8.1)$$

Значения K_{vy} устанавливают в соответствии с конструкцией данного регулирующего устройства. Для регулирующих клапанов с $D_y = 15 \div 300$ мм значения K_{vy} обычно образуют следующий ряд: 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500.

Зависимость пропускной способности от хода плунжера при постоянном перепаде давления представляет собой *пропускную характеристику регулирующего клапана*. Обычно она выражается в относительных величинах в виде функции $q=f(l)$, где $q = K_v/K_{vy}$, $l = S/S_y$. Регулирующую арматуру выпускают с линейной ($q=ml$, где m — постоянный коэффициент) или с равнопроцентной пропускной характеристикой. В последнем случае приращение пропускной способности пропорционально ее текущему значению.

В реальных устройствах перепад давления на регулирующем клапане не остается постоянным. В этом случае зависимость $q=f(l)$ представляет собой *расходную характеристику клапана*. При постоянном перепаде давления на клапане пропускная и расходная характеристики совпадают.

Регулирующий клапан обычно работает в условиях, когда используется определенный участок хода плунжера. Задаваясь размером этого участка l и требуемой пропускной способностью, по графику (рис. 8.17) выбирают кривую изменения расхода и по

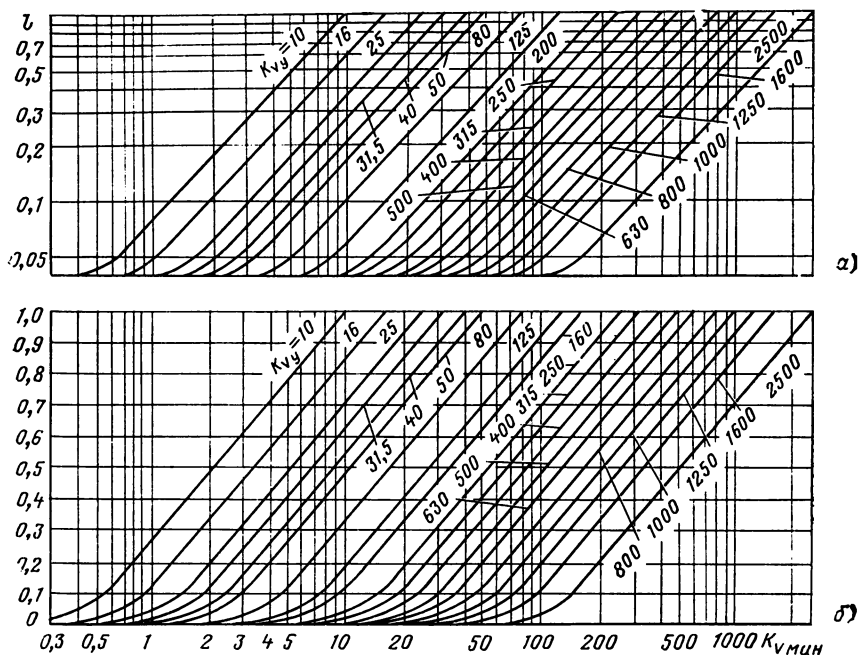


Рис. 8.17. График для выбора регулирующего клапана с линейной (а) и равнопроцентной (б) пропускными характеристиками

ней находят требуемое значение K_{vy} для клапана с линейной (рис. 8.17, а) или равнопроцентной (рис. 8.17, б) пропускной характеристикой. Условный диаметр выбирают по требуемому значению $K_{vy} \geq 1,2 K_{v\max}$, где $K_{v\max}$ — требуемое расчетное значение K_v при полном открытии клапана. $K_{v\max}$ можно найти по зависимости (8.1), если задаться перепадом давлений на клапане Δp_{\min} .

Если рабочая среда сжимаемая, то при критическом и большем критического перепадах давления ($\Delta p_{\min} > p_1/2$) для нахождения K_v используется формула критического расхода:

$$K_v = 3,6 \cdot 10^4 \frac{G_{\max}}{A} \sqrt{\frac{v_0}{p_0}},$$

где v_0 , p_0 — удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$, и давление, Па, перед клапаном; G_{\max} — максимальный расход, $\text{кг}/\text{с}$; для водяного пара $A = 0,648$; для воздуха $A = 0,657$.

Для направления пара в основной или вспомогательный конденсатор в пусковом режиме, при расхолаживании реактора или в случае, когда турбина по каким-либо причинам сбросила нагрузку, требуется существенно снизить температуру и давление пара. Для этого служат быстродействующие редукционные устройства (БРУ). От регулирующих клапанов они отличаются большим сра-

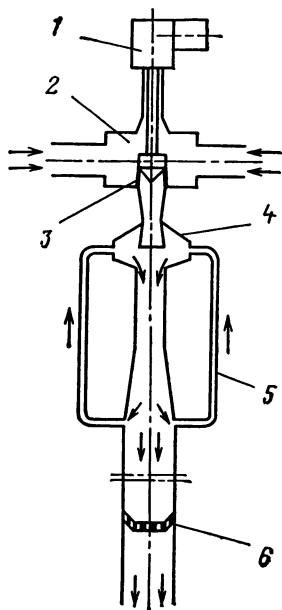


Рис. 8.18. Схема БРУ ЯЭУ с реактором РБМК-1000

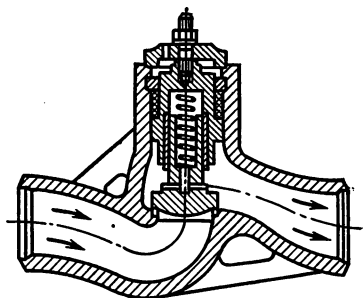


Рис. 8.19. Горизонтальный обратный клапан

бываемым перепадом давления. В большинстве случаев дросселирование пара происходит в несколько ступеней, так как общий перепад давления превышает критический. Частично дросселирование пара может осуществляться на соплах и решетках постоянного сечения, устанавливаемых за клапаном с регулируемым сечением. В процессе дросселирования или по его завершении в пар для снижения температуры может впрыскиваться охлаждающая жидкость, обычно конденсат. Скорость включения БРУ составляет от нескольких секунд до долей секунды.

БРУ для сброса пара из основных паропроводов ЯЭУ с реактором РБМК в барботеры и в конденсаторы (рис. 8.18) состоит из запорно-дросселирующего клапана 3, дроссельного устройства первой ступени 4, представляющего собой шумоглушитель струйного типа с рециркуляцией пара 5, и дроссельного устройства второй ступени 6 в виде вваренной в трубу перфорированной решетки. Пар в БРУ подводится по двум патрубкам 2. Для открытия запорно-дроссельного клапана служит электропривод 1. Время открытия составляет 2 с.

Обратная арматура. На всех питательных магистралях для предотвращения обратного движения рабочей среды устанавливаются обратные клапаны. На рис. 8.19 показан обратный горизонтальный клапан с поступательным перемещением тарелки, а на рис. 8.20 — вертикальный клапан с поворотной тарелкой — обратный затвор. Открытие клапана и удержание его в открытом состоянии происходят под действием динамического напора среды,

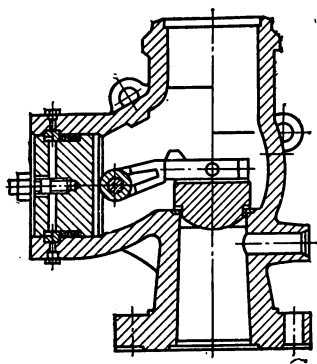


Рис. 8.20. Вертикальный обратный затвор

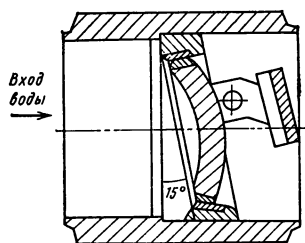


Рис. 8.21. Горизонтальный обратный затвор ($D_y=800$ мм)

а закрывается он под действием силы тяжести или возвратной пружины при отсутствии подачи среды под клапанную тарелку. Анализ работы обратных клапанов заставляет отдавать предпочтение обратным затворам.

Обратные клапаны в ряде случаев устанавливаются на циркуляционных трубопроводах первого контура при наличии нескольких параллельных петель, например в петлях реакторов БН-350 и РБМК-1000. Установка обратных клапанов на циркуляционных петлях — необязательное требование, и на петлях реактора ВВЭР-440, например, обратные клапаны не предусмотрены. Особенностью обратных клапанов на циркуляционных трубопроводах многопетлевой системы является то, что они должны закрываться при отключении одного или нескольких насосов, но и должны быть открытыми при выключении всех насосов для обеспечения возможности естественной циркуляции. Пример такого клапана для циркуляционной магистрали большого диаметра ($D_y=800$ мм) показан на рис. 8.21. При отсутствии перепада давлений клапан приоткрыт на 5° .

Предохранительная арматура. Для предотвращения повышения давления среды выше допустимых пределов используются предохранительные клапаны. На каждом защищаемом объекте должно быть установлено не менее двух предохранительных клапанов, один из которых — контрольный, а остальные — рабочие. При давлениях до 10 МПа контрольный клапан открывается, если давление превышает номинальное на 3 %, а рабочий — когда давление в системе превышает номинальное на 5 %. При номинальном давлении свыше 10 МПа контрольный и рабочий клапаны открываются при превышении номинального давления соответственно на 5 и 8 %.

Предохранительные клапаны устанавливаются как в первом, так и во втором контурах ЯЭУ. Сброс среды через предохранительный клапан в первом контуре должен происходить обязательно

в барботер под уровень жидкости или в конденсатор. В установках с водо-водяными реакторами под давлением предохранительные клапаны устанавливаются, как правило, на компенсаторах давления, в установках с кипящими реакторами — на барабанах-сепараторах или паропроводах.

Основные рабочие элементы предохранительного клапана — седло и тарелка. Герметичность клапана (плотный контакт уплотнительных поверхностей седла и тарелки) должна быть обеспечена во всем интервале допустимых давлений.

Предохранительные клапаны подразделяются на малоподъемные с поднятием тарелки при открытии клапана примерно на высоту $0,05 D_c$ (D_c — диаметр седла) и полноподъемные с поднятием тарелки на $0,25 D_c$. Диаметр предохранительных клапанов при давлении до 4,0 МПа выбирается в пределах от 25 до 125 мм, а при более высоком давлении — от 15 до 125 мм. Предохранительные клапаны рассчитываются на полную производительность установки по газовой (паровой) фазе. Число и размеры предохранительных клапанов в соответствии с требованиями Госгортехнадзора определяются по формуле

$$nD_ch = 3,6 \cdot 10^4 AG/p,$$

где n — общее число установленных клапанов (рабочих и контрольных); D_c — диаметр седла клапана, м; h — высота подъема клапана, м; G — номинальная производительность установки, кг/с; p — абсолютное давление рабочей среды, Па; $A=0,075$ для малоподъемных клапанов, $A=0,15$ для полноподъемных.

Предохранительные клапаны можно разделить на клапаны прямого действия и импульсные. В первых тарелка поднимается непосредственно под воздействием избыточного давления рабочей среды. Тарелка в закрытом состоянии удерживается внешним усилием от рычага с грузом (рис. 8.22) или усилием пружины (рис. 8.23). В соответствии с этим предохранительные клапаны прямого действия разделяются на рычажные и пружинные. При возможности сейсмических воздействий рычажные клапаны непригодны.

В клапанах прямого действия усилие прижатия при нормальном давлении только на 3—8 % превышает усилие открытия, и, следовательно, давление на уплотнительных поверхностях затвора очень мало. Необходимая плотность в затворе может быть достигнута увеличением давления при уменьшении площади поверхности контакта. Поверхность контакта выполняется плоской шириной до 1,5 мм или конической. Узкая контактная поверхность и большие удельные давления способствуют, кроме того, скореему выдавливанию пленки жидкости с поверхности контакта при закрывании клапана, когда давление понижается до допустимого.

Импульсные предохранительные клапаны открываются под действием внешнего усилия, а закрываются под действием усилия давления рабочей среды, и чем выше это давление, тем плотнее закрывается клапан. На рис. 8.24 показан паровой импульсный

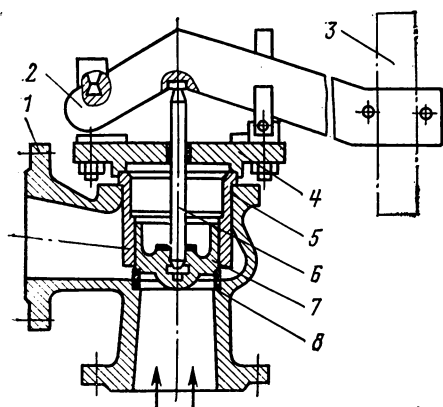


Рис. 8.22. Рычажный предохранительный клапан:

1 — корпус; 2 — рычаг; 3 — груз; 4 — крышка; 5 — направляющая втулка; 6 — шпindelь; 7 — тарелка; 8 — седло

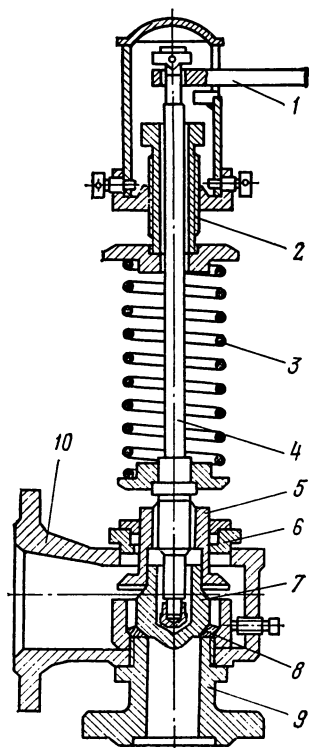


Рис. 8.23. Пружинный предохранительный клапан:

1 — установочный рычаг; 2 — втулка; 3 — пружина; 4 — шпindelь; 5 — направляющая втулка; 6 — крышка; 7 — тарелка; 8 — седло; 9 — входной патрубок; 10 — выходной патрубок

предохранительный клапан. Он управляется от вспомогательного предохранительного клапана прямого действия 4 с малым диаметром затвора (следовательно, требующим малых усилий прижатия). При срабатывании вспомогательного клапана пар высокого давления поступает в полость 1 вспомогательного поршня внутри направляющего цилиндра 2. Благодаря тому, что площадь действия давления на вспомогательный поршень больше, чем у тарелки основного клапана 3, создается усилие, открывающее затвор. На элементах первого контура должны устанавливаться только импульсные предохранительные клапаны. Вспомогательный клапан должен быть прямого действия диаметром не менее 15 мм и снабжен электромагнитным приводом на открывание и закрывание.

На рис. 8.25 показан импульсный предохранительный клапан для пара высокого давления (более 20 МПа). Так как общий перепад давления превышает критический, имеются три ступени дросселирования: при проходе через седло, в отверстиях опорного стакана и в отверстиях шумоглушителей в выхлопных патрубках. Симметричный паровой выхлоп компенсирует реактивные усилия струй.

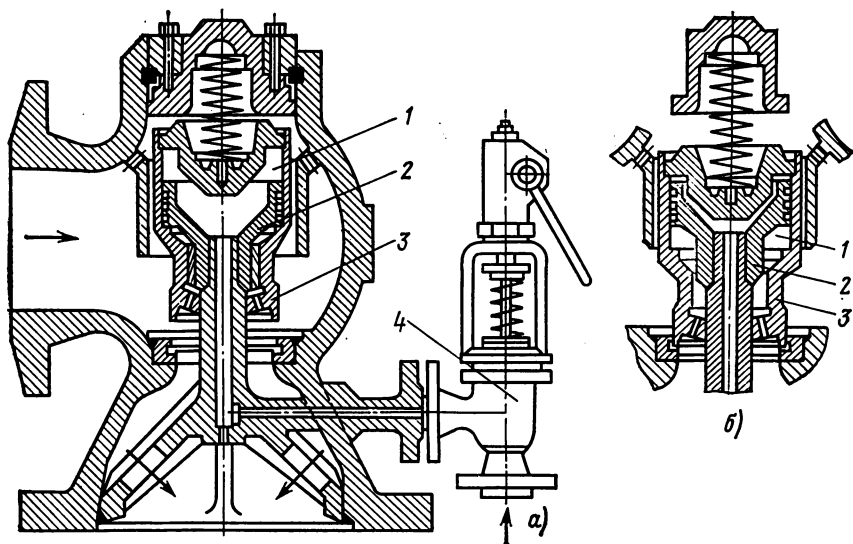


Рис. 8.24. Импульсный предохранительный клапан:
а — запорный орган открыт; б — закрыт

Другой вид предохранительной арматуры — мембранно-разрывные устройства (МРУ), в которых сечение сбросного трубопровода герметично перекрывается плоской или выпуклой мембраной. МРУ характеризуются полной герметичностью и быстрым временем срабатывания (0,002—0,003 с) при любом диаметре. По принципу действия МРУ подразделяются на устройства, у которых мембрана разрывается непосредственно под действием давления среды, и устройства с принудительным разрывом мембраны вырубкой или проколом. Использование последних в ЯЭУ предпочтительней. В настоящее время МРУ используются, например, в контурах ЯЭУ с жидким металлом, в газовом контуре РБМК. В перспективе возможно использование МРУ перед предохранительными клапанами первого и второго контуров.

Разрывное давление должно превышать рабочее не более чем на 25 %. Толщина мембранной заготовки определяется по формуле

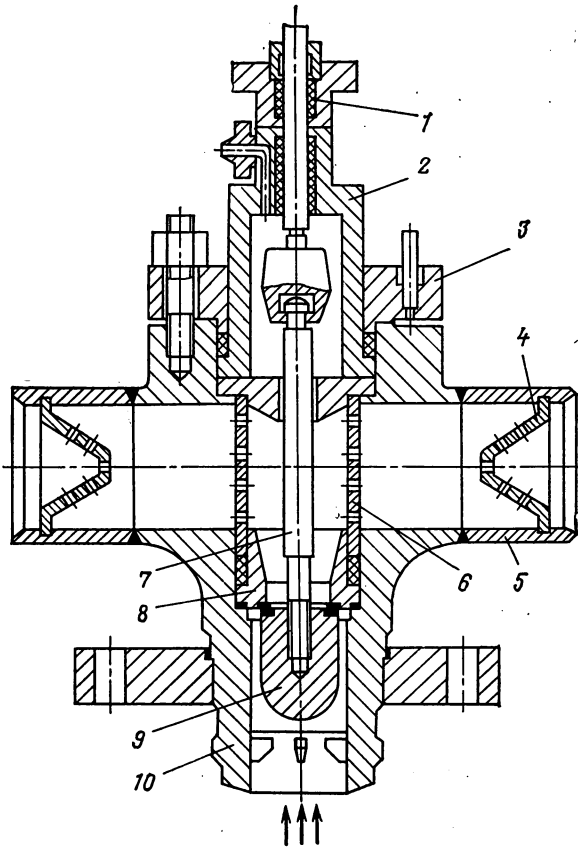
$$\delta = pD_n / (k_t k_1 \sigma_b),$$

где p — максимальное избыточное давление; D_n — рабочий диаметр мембраны; k_t — температурный коэффициент; $k_1 = 3,7 \div 4,2$; σ_b — предел прочности материала мембраны; величина k_t для стали приблизительно линейно уменьшается от 1 при 293 К до 0,65 при 473 К, а для никеля от 1 при 293 К до 0,68 при 673 К.

Фазоразделительная арматура. Для периодического выхода конденсата из паропроводов используются специальные устройства — конденсатоотводчики поплавкового или термостатного типа.

Рис. 8.25. Предохранительный клапан на высокое давление пара:

1 — сальник; 2 — крышка; 3 — нажимной фланец; 4 — шумоглушитель; 5 — выпускной патрубок; 6 — опорный перфорированный стакан; 7 — шпindel; 8 — седло; 9 — тарелка; 10 — входной патрубок



На рис. 8.26 показан конденсатоотводчик с «опрокинутым» поплавком колокольного типа. Конденсат, поступающий снизу в открытый поплавок, заполняет его. Пар из полости поплавка стравливается через малое отверстие в верхней его части. Под действием силы тяжести поплавок опускается и, воздействуя на рычаг, открывает запорный орган для выпуска конденсата. Как только под колокол начинает поступать пар, он вытесняет оттуда конденсат, и колокол всплывает, запорный орган конденсатоотводчика закрывается.

В термостатных конденсатоотводчиках запорный орган открывается и закрывается с помощью сифона (рис. 8.27) или биметаллических пластин при изменении температуры омывающей их среды. Такие конденсатоотводчики устанавливаются преимущественно на паропроводах перегретого пара, где существенна разница температуры пара и конденсата. Внутренняя полость сифона заполняется низкокипящей жидкостью. При омывании сифона паром давление в полости сифона увеличивается и затвор кон-

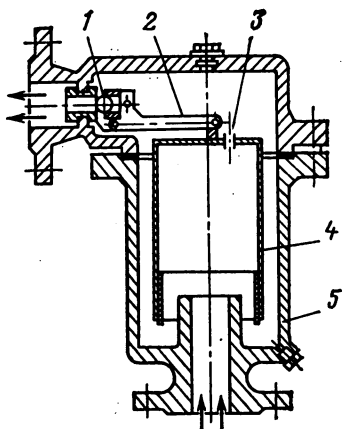


Рис. 8.26. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком колокольного типа:

1 — запорный орган; 2 — рычаг; 3 — отверстие для выхода пара; 4 — поплавок; 5 — корпус

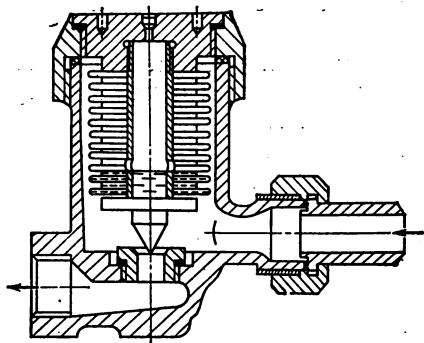


Рис. 8.27. Сифонный конденсатоотводчик

денсатоотводчика закрывается. При омывании сифона конденсатом пониженной температуры давление в полости сифона падает, сифон открывает затвор. Соответствующие температурные деформации биметаллических пластин также приводят к открытию или закрытию затвора.

Производительность, кг/с, конденсатоотводчиков всех типов определяется по формуле

$$G = \frac{1}{3,6 \cdot 10^4} AK_{V_{\max}} \sqrt{\Delta p \rho},$$

где $A = 0,5 \div 0,6$ при $T_k/T_n = 0,85 \div 1,0$; $A = 1$ при $T_k/T_n \leq 0,85$; Δp — перепад давления на конденсатоотводчике; $T_k = 20^\circ\text{C}$; T_n — температура насыщения конденсата.

Технические требования на арматуру формулируются организацией, проектирующей ЯЭУ в целом, и должны обязательно содержать следующие данные.

1. Основные параметры арматуры: класс, желательные конструктивные разновидности, D_y , K_v , p , тип привода, время сбрасывания, герметичность.

2. Условия эксплуатации: среда и ее свойства, уровень радиоактивности, место установки арматуры в схеме, интенсивность ее использования, длительность срока эксплуатации, возможность обслуживания.

3. Дополнительные требования: возможность отклонения от нормальных условий эксплуатации, сейсмостойкость, необходимость дренажа, очистки, промывки и дезактивации и т. д.

8.3. КОМПЕНСАТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

С изменением температуры теплоносителя изменяется его плотность; в замкнутом объеме контура неизбежно должно изменяться и давление. Если теплоноситель полностью или частично, как, например, в реакторах кипящего типа, находится в газовой фазе, с изменением давления происходит сжатие или расширение газа (пара), и изменение давления происходит сравнительно медленно. Подпитка или продувка теплоносителя позволяет ограничить изменение давления в контуре в заданных пределах. В контуре с однофазным жидким теплоносителем ввиду его малой сжимаемости с изменением температуры происходит значительное и очень быстрое изменение давления. Ограничить скорость изменения давления за счет продувки и подпитки оказывается невозможно. Поэтому в контур с жидким теплоносителем вводят специальные устройства — компенсаторы давления. *Компенсатор* давления представляет собой сосуд, нижняя часть которого заполнена жидкостью и соединена с контуром, а верхняя часть заполнена паром или инертным газом. Соответственно компенсаторы давления разделяют на *газовые* и *паровые*. Газовое пространство компенсатора соединяется с предохранительным клапаном. На рис. 8.28 показаны схемы газовой и паровой систем компенсации. Газовая система компенсации может быть использована с любым жидким теплоносителем, находящимся при температуре ниже температуры насыщения. Газовое пространство компенсатора соединяется с газовыми баллонами. Главное достоинство газовой системы компенсации — малые затраты энергии на компенсацию, поскольку в определенном интервале изменения температур система может работать без продувки или подпитки газа. Но для этого требуются достаточно большие объемы газовых баллонов. Громоздкость системы — один из недостатков газовой системы компенсации. Другой ее недостаток — растворимость газов в жидкостях, увеличивающаяся с ростом давления. Под действием ионизирующих излучений в водяном контуре, например, при компенсации азотом образуется азотная кислота, что усложняет поддержание заданного

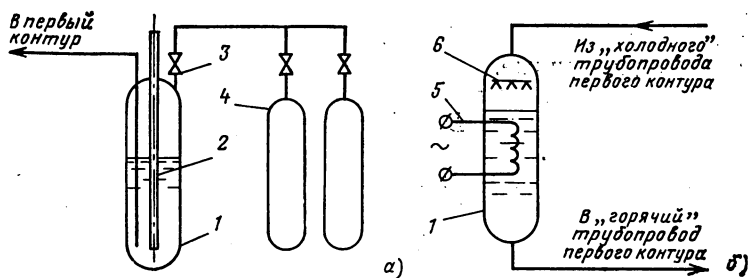
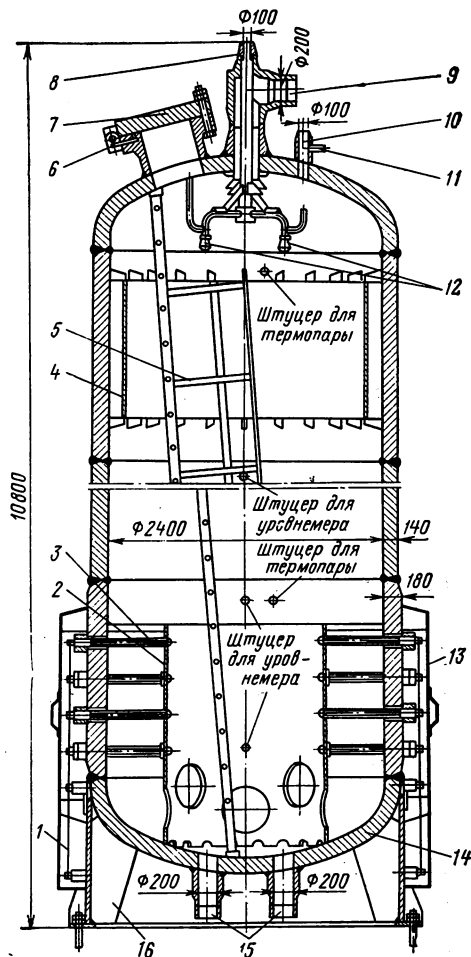


Рис. 8.28. Схема газовой (а) и паровой (б) систем компенсации давлений:

1 — компенсатор давления; 2 — уровень; 3 — запорный (или предохранительный) клапан; 4 — газовые баллоны; 5 — электронагреватель; 6 — разбрызгивающее устройство

Рис. 8.29. Паровой компенсатор давления реактора ВВЭР-440:

1 — шины подвода электропитания; 2 — опорная обечайка; 3 — электронагреватели; 4 — защитный экран; 5 — лестница; 6 — полость для контроля протечки; 7 — смотровой люк; 8 — патрубок впрыска; 9 — отвод к переливной трубе; 10 — отвод к предохранительным клапанам; 11 — отвод к линии сдувки; 12 — сопла распыливания; 13 — защитный кожух; 14 — корпус; 15 — патрубки подсоединения к первому контуру; 16 — опоры



водного режима. При срабатывании предохранительного клапана на компенсаторе давления при истечении газа возможны вымораживание влаги, обледенение клапана и неплотная посадка его на место. Поэтому газовая система компенсации используется преимущественно в установках с жидкометаллическим теплоносителем при относительно низком давлении, когда растворимость газа в металле невелика, а использование инертного газа диктуется в первую очередь необходимостью исключить выход из контура пара металла. В установках с жидкометаллическим теплоносителем, как правило, специальные компенсаторы давления не устраивают, а используют для этой цели газовую подушку в баке реактора (см. рис. 7.69), в корпусе парогенератора (см. рис. 6.41) или насоса (см. рис. 7.68).

В контурах реакторов с водой под давлением используют преимущественно паровую систему компенсации. В паровом компенсаторе давления жидкость нагревается электронагревателями до температуры насыщения и частично испаряется. Над уровнем образуется паровая подушка. Для предотвращения превышения давления в паровое пространство впрыскивается холодная вода первого контура, а при недостаточности этого мероприятия срабатывают паровые предохранительные клапаны. Достоинство паровой системы компенсации давлений — компактность компенсаторов и отсутствие растворения газов. Недостаток — необходимость затрачивать дополнительную энергию на испарение жидкости.

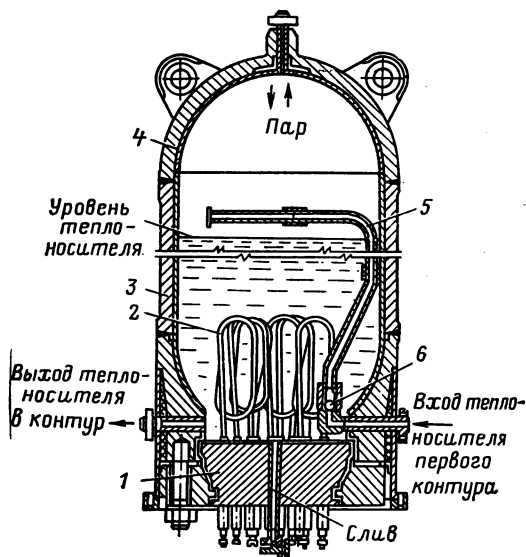


Рис. 8.30. Паровой компенсатор давления судовой ЯЭУ:

1 — крышка; 2 — электронагреватели; 3 — корпус; 4 — защитная плакировка корпуса; 5 — распылитель; 6 — шаровый обратный клапан

На рис. 8.29 показана конструкция парового компенсатора объема ЯЭУ реактора ВВЭР-440, а на рис. 8.30 — компенсатор объема судовой ЯЭУ. Компенсатор ВВЭР-440 представляет собой вертикальный цилиндрический сосуд диаметром 2,4 м и длиной 10 м с эллиптическими днищами. Толщина стенок цилиндрической ча-

сти 140 мм. В нижней части, в области ввода электронагревателей, толщина стенок увеличена до 180 мм. Прямые электронагреватели вводятся через цилиндрическую стенку компенсатора и опираются внутренними концами на тонкостенную опорную обечайку. В верхней части размещены сопла распыливания холодной воды. Вода на впрыск подводится патрубком диаметром 100 мм. Для осмотра и ремонта внутренних элементов в корпусе размещена лестница. Водяное пространство компенсатора с первым контуром соединяется патрубками диаметром 200 мм на нижнем днище. Включение нагревателей и впрыска обеспечивается системой специальных реле. При стационарной работе реактора давление поддерживается с погрешностью в пределах $\pm 0,5$ МПа.

Через компенсатор давления и соединительные водяные линии организована незначительная постоянная протечка теплоносителя (в пределах 0,055 кг/с), которая обеспечивает требуемую температуру трубопроводов и исключает возможность тепловых ударов в переходных процессах.

Паровой компенсатор судовой ЯЭУ на рис. 8.30 конструктивно отличается от рассмотренного главным образом тем, что имеет плоскую нижнюю крышку, на которой размещены спиральные электронагреватели.

9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Расчет на прочность проводится в целях определения основных размеров конструкции (толщины стенки, диаметра шпильки и т. д.) и ее геометрических очертаний, определения допустимого числа циклов нагружения и ресурса эксплуатации. Критериями для оценки прочности элемента являются: разрушение (вязкое и хрупкое), пластическая деформация по всему сечению детали, потеря устойчивости; возникновение остаточных изменений формы и размеров, приводящее к невозможности эксплуатации конструкции, макротрещины при циклическом нагружении.

Элементы оборудования ЯЭУ рассчитывают в соответствии с нормами расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов АЭС, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок, которые распространяются на элементы реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов первого и второго контуров. Нормы не распространяются на сосуды второго контура вместимостью не более 25 л, у которых производство вместимости, л, на рабочее давление, МПа, составляет не более 20,0 (20 кДж), а также на сосуды второго контура с диаметром не более 150 мм и трубопроводы второго контура с наружным диаметром 76 мм и менее. На оборудование, не перечисленное в нормах, распространяются Правила Госгортехнадзора.

По особенностям конструкции и расчета на прочность элементы оборудования ЯЭУ можно разделить на следующие основные группы: корпуса и трубные доски; трубопроводы; разъемные соединения; валы; диски; лопатки.

Нормы распространяются на корпуса, трубопроводы, разъемные соединения и валы машинного оборудования.

Основными расчетными режимами являются: а) затяг шпилек; б) пуск; в) стационарный режим; г) работа системы аварийной защиты; д) изменение мощности реактора; е) остановка; ж) нарушение нормальных условий эксплуатации; з) аварийная ситуация.

Нарушение нормальных условий эксплуатации — любое отклонение от проектных эксплуатационных режимов, связанное с выходом из строя какой-либо регулирующей системы, трубопровода внутри сосуда, невозврата предохранительного клапана и т. д., при котором возможна эксплуатация реактора до ликвидации этого отклонения.

Аварийная ситуация — нарушение проектных эксплуатационных режимов, связанное с разрушением одного из элементов контура с радиоактивным теплоносителем, последствия которого могут привести к разрушению корпуса реактора и требуют обеспечения безопасности людей.

Номинальное *допустимое напряжение* принимается при расчетной температуре стенки, в качестве которой используют среднее арифметическое значение температур наружной и внутренней поверхностей стенки в наиболее нагретом участке элемента. Расчетную температуру крепежных деталей полагают равной максимальной температуре рабочей среды.

В качестве *расчетного давления* p принимается значение, соответствующее 90 % максимального давления при срабатывании предохранительных клапанов и других защитных устройств.

Для защиты от коррозии детали из углеродистой и низколегированной стали плакируют коррозионно-стойкими материалами. При определении размеров толщину плакирующего слоя не учитывают.

В качестве номинального допустимого напряжения элементов из углеродистых и низколегированных и аустенитных сталей и хромоникелевых сплавов, на которые распространяется действие «Норм расчета на прочность элементов реактора, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок», принимают меньшее из двух значений

$$[\sigma_n] = \sigma_B^t / n_B \text{ или } [\sigma_n] = \sigma_{0,2}^t / n_{0,2},$$

где $n_B = 2,6$; $n_{0,2} = 1,5$; σ_B^t и $\sigma_{0,2}^t$ — соответственно предел прочности и предел текучести, Па; n_B и $n_{0,2}$ — запасы по пределу прочности и текучести.

Элементы оборудования ЯЭУ (сосуды и трубопроводы) после изготовления подвергаются гидроиспытаниям. Давление при гидроиспытании p_r должно быть не менее определенного по формуле

$$p_r = 1,25p [\sigma_n]^t_r / [\sigma_n]^t_p,$$

где $[\sigma_n]^t_r$ и $[\sigma_n]^t_p$ — номинальные допустимые напряжения при температуре гидроиспытаний и рабочей температуре.

Расчет на прочность проводят с учетом давления гидроиспытаний.

Нормы расчетов на прочность предусматривают два вида расчетов: предварительное определение основных размеров элементов; подробный поверочный расчет. При предварительном определении размеров сложная конструкция разделяется на простые элементы — цилиндрические и конические оболочки, сферические, эллиптические и плоские днища и крышки, патрубки и штуцера, и находится необходимая толщина стенки в зависимости только от основной внешней нагрузки, например давления. При выполнении поверочного расчета учитывают все типы нагрузок (давление, температурные напряжения и т. д.), проводят расчет на циклическую прочность, допустимое число циклов и амплитуду напряжений.

9.2. ВЫБОР ТОЛЩИНЫ СТЕНОК ОБОЛОЧЕК, ДНИЩ И КРЫШЕК

Как указывалось выше, сложная конструкция расчленяется на простые элементы, и определяется необходимая толщина стенки

элемента под действием только давления. Номинальная толщина стенки должна быть не менее рассчитанной по приведенным в табл. 9.1 формулам. В приведенных в таблице формулах добавка, м,

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4,$$

где c_1 — минусовый допуск на толщину стенки; c_2 — допустимое утонение стенки вследствие коррозии; c_3 — утонение по условиям изготовления; c_4 — утонение стенки на гibaх труб.

Коэффициент φ — минимальный коэффициент прочности элемента, ослабленного отверстиями или сварным швом. Отверстия без усиливающих элементов в виде приварных, утолщенных (с толщиной стенки, превышающей необходимую по расчету на внутреннее давление) штуцеров и накладок считаются неукрепленными, как и отверстия, в которых развальцовываются трубы. Для неукрепленных отверстий

$$\varphi = \frac{2}{2 + d/\sqrt{D_c(S_n - c)}} \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_c(S_n - c)}} \geq 1,0;$$

$$\varphi = \frac{1,6}{1,4 + d/\sqrt{D_c(S_n - c)}} \text{ при } 0,2 \leq \frac{d}{\sqrt{D_c(S_n - c)}} \leq 1,0;$$

$$\varphi = 1,0 \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_c(S_n - c)}} \leq 0,2,$$

где $D_c = (D_n + D)/2$ — средний диаметр оболочки.

Расчетный диаметр отверстия d принимается в соответствии со схемой на рис. 9.1. Диаметр неукрепленного отверстия не должен превышать следующих значений:

$$d_{\text{пред}} = 2(1/\varphi - 1)\sqrt{D_c(S_n - c)} \text{ при } \varphi = 2/3;$$

$$d_{\text{пред}} = (1,6/\varphi - 1,4)\sqrt{D_c(S_n - c)} \text{ при } 2/3 \leq \varphi \leq 1,0;$$

$$d_{\text{пред}} = 0,2\sqrt{D_c(S_n - c)} \text{ при } \varphi = 1,0.$$

В случае необходимости отверстия укрепляются накладками или утолщенными штуцерами.

Площадь сечения усиливающих элементов плоскостью, проходящей через ось отверстия,

$$\Sigma f \geq (d - d_{\text{пред}})S_0,$$

где $S_0 = S_n$ при $\varphi = 1$ и $c = 0$.

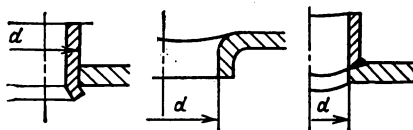
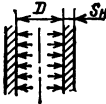
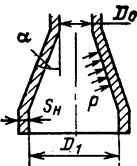
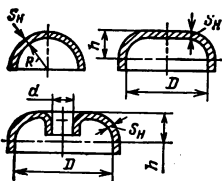
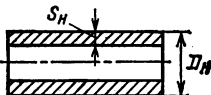
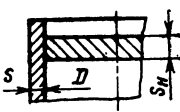
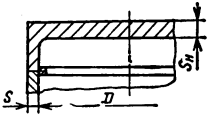
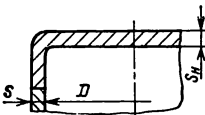
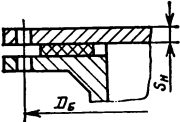
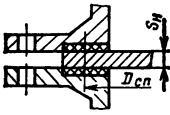
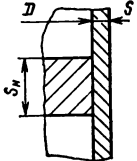


Рис. 9.1. К расчету диаметра отверстия

Таблица 9.1. Формулы для расчета толщины стенок элементов конструкции

Элемент	Расчетная формула
<p>Цилинд</p> 	$S_H = \frac{pD}{2\varphi[\sigma_H] - p} + c;$ $\frac{S_H - c}{D} \leq 0,30$
<p>Конус</p> 	$S_H = \frac{pD_1}{2\varphi[\sigma_H] \cos \alpha - p} + c;$ $0,1 > \frac{S_H - c}{D_1} \geq 0,005; \quad \alpha \leq 45^\circ$
<p>Выпуклые днища</p> 	$S_H = \frac{pD}{4\varphi[\sigma_H] - p} \frac{D}{2h} + c;$ $\frac{h}{D} \geq 0,2; \quad \frac{S_H - c}{D} \leq 0,1$
<p>Штуцеры и трубы</p> 	$S_H = \frac{pD_H}{2\varphi[\sigma_H] + p} + c;$ $\frac{S_H - c}{D} \leq 0,2$
<p>Плоское днище или крышка</p> 	$S_H = \frac{K}{K_0} D \sqrt{\frac{p}{[\sigma_H]}};$ $K = 0,60$

Элемент	Расчетная формула
	$K = 0,45 (1 - 0,23S/S_H), \text{ но}$ $K \geq 0,35$
	$K = 0,35$
	$K = 0,6, \quad D = D_Г$
	$K = 0,45, \quad D = D_{сп}$
	$K = 0,5$
Днища и крышки: без отверстий с отверстием	$K_0 = 1,0$ $d/D < 0,35, \quad K_0 = 1 - 0,43 d/D$ $0,35 < d/D < 0,75, \quad K = 0,85$

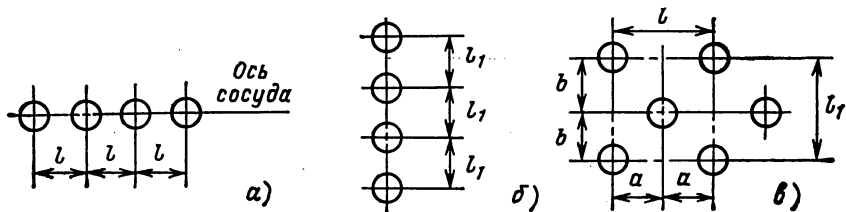


Рис. 9.2. Схемы расположения отверстий:

a — продольное; b — поперечное; σ — продольно-поперечное (шахматное)

Для укрепленного отверстия

$$\varphi' = \varphi [1 + \sum f / (2S_n \sqrt{D_c (S_n - c)})].$$

Если расстояние между двумя отверстиями $l \leq 2\sqrt{D_c (S_n - c)}$, то такие отверстия рассматриваются как образующие ряд. В случае продольного ряда отверстий (рис. 9.2)

$$\varphi = (l - d)/d,$$

поперечного (окружного)

$$\varphi = 2(l_1 - d)/l_1,$$

где l и l_1 — продольный и поперечный шаг расположения отверстий.

При шахматном расположении отверстий принимают наименьшее значение φ из трех найденных: в продольном направлении, в поперечном и по диагонали.

Коэффициент прочности по диагонали

$$\varphi = \left(1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}\right) / \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1 + m^2}\right)^2},$$

где $m = b/a$; $a = l/2$; $b = l_1/2$.

Коэффициент прочности сварного соединения, выполненного в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов», принимают равным $\varphi = 1$.

Для цилиндрических оболочек под наружным давлением из условий смятия определяют критическую длину

$$L_{кр} = 1,2D_c \sqrt{\frac{D_c}{S_n - c}}$$

и допустимое давление

$$[p] = 0,5\xi p_{кр}.$$

Критическое давление

$$p_{кр} = 2\sigma_{кр} \left(\frac{S_n - c}{D_c}\right).$$

Коэффициент ξ принимается меньшим из двух значений: $\xi=0,7$ или $\xi=\lambda/(1+\lambda)$, где $\lambda=\sigma_{0,2}'/\sigma_{кр}$.

Критическое напряжение:

$$\sigma_{кр} = 1,1E \left(\frac{S'_H - c}{D_c} \right)^2 \quad \text{для } L \geq L_{кр};$$

$$\sigma_{кр} = 1,3E \left(\frac{S'_H - c}{D_c} \right)^{3/2} \quad \text{для } \frac{D_0}{2} < L < L_{кр},$$

где E — модуль упругости, Па. Допускается использование оболочек при $L > L_{кр}$, но при обязательном условии $p \leq [p]$.

Важными элементами теплообменных аппаратов являются коллекторы и плоские трубные доски. Коллекторы рассчитываются по рассмотренной выше методике как ослабленные отверстиями цилиндрические оболочки.

Необходимая толщина плоской трубной доски с незащемленными трубами определяется по формуле

$$S_H = S_{но}/\sqrt{\varphi},$$

где $S_{но}$ — толщина днища, не ослабленного отверстиями, м.

Коэффициент прочности при треугольном расположении отверстий

$$\varphi = 0,935 - 0,65d/l_{т.д};$$

при квадратном расположении отверстий

$$\varphi = 0,975 - 0,68d/l_{т.д}.$$

Для обеспечения надежной развальцовки труб толщина трубной доски, мм, должна быть не меньше

$$S_{мин} = 5 + 0,125d.$$

Для компенсации температурных удлинений используют компенсаторы различной конструкции. Простейший из них — линзовый (рис. 9.3). Ряд последовательно соединенных линз образует сиффон. Осевое смещение, м, на одной линзе под действием осевой силы P_z

$$\Delta = 0,58 \cdot 10^{-2} \frac{(m-1)^3}{m^2(m+1)} \frac{P_z R_H^2}{ES^3},$$

где $m=R_H/R_B$; R_H и R_B — радиусы наружного и внутреннего цилиндров компенсатора, м; S — толщина стенки линзы.

Максимальное напряжение от осевого смещения, Па,

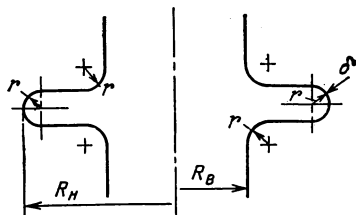


Рис. 9.3. Схема линзового компенсатора

$$\sigma_z = \frac{3}{8} \frac{E \Delta}{R_H \sqrt{R_B r (1 - 1/m)^{3/2}}}$$

Максимальное напряжение, Па, от равномерного давления p

$$\sigma_p = 0,58 \left(1 - \frac{1}{m} - \frac{r}{R_H} \right) \frac{p R_H^2}{S^2}$$

Эти формулы справедливы при $(R_H - R_B)/r > 2,5$. Здесь r — радиус скругления линзы, м.

Подробный расчет сильфонных компенсаторов изложен в «Нормах расчета...».

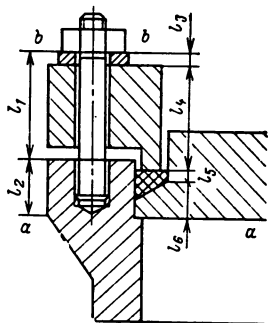
9.3. РАСЧЕТ РАЗЪЕМНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Детали соединения согласно нормам должны работать в условиях, когда явлениями ползучести можно пренебречь ($T_{\max} \leq 775$ К для аустенитных сталей, $T_{\max} \leq 625$ К для перлитных). Характерные конструкции соединений были показаны на рис. 6.29. Расчету подлежат: усилия начальной затяжки шпилек, усилия в шпильках и прокладке в условиях гидроиспытаний и эксплуатации, напряжения в шпильках.

При расчете усилий, возникающих в шпильках, необходимо задать некоторой базовой поверхностью (например, aa на рис. 9.4, совмещенной с упорным буртом) и относительно этой поверхности определять размерные цепи элементов при рассмотрении напряженного состояния узла соединения. В данном случае имеем две размерные цепи: 1 — шпилька от торца гайки до корпуса длиной l_1 и корпус длиной l_2 от торца до сечения aa ; 2 — втулка длиной l_3 , нажимной диск длиной l_4 , прокладка длиной l_5 и крышка длиной l_6 . Очевидно, что добавление в размерные цепи элемента корпуса ниже сечения aa на результатах расчета не отразится.

При расчете разъемного соединения определяют усилие начальной затяжки Q_0 , которое должно обеспечить необходимое начальное обжатие прокладки и сохранение герметичности при гидроиспытаниях и в рабочих условиях, т. е.

$$Q_0 \geq P_{об}; Q_0 \geq P_{пр.г} + (1 - \chi) P_p; Q_0 \geq P_{пр.р} + (1 - \chi) P_p - Q_t,$$



где $P_{об}$ — усилие, необходимое для обжатия прокладки, Н; $P_{пр.г}$ и $P_{пр.р}$ — усилия на прокладку, обеспечивающие герметичность при гидроиспытаниях и при рабочем давлении, Н; P_p и P_r — усилия в шпильках от гидростатического давления в рабочих условиях и при гидроиспытаниях соответственно, Н; Q_t — усилие в шпильках, вызванное

Рис. 9.4. Схема разъемного соединения с самоуплотняющейся клиновой прокладкой

температурными деформациями, Н; χ — коэффициент нагрузки.

Усилие

$$P_{об} = \pi D_{п.ср} b q_0,$$

где $D_{п.ср}$ и b — средний диаметр прокладки и ее ширина, м; q_0 — необходимое давление на прокладку при обжатии, Па.

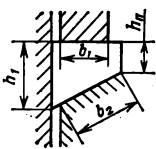
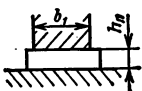
Значения определяют в зависимости от материала прокладки, рабочей среды и рабочего давления (табл. 9.2).

Значение ширины прокладки принимаются в соответствии с данными табл. 9.3.

Таблица 9.2. Давление обжатия прокладок

Материал прокладки	Жидкие среды		Воздух, пар, пароводяная смесь		Газы с высокой проникающей способностью (водород, гелий)	
	q_0 , МПа	m	q_0 , МПа	m	q_0 , МПа	m
Паронит	10 + p 40	1,5	18 + p 80	2,5	100	4
Мягкий алюминий	50	2,0	100	3,5	150	5
Мягкий никель, медь	70	2,5	130	4,5	180	6
Мягкая сталь	80	3	150	5,0	200	7
Сталь Х18Н9Т	100	3,5	200	6	250	8

Таблица 9.3. Рекомендации по выбору ширины прокладки

Вид прокладки	Условная ширина b_0 , м	Эффективная ширина b , м
	$\max \begin{cases} b_2 \sin \alpha \\ h_1 \operatorname{tg} \alpha \end{cases}$	—
	b_1	b_0 при $b_0 < 0,01$ м; $0,01 \sqrt{b_0/0,01}$ при $b_0 > 0,01$ м

Усилия на прокладку, кроме клиновой самоуплотняющейся,

$$P_{пр.г} = \pi D_{п.н} b m p_r; P_{пр.р} = \pi D_{п.н} b m p_r,$$

где $D_{п.н}$ — наружный диаметр прокладки, м.

Для клиновой самоуплотняющейся прокладки

$$P_{\text{пр.г}} = P_{\text{пр.р}} = 0.$$

Усилия от гидростатического давления

$$P_p = \pi D_{\text{п.н}}^2 p / 4; \quad P_r = \pi D_{\text{п.н}}^2 p_r / 4.$$

Усилие Q_i определяется выражением

$$Q_i = (\Delta l_2 - \Delta l_1) / \Sigma \lambda,$$

где

$$\Delta l_1 = \alpha_1 l_1 \Delta T_1 + \alpha_2 l_2 \Delta T_2;$$

$$\Delta l_2 = \alpha_3 l_3 \Delta T_3 + \alpha_4 l_4 \Delta T_4 + \alpha_5 l_5 \Delta T_5 + \alpha_6 l_6 \Delta T_6;$$

α — коэффициент линейного расширения материала, K^{-1} ; l — длина соответствующего участка, м; ΔT — изменение температуры участка от затяжки до рабочего состояния, K ; Δl_1 — суммарное линейное расширение шпильки и корпуса между опорным буртом (сечение aa) и нижним торцом гайки (сечение bb), м (см. рис. 9.4); Δl_2 — суммарное линейное расширение втулки, нажимного диска, прокладки, крышки на участке от бурта корпуса (сечение aa) до торца гайки (сечение bb), м;

$$\Sigma \lambda = \lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{в}} + \lambda_{\text{п}};$$

$\lambda_{\text{ш}}$, $\lambda_{\text{в}}$, $\lambda_{\text{п}}$ — коэффициенты податливости шпильки, втулки, прокладки соответственно.

Коэффициент податливости прокладки

$$\lambda_{\text{п}} = l_{\text{п}} / E_{\text{п}} F_{\text{п}},$$

где $l_{\text{п}} = l_6$ — высота прокладки; $F_{\text{п}} = \pi D_{\text{п.ср}} b$ — площадь поперечного сечения прокладки.

Коэффициент податливости шпильки

$$\lambda_{\text{ш}} = (l_{\text{ш}} + 0,6 d_{\text{ш}}) / (Z E_{\text{ш}} F_{\text{ш}}),$$

где $l_{\text{ш}} = l_1$ — свободная длина шпильки от торца гайки; $d_{\text{ш}}$ — диаметр стержня шпильки; $F_{\text{ш}}$ — площадь поперечного сечения одной шпильки; Z — число шпилек.

Коэффициент податливости втулки (шайбы)

$$\lambda_{\text{в}} = l_{\text{в}} / (Z E_{\text{в}} F_{\text{в}}),$$

где $l_{\text{в}} = l_3$ — высота втулки; $F_{\text{в}} = \pi D_{\text{ср.в}} b_{\text{в}}$ — площадь поперечного сечения втулки; $b_{\text{в}}$ — ширина втулки.

Коэффициент нагрузки χ представляет собой отношение коэффициента податливости прокладки к сумме коэффициентов податливости прокладки, шпильки и втулки:

$$\chi = \lambda_{\text{п}} / (\lambda_{\text{п}} + \lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{в}}).$$

По найденным значениям начальной затяжки находят усилия в шпильках $Q_{\text{ш}}$ и на прокладке $Q_{\text{пр}}$.

Усилия в шпильках при затяжке

$$Q_{\text{ш}} = Q_0;$$

при гидроиспытаниях

$$Q_{\text{ш.г}} = Q_0 + \chi P_{\text{г}};$$

в рабочих условиях

$$Q_{\text{ш.р}} = Q_0 + \chi P_{\text{р}} + Q_t.$$

Усилия в прокладке при затяжке

$$Q_{\text{пр}} = Q_0;$$

при гидроиспытаниях для клиновой прокладки

$$Q_{\text{пр}} = Q_0 + \chi P_{\text{г}};$$

при гидроиспытаниях для других видов прокладок

$$Q_{\text{пр}} = Q - (1 - \chi) P_{\text{г}};$$

в рабочих условиях для клиновой прокладки

$$Q_{\text{пр}} = Q_0 + \chi P_{\text{р}} + Q_t;$$

в рабочих условиях для прочих видов прокладок

$$Q_{\text{пр}} = Q_0 - (1 - \chi) P_{\text{р}} + Q_t.$$

Для клиновой прокладки, кроме осевого усилия, определяют радиальную силу

$$H_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}}/\text{tg } \alpha.$$

Крутящий момент при затяжке гаек ключом

$$M_{\text{к}} = \xi Q_0 d_0 / Z,$$

где $\xi = 0,10; 0,13; 0,18$ соответственно для поверхностей чистых со смазкой, чистых без смазки и грубых со смазкой, грубо обработанных поверхностей без смазки. При затяжке шпилек с предварительным разогревом или вытяжкой $M_{\text{к}} = 0$.

Напряжение растяжения в шпильках

$$\sigma = Q_{\text{ш}}/(F_{\text{ш}}Z).$$

Напряжение кручения

$$\tau = M_{\text{к}}/W_{\text{к}}; W_{\text{к}} = 0,196 d_{\text{ш}}^3.$$

Напряжение среза резьбы

$$\tau = Q_{\text{ш}}/(\pi d_1 h Z).$$

Найденные напряжения сравниваются с допустимыми.

9.4. РАСЧЕТ ВАЛА

Валы машин ЯЭУ рассчитываются на статическую прочность, выносливость (запас по пределу усталости), жесткость (максимальный прогиб), критическую частоту вращения. Расчет ведется

по максимальным нагрузкам, даже если они кратковременны. Поэтому для насосов, например, расчет проводят для режима нулевой подачи, когда максимальны радиальные силы, и в оптимальном режиме, когда наибольший крутящий момент.

Расчетными нагрузками являются: сила тяжести вала и всех закрепленных на нем деталей; крутящий момент, передаваемый валом машины; нескомпенсированное осевое усилие на ротор машины; нескомпенсированное радиальное усилие на ротор насоса; дисбалансные нагрузки вала.

Крутящий момент, Н·м,

$$M_k = N/\omega,$$

где N — мощность на валу; Вт; ω — угловая скорость, рад/с.

Определение нескомпенсированных осевых и радиальных усилий рассмотрено в гл. 7. Дисбалансные нагрузки возникают при несовпадении центра тяжести детали с осью вращения. Для устранения или снижения дисбалансных сил и моментов проводят статическую и динамическую балансировку роторов. Остаточный дисбаланс, Н·м, для валов с малой частотой вращения ($n \leq 15 \div 20 \text{ с}^{-1}$) не должен превышать величины

$$D = 242 \cdot 10^{-2} G/n^2,$$

а при частоте вращения $n > 15 \div 20 \text{ с}^{-1}$

$$D = 1,04 \cdot 10^{-3} G/n,$$

где G — масса ротора, кг; n — частота вращения, с^{-1} .

Балансировочные плоскости рекомендуется выбирать в соответствии со схемами на рис. 9.5, а моменты дисбалансов в балансировочных плоскостях 1 и 2 определяются соотношениями:

$$D_1 = Db/(a+b); D_2 = Da/(a+b),$$

где a и b — расстояния балансировочных плоскостей от центра тяжести ротора, м.

Запас прочности по статической нагрузке определяется при совместном действии изгиба и кручения:

$$n_{ст} = \sigma_{0,2}^t / \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2}.$$

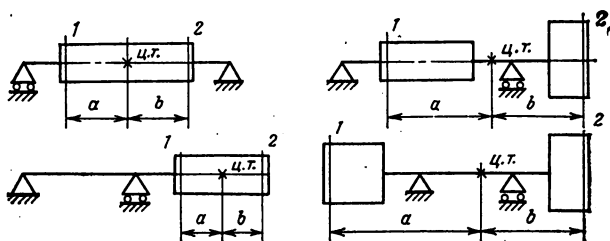


Рис. 9.5. Схема расположения балансировочных плоскостей (Ц. Т. — центр тяжести)

Нормальное напряжение изгиба и сжатия (растяжения), Па,

$$\sigma_n = M_n / W_n \pm P_r / f, \quad (9.1)$$

где M_n — изгибающий момент, Н·м; W_n — момент сопротивления изгибу, м³; f — площадь сечения вала, м²; P_r — радиальная сила, Н.

Касательное напряжение кручения

$$\tau_k = M_k / W_k, \quad (9.2)$$

где W_k — момент сопротивления кручению, м³.

Для сплошного круглого сечения $W_n \approx 0,1 d^3$, $W_k \approx 0,2 d^3$, d — диаметр вала, м. Запас по статической прочности должен быть не менее следующих значений:

$\sigma_{0,2}^t / \sigma_B^t$	До 0,55	0,55—0,7	0,7—0,9
$n_{ст}$	1,5	1,8	2,2

Запас прочности по пределу усталости определяется исходя из амплитуд и средних значений нормальных и касательных напряжений с учетом концентрации напряжений на проточках, галтелях, уступах вала:

$$n_{yc} = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}, \quad (9.3)$$

где запас прочности по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / \left(\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m \right);$$

запас прочности по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / \left(\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m \right);$$

σ_{-1} и τ_{-1} — пределы усталости материала, Па; k_{σ} , k_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации; ϵ_{σ} , ϵ_{τ} — коэффициенты, учитывающие масштабный фактор; ψ_{σ} , ψ_{τ} — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений; σ_a , τ_a — амплитуды напряжений цикла, Па; σ_m , τ_m — средние значения напряжений цикла, Па, соответственно.

Амплитуда нормальных напряжений σ_a равна статическому напряжению изгиба и определяется по формуле (9.1) с учетом только массы вала и посаженных на него деталей. Эти нагрузки постоянны по модулю и направлению относительно вращающегося вала.

Среднее нормальное напряжение σ_m определяется по формуле (9.1) с учетом остаточного момента дисбаланса и вызывающих изгиб вала осевых сил; например, при парциальном подводе пара на ступени турбины

$$D = \sigma_m / W_n + P_z / f.$$

Среднее касательное напряжение равно касательному напряжению кручения статической нагрузки $\tau_m = \tau_k$ и определяется по формуле (9.2). В качестве переменной составляющей касательного напряжения рекомендуется принимать величину $\tau_a = 0,25 \tau_k$.

Значения эффективных коэффициентов концентрации k_σ и k_τ изменяются в пределах примерно 1,5—2,5. Их значения приведены в нормах. Ориентировочно для валов с проточками, для галтелей и для валов с посаженными на них деталями можно принять $k_\sigma = k_\tau \approx 2$, а для валов со шпоночными пазами $k_\sigma = 1,6$ и $k_\tau = 1,4$.

Коэффициенты ε_σ и ε_τ в первом приближении могут быть приняты равными единице. Величины ψ_σ и ψ_τ при $\sigma_B^t < 50 \cdot 10^7$ Па принимаются равными нулю, а при $50 \cdot 10^7 < \sigma_B^t < 75 \cdot 10^7$ Па $\psi_\sigma = 0,05$ и $\psi_\tau = 0$.

Для определения пределов усталости материалов можно воспользоваться соотношениями:

$$\sigma_{-1} = 0,5\sigma_B^t; \quad \tau_{-1} = 0,29\sigma_B^t.$$

Найденный по формуле (9.3) запас усталостной прочности для машин первого контура должен быть не менее 2,5, для валов машин второго контура он может быть понижен до 1,6—1,8.

При первом, ориентировочном определении диаметра вала, необходимого для передачи крутящего момента M_k , Н·м, можно воспользоваться соотношением (9.2), приняв в качестве допустимого касательного напряжения $[\tau] = 0,05 \sigma_B^t$, т. е.

$$d = \sqrt[3]{M_k / 0,2 [\tau]}.$$

Расчет жесткости вала — определение прогиба — проводится с целью избежать таких перемещений вала, при которых нарушится нормальная работа машины, произойдет закусывание подшипников, задираание уплотнений, соударение деталей.

Прогиб ступенчатого вала в отдельных сечениях определяется по формуле

$$y = \int_0^l \frac{M_1 M}{EJ} dx = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{EJ_i} \int_0^l M_1 M d\xi,$$

где M_1 — изгибающий момент от единичной силы, приложенной в месте и в направлении деформации вала, Н·м; M — изгибающий момент от внешних нагрузок, Н·м; i — номер участка вала, на котором сечение и аналитические выражения для моментов от нагрузок остаются неизменными; l_i — длина i -го участка, м; J_i — момент инерции сечения i -го участка, м⁴; $\xi = x/l_i$ — относительная координата сечения по длине i -го участка. Деформации вала удобно определять графоаналитическим методом, который мы рассмотрим ниже при определении критической частоты вращения.

Допустимые прогибы валов обычно находятся в пределах $(2-5) \cdot 10^{-4}$ от длины пролета между опорами и зависят от зазоров в уплотнениях. Предельный допустимый перекося в подшипни-

ках качения составляет от 0,0016 рад для конических роликоподшипников до 0,05 рад для сферических самоустанавливающихся подшипников, а для подшипников скольжения определяется по формуле

$$\theta = (D_{\text{п}} - d)/L_{\text{п}},$$

где $D_{\text{п}}$, $L_{\text{п}}$ — соответственно диаметр и длина расточки подшипника, м; d — диаметр шейки подшипника, м.

Вал, несущий несбалансированную массу, при вращении с некоторой частотой колеблется, прогиб вала достигает максимального значения. Эта частота равна частоте собственных колебаний и называется *критической частотой вращения* $n_{\text{кр}}$. При увеличении или уменьшении частоты вращения по сравнению с критической колебания прекращаются и вал продолжает работать спокойно. В зависимости от конструкции вал может иметь несколько критических частот вращения. Если рабочая частота вращения меньше первой критической частоты вращения $n < n_{\text{кр}1}$, вал называют *жестким*, если же $n > n_{\text{кр}1}$, вал называют *гибким*. В энергомашиностроении используют валы как жесткие, так и гибкие. Для жестких валов рекомендуется $n \leq 0,7 n_{\text{кр}1}$, а для гибких $1,25 n_{\text{кр}i} < n < 0,7 n_{\text{кр}i+1}$. В насосах первого контура используются только жесткие валы, удовлетворяющие условию $n_{\text{кр}1}/n \geq 1,6$.

Первую критическую частоту вращения определяют по формуле

$$n_{\text{кр}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{j=1}^n m_j y_j}{\sum_{j=1}^n m_j y_j^2}}, \quad (9.4)$$

где m_j — масса j -го участка вала, кг; y_j — стрела прогиба центра тяжести этого участка, м. Использование в машинах дроссельных уплотнений и подшипников скольжения приводит к некоторому увеличению первой критической частоты вращения по сравнению с найденным по формуле (9.4).

Для нахождения $n_{\text{кр}}$ необходимо найти упругую линию вала интегрированием уравнения

$$d^2 y/dx^2 = -M_{\text{н}}/EJ. \quad (9.5)$$

Для этого воспользуемся графоаналитическим методом. Рассмотрим построение упругой линии двухопорного, двухконсольного вала (рис. 9.6). Заменим опоры вала реакциями R_A и R_B . Разобьем вал на Z участков, каждый из которых имеет постоянный диаметр, а реакции опор приложены на границах участков. Силы тяжести участков заменим равными им силами $G_1, G_2, \dots, G_i, \dots$, приложенными в центрах тяжести соответствующих участков, и направим их так, чтобы получить упругую линию с наибольшими стрелами прогибов — в нашем случае необходимо выбрать проти-

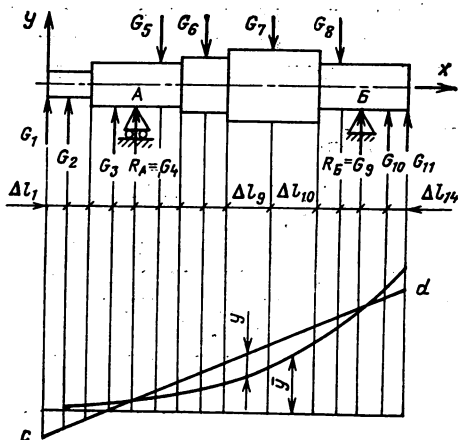


Рис. 9.6. К построению упругой линии вала

в противоположном направлении сил на консолях и в пролете между опорами. Далее численно проинтегрируем уравнения (9.5). Для этого последовательно определяем:

перерезывающую силу на участке вала, Н,

$$Q_i = Q_{i-1} + G_i; \quad (9.6)$$

приращения по длине вала Δl_i , м, принимая их от начала участка до сечения,

где приложены силы G_i , и от силы до конца участка; приращения изгибающего момента на участке, Н·м,

$$\Delta M_i = Q_i \Delta l_i; \quad (9.7)$$

изгибающий момент в начале i -го участка, Н·м,

$$M_i = M_{i-1} + \Delta M_i; \quad (9.8)$$

жесткость участка вала при изгибе, Н·м,

$$EJ_i;$$

вторую производную упругой линии вала, м,

$$\frac{d^2 \bar{y}}{dx_i^2} = \frac{M_i}{EJ_i}; \quad (9.9)$$

среднее приращение первой производной упругой линии, м,

$$\Delta \left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_i = \left(\frac{M_i}{EJ_i} + \frac{M_{i+1}}{EJ_{i+1}} \right) \frac{\Delta l_i}{2}; \quad (9.10)$$

среднее значение первой производной упругой линии на участке, м,

$$\left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_i = \left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_{i-1} + \Delta \left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_{i-1}; \quad (9.11)$$

среднее приращение прогиба на участке, м,

$$\Delta \bar{y}_i = \left[\left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_i + \left(\frac{d\bar{y}}{dx} \right)_{i+1} \right] \frac{\Delta l_i}{2}; \quad (9.12)$$

значение прогибов в сечениях приложения сил, м,

$$\bar{y}_i = \bar{y}_{i-1} + \Delta \bar{y}_{i-1}. \quad (9.13)$$

При определении первой производной (9.11) и координат упругой линии (9.13) необходимо знать производную и прогиб в начале первого участка, т. е. $(dy/dx)_1$ и y_1 . Так как их значение не известно, то рассматривают упругое состояние вала при заданном характере нагружения, но при $(d\bar{y}/dx)_1 = 0$ и $\bar{y}_1 = 0$. Ординаты прогибов в этом случае обозначаем \bar{y} . Для определения действительных значений прогибов строим линию $\bar{y} = f(x)$. При этом масштабы по x и по y могут быть выбраны независимо друг от друга. Значения действительных прогибов в сечениях опор A и B равны нулю: $y_A = 0$ и $y_B = 0$. Через точки на линии прогибов в сечениях A и B проводим прямую линию cd , от которой и будем отсчитывать действительные значения прогибов.

9.5. РАСЧЕТ ДИСКОВ И БАРАБАНОВ

Основными нагрузками, действующими на вращающиеся диски и барабаны, являются центробежные силы. Если толщина барабана невелика по сравнению с диаметром, барабан рассчитывают как свободно вращающееся кольцо малой толщины и определяют только тангенциальные напряжения $\sigma_{t,k}$. Из условия уравнивания центробежной силы тангенциальными напряжениями получим

$$\sigma_{t,k} = \rho u^2,$$

где ρ — плотность материала барабана, кг/м³; $u = r_6 \omega$ — линейная скорость вращения барабана, м/с.

Если к поверхности барабана приложено дополнительное напряжение, например за счет укрепленных на нем лопаток, то к $\sigma_{t,k}$ добавляется дополнительная составляющая

$$\sigma_{t,a} = \sigma_{r,a} r_6 / \delta_6.$$

Суммарное напряжение барабана

$$\sigma_t = \sigma_{t,k} + \sigma_{r,a}.$$

Здесь r_6 — радиус наружной поверхности барабана, м; δ_6 — толщина барабана, м;

$$\sigma_{r,a} = P_n / (2\pi \delta_6 y);$$

P_n — суммарная центробежная сила от закрепленных на барабане деталей (лопаток и т. д.) на ширине барабана y , м.

Во вращающемся диске под действием центробежных сил возникают радиальное σ_r , P_a , и тангенциальное σ_t , P_a , напряжения, связь между которыми описывается дифференциальными уравнениями

$$d(r y \sigma_r) / dr - r \sigma_t + \rho \omega^2 r^2 y = 0; \quad (9.14)$$

$$d\sigma_t / dr + (1 + \mu) \sigma_t / r = \mu d\sigma_r / dr + (1 + \mu) \sigma_r / r, \quad (9.15)$$

где μ — коэффициент Пуассона; y — ширина диска на радиусе r , м. В случае диска постоянной толщины решение уравнений (9.14) и (9.15) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\mu} C_1 - \frac{1}{1+\mu} \frac{C_2}{r^2} - (3-\mu) \frac{\rho\omega^2}{8} r^2; \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\mu} C_1 + \frac{E}{1+\mu} \frac{C_2}{r^2} - (1+3\mu) \frac{\rho\omega^2}{8} r^2, \end{aligned} \right\} \quad (9.16)$$

где E — модуль упругости, Па; C_1, C_2 — постоянные интегрирования.

В частном случае для сплошного диска постоянной толщины с внешним радиусом r_2 при $r=0$ $u=0$ и при $r=r_2$ $\sigma_r=0$, тогда

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\rho\omega^2}{8} [(3+\mu)(r_2^2 - r^2)]; \\ \sigma_t &= \frac{\rho\omega^2}{8} [(3+\mu)r_2^2 - (1-3\mu)r^2]. \end{aligned}$$

Для диска постоянной толщины с центральным отверстием радиусом r_1 при $r=r_1$ $\sigma_r=0$ и при $r=r_2$ $\sigma_r=0$, тогда

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{3+\mu}{8} \rho\omega^2 \left[r_2^2 + r_1^2 - r^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right]; \\ \sigma_t &= \frac{3+\mu}{8} \rho\omega^2 \left[r_2^2 + r_1^2 - \frac{1+3\mu}{1+\mu} r^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right]. \end{aligned}$$

Напряжения для других частных случаев диска постоянной толщины получаются из общих решений (9.16) при соответствующих граничных условиях.

В практике энергомашиностроения достаточно широкое распространение получили диски равного сопротивления $\sigma_r = \sigma_t = \text{const}$. Из уравнения (9.14) получаем изменение ширины диска в зависимости от радиуса

$$y = y_2 \exp \left[\frac{\rho\omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r^2) \right],$$

где y_2 — ширина диска при $r=r_2$.

Запас прочности для дисков по пределу прочности принимается равным $n_B = 2 \div 3$.

Наличие боковых лопаток в радиальных колесах может быть учтено увеличением эффективной плотности диска прибавлением к массе диска массы лопаток. Наличие лопаток на периферии диска осевого колеса учитывается введением в граничные условия $\sigma_{r2} > 0$. Величина σ_{r2} определяется по центробежной силе от действия лопаток, равномерно распределенной по периметру диска подобно тому, как это делалось выше при расчете барабана.

9.6. РАСЧЕТ ЛОПАТКИ ОСЕВОЙ СТУПЕНИ

Лопатки осевых ступеней рассчитываются на растяжение центробежной силой от собственной массы и массы бандажа и на изгиб от силы взаимодействия с рабочим телом. Лопатки при температуре свыше 620—770 К (минимальный предел зависит от материала) должны рассчитываться на длительную прочность и на ползучесть. Кроме того, определяют частоту собственных колебаний лопатки. Во избежание явления резонанса частота собственных колебаний не должна совпадать с частотой внешних сил, возбуждающих колебания лопатки.

Рассмотрим кратко расчет на растяжение центробежной силой и изгиб. У коротких лопаток с постоянным по высоте профилем наибольшее напряжение растяжения возникает в корневом сечении лопатки, Па,

$$\sigma_{p,к} = 2\rho u^2/\theta,$$

где u — линейная скорость на среднем радиусе ступени, м/с; $\theta = d/l$; d, l — средний диаметр и высота лопатки соответственно, м.

Для лопаток с произвольным изменением профиля по радиусу центробежная сила находится численным интегрированием по высоте лопатки

$$P_{ц} = \rho \omega^2 \int_{r_k}^{r_k+l} f(r) r dr;$$

$f(r)$ — площадь сечения профиля лопатки на радиусе r , m^2 .

Напряжение растяжения в корневом сечении

$$\sigma_{p,к} = P_{ц}/f_k,$$

где f_k — площадь корневого сечения, m^2 .

Для лопатки с линейным законом изменения профиля

$$\sigma_{p,к} \approx \rho \frac{1 + m_{\pi}}{\theta} u^2,$$

где $m_{\pi} = f_{\pi}/f_k$; f_{π} — площадь периферийного сечения лопатки, m^2 .

При наличии бандажа прибавляется центробежная сила массы бандажа $P_{ц.б1}$, приходящаяся на одну лопатку, и напряжение растяжения

$$\sigma_{p,к} = (P_{ц} + P_{ц.б1})/f_k.$$

При взаимодействии лопатки с рабочим телом на нее действует сила P , вызывающая изгиб лопатки. Определение силы P и ее составляющих P_u и P_z рассмотрено в гл. 7. Лопатку можно рассматривать как консольно закрепленную балку с распределенной нагрузкой. Для коротких лопаток распределение нагрузки считают равномерным, и изгибающий момент в корневом сечении, Н·м,

$$M_{и.к} = Pl/2.$$

Для определения направления изгиба необходимо найти положение главных осей инерции, проходящих через центр тяжести профиля $O-\xi-\xi$ — ось минимального момента инерции $J_{мин}$ и $\eta-\eta$ — ось максимального момента инерции $J_{макс}$. Ось $\xi-\xi$ с достаточной точностью может быть принята параллельной хорде профиля (рис. 9.7, случай турбинной лопатки), а ось $\eta-\eta$ перпендикулярна к ней. Тогда напряжения изгиба на кромках корневого сечения $(\sigma_{и.к})_{кр} = M_{и.к}l_1/J_{мин}$ и в спинке $(\sigma_{и.к})_{сп} = M_{и.к}l_2/J_{мин}$, где l_1 и l_2 — расстояние рассматриваемых точек сечения C_1 , C_2 и D от оси $\xi-\xi$. Величины l_1 и l_2 считаются положительными, если они лежат с вогнутой стороны спинки профиля (на стороне сжатия).

Полное напряжение в корневом сечении лопатки с учетом растяжения и изгиба

$$\sigma_k = \sigma_{p,к} + \sigma_{и.к}.$$

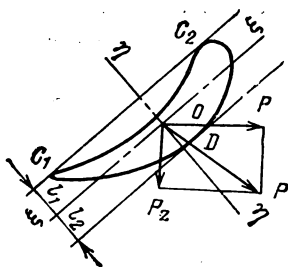


Рис. 9.7. Силы, изгибающие лопатку

Длинные закрученные лопатки переменного по длине сечения профиля рассчитывают, разделив всю высоту на отдельные участки, в пределах которых можно считать приблизительно постоянным сечение профиля и его положение в пространстве, равномерное распределение нагрузки. Для каждого участка, начиная с вершины лопатки, определяют изгибающий момент и его положение в пространстве. Каждый последующий участок рассчитывают при постоянной распределенной нагрузке и при известном изгибающем моменте на верхней границе участка. По изгибающему моменту в корневом сечении определяют напряжения на входной и выходной кромках и на спинке лопатки.

Частота импульсов, вызывающих колебания лопаток, равна или кратна частоте вращения ротора, причем коэффициент кратности i может быть любым целым числом 2, 3, 4 ... (с увеличением i опасность колебаний уменьшается). Резонансная частота вращения $n_{рез}$, при которой амплитуда колебания лопаток достигает максимального значения, может быть найдена по формуле

$$n_{рез} = \nu / \sqrt{i^2 B},$$

где ν — частота колебания лопатки, c^{-1} ; B — коэффициент пропорциональности между частотой вращения вала и колебаний лопаток, вызванных вращением:

$$B = 1,571 r_k / l + 0,193.$$

Для консольно заделанной лопатки переменного профиля со свободным концом

$$\nu = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ_k}{\rho f_k l^4}},$$

$$\alpha = 3,516 \sqrt{\frac{1 - 0,193\chi - 0,493\chi'}{1 - 0,807\chi - 0,493\chi'}}; \quad \chi = \frac{J_k - J_n}{J_k};$$

$$\chi = \frac{f_k - f_n}{f_k}; \quad \chi' = \frac{1}{J_k} \left(\frac{J_k + J_n}{2} - J_{cp} \right); \quad \chi' = \frac{1}{f_k} \left(\frac{f_k + f_n}{2} - f_{cp} \right).$$

Для надежной работы необходимо, чтобы при малых i число $n_{рез}$ не совпало с рабочей частотой вращения n . Рекомендуются

$$\Delta n = \frac{n - n_{рез}}{n} > 0,15 \text{ при } i = 2;$$

$$\Delta n > 0,08 \text{ при } i = 3;$$

$$\Delta n > 0,06 \text{ при } i = 4 \text{ и т. д.}$$

Критериями прочности лопаток являются: предел текучести $\sigma_{0,2}$, предел усталости σ_{-1} , предел ползучести $\sigma_{пл}$ и предел длительной прочности $\sigma_{дл}$. Ползучесть металла принимается во внимание при температуре выше 700 К для жаропрочных перлитных сталей и выше 750—790 К для аустенитных сталей. Под пределом ползучести обычно понимается величина $\sigma_{1/10^5}^t$, под пределом длительной прочности $\sigma_{B \cdot 10^5}^t$. В качестве коэффициентов запаса могут быть приняты $n_\tau = 2$; $n_{пл} = 1,3$; $n_{дл} = 2$.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

Вспомогательные системы ядерных энергетических установок

Глава 10

СИСТЕМЫ АВАРИЙНОГО РАСХОЛАЖИВАНИЯ И ЛОКАЛИЗАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ АВАРИЙ НА ЯЭУ

10.1. СИСТЕМЫ РАСХОЛАЖИВАНИЯ

Обеспечение безопасности при работе ЯЭУ, в первую очередь радиационной безопасности, — одна из важнейших задач, решаемых при проектировании установки в целом и ее наиболее ответственного элемента — ядерного реактора. При нормальной эксплуатации и при различного рода гипотетических аварийных ситуациях, включая максимально опасную аварию, при которой происходит потеря теплоносителя первого контура, выбросы радиоактивных веществ в окружающую среду не должны превышать уровней, установленных санитарными нормами.

Высокая степень радиационной безопасности современных ЯЭУ достигается выполнением сложного комплекса мероприятий и жестких требований при изготовлении и монтаже оборудования, при проектировании ЯЭУ (в особенности реакторной установки), правил эксплуатации и контроля. Тем не менее каждая ЯЭУ имеет специальные системы, которые даже в случае наиболее опасных аварийных ситуаций, хотя и маловероятных, должны свести их последствия к приемлемому минимуму. Понятно, что аварийные системы ЯЭУ могут быть ни разу не использованы за весь срок службы установки — это идеальная ситуация, однако согласно современным представлениям они обязательны для каждой установки.

Одно из принципиальных отличий ядерного реактора от других источников тепловой энергии — длительное неуправляемое выделение тепла в активной зоне вследствие распада продуктов деления после прекращения цепной реакции деления. Этот процесс предопределяется конструкцией гетерогенных реакторов, в которых продукты деления остаются в активной зоне вплоть до момента выгрузки отработавшего топлива. Поэтому реактор любого типа и назначения, проработавший некоторое время, требуется «расхолаживать» (охлаждать) до тех пор, пока интенсивность выделения тепла не упадет до достаточно низкого уровня. В этом случае выделяющееся тепло будет рассеиваться в окружающую среду, и

недопустимого перегрева наиболее ответственных внутриреакторных элементов конструкций не произойдет.

Расхолаживание реактора может быть осуществлено устройствами нормальной эксплуатации ЯЭУ и устройствами и системами аварийного расхолаживания, которые работают только при отказе устройств нормальной эксплуатации.

Расхолаживание реактора при нормальной эксплуатации ЯЭУ не вызывает никаких принципиальных трудностей в установках любых типов и назначений. Этот режим работы регламентирован соответствующими правилами и инструкциями по эксплуатации и периодически выполняется персоналом в соответствии с графиком работы. Например, расхолаживание блока АЭС с реактором РБМК осуществляется в следующей последовательности: в начальный период расхолаживание производится за счет сброса пара из сепараторов в конденсаторы турбин через быстродействующее редуцирующее устройство (БРУ-К) или через подобное устройство в барботеры (БРУ-Б) и технологические конденсаторы (рис. 10.1). Имеется возможность сброса пара в деаэраторы турбин (через БРУ-Д). При снижении температуры в контуре многократной принудительной циркуляции до 453 К (давление приблизительно 1,0 МПа) в работу включаются два насоса расхолаживания СЭ 800—100 подачей 800 м³/(ч·с), напором 1,0 МПа. Вода забирается от водяных перемычек барабанов-сепараторов пара и поступает в доохладители продувки, где охлаждается до 323 К. Затем по трубопроводам возврата продувочной воды она посту-

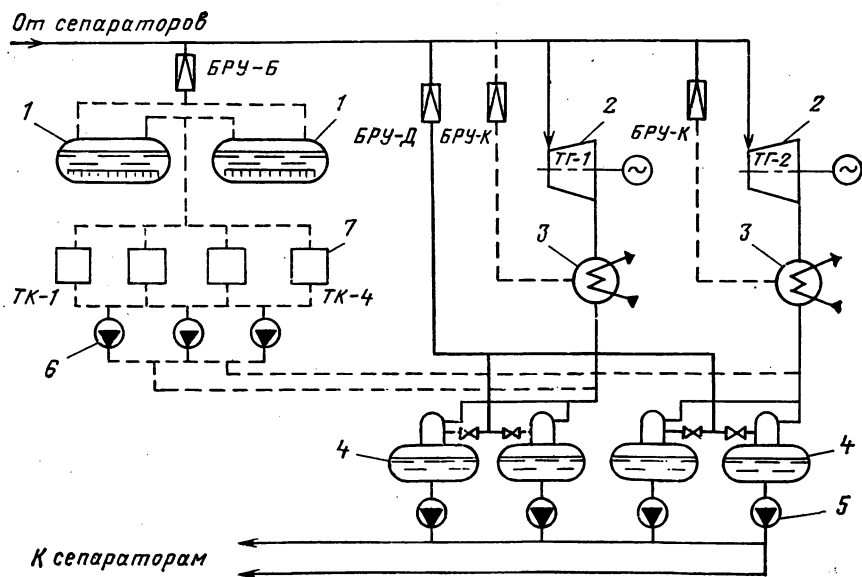


Рис. 10.1. Схема сброса пара при остановке реактора РБМК:

1 — барботер; 2 — турбогенератор; 3 — конденсатор; 4 — деаэратор; 5 — питательный насос с электроприводом; 6 — конденсатный насос; 7 — технологический конденсатор

пает в смесители питательного узла. В доохладителях вода охлаждается водой промежуточного контура с расходом 2120 м³/ч. По мере спада остаточного тепловыделения в активной зоне реактора расход контурной воды в доохладителях сокращается путем прикрытия задвижек на напоре насосов или отключением одного из насосов расхолаживания.

Расхолаживание двухконтурной ЯЭУ с реактором ВВЭР-440 осуществляется примерно в такой же последовательности. При температуре воды в первом контуре 473—513 К и давлении 5,0 МПа производится отключение всех ГЦН и осуществляется переход на естественную циркуляцию воды через реактор. От номинальных параметров пара до температуры 393—403 К первый контур расхолаживается в паровом режиме. Пар с парогенераторов сбрасывается в конденсаторы турбин. Парогенераторы подпитываются аварийными питательными насосами из деаэраторов турбин. При достижении температуры в первом контуре примерно 393 К эффективность парового расхолаживания становится очень низкой и происходит переход на водо-водяной режим расхолаживания. Паровая трасса от парогенератора до технологического конденсатора заполняется водой из деаэраторов турбин, и начинает работать один насос расхолаживания. Первый контур охлаждается до температуры 323—333 К на выходе из активной зоны реактора.

Устройства и системы аварийного расхолаживания должны срабатывать в тех ситуациях, когда отвод тепла из активной зоны реактора указанными выше способами невозможен. Этих причин может быть несколько, и на основе их анализа можно выбрать наиболее надежную схему для аварийного расхолаживания.

Наиболее сложно осуществить аварийное расхолаживание в случае внезапной и быстрой потери теплоносителя первого контура. Подобная авария может произойти, например, в установках с реакторами ВВЭР при разрыве главной циркуляционной петли (максимальная проектная авария). В реакторах РБМК в качестве наиболее серьезной аварии рассматривается возможный разрыв главного напорного коллектора или одного из групповых коллекторов, через которые вода поступает в технологические каналы активной зоны. В реакторах с газовым охлаждением разуплотнение первого контура в любой его части также приводит к полной или частичной потере давления теплоносителя. Понятно, что во всех указанных случаях для предотвращения перегрева элементов активной зоны необходимо использовать систему аварийного расхолаживания. Ситуация может стать еще более сложной, если одновременно с потерей теплоносителя произойдет обесточивание ЯЭУ — через небольшой промежуток времени, определяемый выбегом, перестанут работать циркуляционные насосы.

Таким образом, система аварийного расхолаживания любого ядерного реактора должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) обеспечивать отвод остаточного тепловыделения в активной зоне реактора;

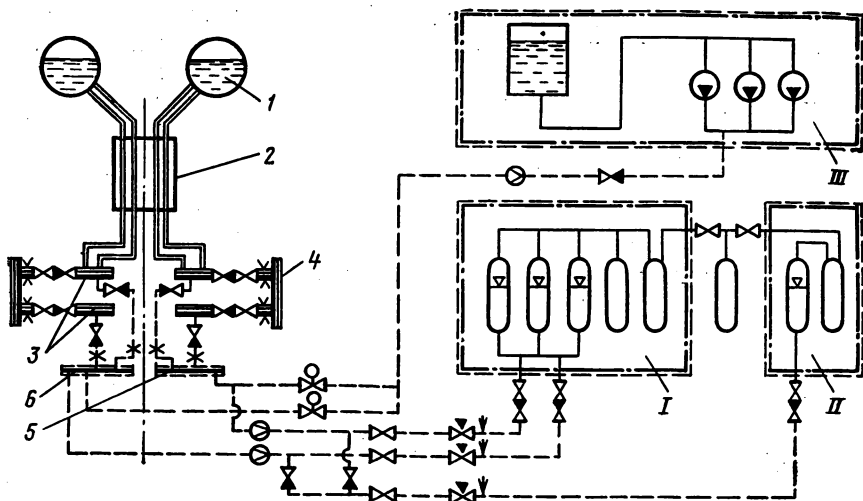


Рис. 10.2. Система аварийного охлаждения реактора РБМК:

1 — сепаратор; 2 — реактор; 3 — групповые коллекторы; 4 — напорный коллектор; 5 и 6 — правый и левый коллекторы САОР

2) в необходимых случаях частично или полностью компенсировать утечку теплоносителя из первого контура в начальный момент аварии (если теплоносителем является вода);

3) для повышения надежности иметь двух- или более кратное резервирование;

4) иметь автономные источники энергии для привода собственных циркуляционных устройств.

Рассмотрим принцип построения и работу систем аварийного расхолаживания некоторых ЯЭУ. Система аварийного расхолаживания реактора РБМК способна обеспечить отвод остаточного тепловыделения при разрыве любого трубопровода контура многократной принудительной циркуляции, включая полный разрыв напорного коллектора диаметром 900 мм. В момент разрыва расход утечки воды составит примерно 46 т/с. Система состоит из трех взаимосвязанных подсистем (рис. 10.2): основной I, вспомогательной подсистемы II и подсистемы длительного расхолаживания III.

Основная подсистема предназначена для охлаждения аварийной половины активной зоны при разрыве трубопровода любого диаметра одного из двух независимых контуров многократной принудительной циркуляции вплоть до момента включения в работу подсистемы длительного расхолаживания. В состав подсистемы входят гидроаккумулирующие емкости с запасом воды около 120 м³ и подключенные к ним газовые баллоны для передавливания воды в реактор. Давление газа в баллонах свыше 10,0 МПа, объем газа 155 м³. Из емкостей охлаждающая вода подается в левый или правый коллектор системы аварийного расхолаживания

по отдельным трубопроводам диаметром 300 мм, на которых установлены нормально открытая запорная арматура, обратный клапан и быстродействующие клапаны. Из коллектора системы аварийного расхолаживания вода поступает в групповые коллекторы основного контура и затем в каналы аварийной половины реактора. Включение основной подсистемы в работу происходит путем открытия быстродействующего клапана при появлении сигнала повышения давления в помещениях, где проходят трубопроводы контура многократной принудительной циркуляции (признак разрыва контура) или любого из двух сигналов: снижение уровня воды в сепараторах или снижение перепада давления между сепаратором и напорным коллектором — признаки выбора аварийной половины контура. Таким способом исключается включение аварийной системы при любых других авариях, не связанных с разгерметизацией контура реактора.

Вспомогательная подсистема способна обеспечить охлаждение 40—43 каналов, подключенных к одному групповому коллектору в случае его разрыва до обратного клапана. Подсистема построена по тем же принципам. Однако запас воды здесь равен 5 м³. Давление выдавливающего воду газа близко к давлению в контуре (около 8,5 МПа), что исключает излишний выброс воды через неаварийные коллекторы. Открытие быстродействующего клапана, включающего подсистему в работу, производится по сигналу повышения давления в помещениях контура циркуляции теплоносителя.

Основная и вспомогательная подсистемы обеспечивают аварийное охлаждение активной зоны в течение 2 мин с момента начала рассматриваемых аварий. За это время в работу включается подсистема длительного расхолаживания, в состав которой входят специальные аварийные насосы и баки с запасами воды. Подсистема обеспечивает в течение первого часа расход воды через аварийную половину реактора не менее 500 м³/ч. По мере снижения тепловыделения в реакторе расход снижается до 90—100 м³/ч.

В процессе совершенствования корпусных реакторов с водой под давлением и с кипящей водой подход к проектированию систем аварийного охлаждения активной зоны (САОЗ) существенно изменился. В установках первого поколения предусматривалась лишь компенсация утечек из первого контура за счет воды, запасенной в компенсаторе давления (рис. 10.3, а). В реакторах ВВЭР-440 при образовании течи в первый контур подается раствор борной кислоты, что гарантирует ядерную безопасность в аварийных ситуациях.

На рис. 10.4 показана принципиальная схема аварийной борной системы реактора. В систему входят две независимые группы насосов аварийной подпитки первого контура. Одна группа насосов подает раствор борной кислоты из бака с аварийным запасом в реактор через чехлы СУЗ в крышке реактора, а другая — непосредственно в трубопроводы первого контура. В каждой группе

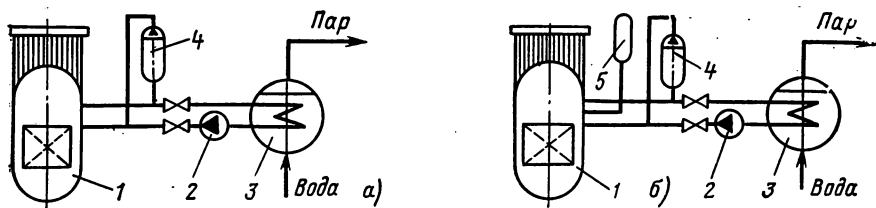


Рис. 10.3. Схемы реакторных контуров с ВВЭР-440 (а) и ВВЭР-1000 (б):
1 — реактор; 2 — циркуляционный насос; 3 — парогенератор; 4 — компенсатор давления;
5 — гидроаккумулирующая емкость САОЗ

два рабочих насоса и один резервный. В 70-х годах сложилось мнение, что САОЗ корпусных реакторов должны обеспечивать охлаждение активной зоны при разрыве главного циркуляционного трубопровода первого контура с одновременным обесточиванием циркуляционных насосов. Разработанные САОЗ включают в себя пассивные и активные элементы. Пассивными элементами являются гидроемкости, находящиеся под давлением газа (воздуха или азота). Теплоноситель автоматически поступает в первый контур, если давление в нем падает до установленного уровня (ниже 5,0 МПа). Через 15—30 с после возникновения аварийной ситуации в работу включаются насосы высокого давления. К этому

времени гидроемкости уже опорожняются. Поскольку остаточное тепловыделение в активной зоне за указанное время снижается до 2—3 % номинальной мощности, то производительность насосов высокого давления равна примерно $\frac{1}{10}$ расхода, создаваемого гидроемкостями. Через несколько минут в работу включаются насосы

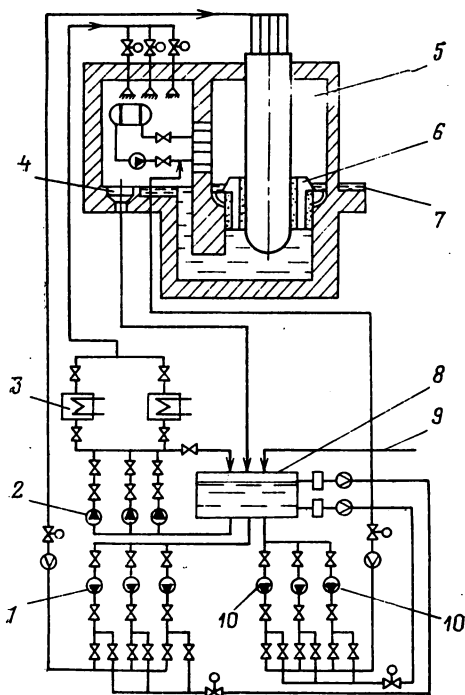


Рис. 10.4. Принципиальная схема аварийной борной системы ВВЭР-440:

1 — насосы аварийной подпитки через челлы приводов СУЗ; 2 — насосы спринклерной установки; 3 — теплообменники спринклерной установки; 4 — приемок сброса раствора борной кислоты; 5 — зона патрубков в шахте реактора; 6 — кольцевой бак защиты; 7 — уровень раствора борной кислоты; 8 — бак аварийного запаса раствора борной кислоты; 9 — подвод борной воды и дистиллята; 10 — насосы аварийной подпитки через петли

низкого давления, обеспечивающие съем остаточного тепловыделения в течение длительного времени. Залив борированной воды осуществляется по замкнутому циклу. САОЗ может подключаться непосредственно к корпусу реактора через специальные трубопроводы в зоне патрубков (см. рис. 10.3, а) или к холодной части пеллет первого контура. Все указанные системы обязательно дублируются, если в них нет активных компонентов, и выполняются тройными, если есть активные компоненты. Отметим, что подсистемы гидроаккумуляторов считаются активными из-за наличия в них обратных или быстродействующих клапанов.

Системы аварийного расхолаживания реакторов на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем должны обладать еще более высокой надежностью по сравнению с рассмотренными выше системами с водным теплоносителем. Это обусловлено очень высокой энергонапряженностью активной зоны и теплофизическими свойствами натрия. Действительно, если принять за начальный уровень остаточного тепловыделения 5 % номинальной мощности реактора, то при энерговыделении на номинальном режиме 500—1000 МВт/м³ остаточное тепловыделение составит 25—50 МВт/м³. Такой уровень характерен, например, для номинального режима кипящих водо-водяных реакторов. Резкие изменения расхода натрия могут привести к перегреву или тепловым ударам в элементах реактора, особенно в массивных элементах, и вызвать их разрушение. Поэтому системы аварийного расхолаживания (рис. 10.5) в данном случае должны обеспечить не только отвод остаточного тепла (количественный фактор), но и согласование скорости и времени изменения мощности установки и расхода теплоносителя при различного рода «планируемых» аварийных ситуациях (качественный фактор).

Для реакторов на быстрых нейтронах максимальной планируемой аварией является полная потеря электрического питания как от внешних, так и от собственных аварийных источников энерго-

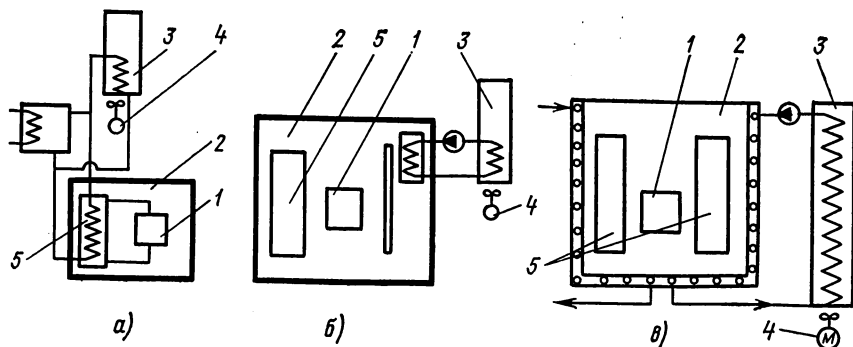


Рис. 10.5. Принципиальные схемы систем аварийного расхолаживания реакторов на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем БОР-60 и БН-350 (а), SNR (б), «Феникс» (в):

1 — активная зона; 2 — бак реактора с натрием; 3 — теплообменник аварийного расхолаживания; 4 — газодувка воздуха; 5 — теплообменник I—II контура

снабжения; полная потеря теплоносителя считается событием невероятным. На случай полной потери питания предусматриваются аккумуляторные батареи, посредством которых осуществляется привод электродвигателей ГЦН в течение примерно 1 ч после аварии. В дальнейшем теплота отводится естественной конвекцией или через теплообменники второго контура в воздух или через специальный контур аварийного охлаждения. Такой контур может быть расположен как в корпусе реактора, так и вне его, например, на наружной поверхности корпуса (рис. 10.5, в).

Системы аварийного расхолаживания проектируемых и строящихся ВТГР существенно проще аналогичных систем рассмотренных выше типов реакторных установок, что связано со следующими особенностями ВТГР: 1) физически невозможна полная утечка теплоносителя из первого контура при любой аварийной ситуации — возможен сброс давления с 4,0—5,0 МПа до давления под защитной оболочкой или даже в случае ее разрушения до атмосферного давления; 2) с применением твэлов на графитовой основе существенно повышается температура разрушения твэла (температура сублимации графита 3800 К) и значительно увеличивается теплоемкость единицы объема активной зоны реактора (в активной зоне примерно 0,9 т графита на 1 м³). Последнее обстоятельство очень важно, так как даже при полном отсутствии теплосъема опасный уровень температур в активной зоне из-за остаточного тепловыделения достигается примерно через 1—2 ч после потери давления и остановки реактора. Кроме того, с применением корпусов давления из предварительно напряженного железобетона в сочетании с интегральной компоновкой оборудования первого контура практически исключается элемент внезапности при аварии с утечкой теплоносителя.

Ввиду указанных особенностей ВТГР системы аварийного расхолаживания в данном случае предполагается выполнять в виде независимых контуров, располагаемых внутри корпуса реактора

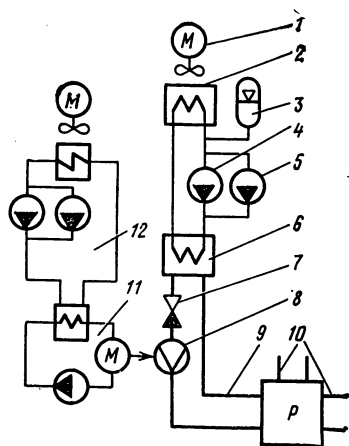


Рис. 10.6. Система аварийного расхолаживания реактора НТР-1160 (ФРГ):

1 — газодувка воздуха; 2 — теплообменник вода — воздуха; 3 — компенсатор объема; 4 — циркуляционный насос водяного контура; 5 — резервный насос; 6 — теплообменник гелий — вода; 7 — обратный клапан; 8 — газодувка контура аварийного расхолаживания; 9 — гелиевые независимые контуры аварийного расхолаживания; 10 — параллельные петли; 11 — контур охлаждения двигателя газодувки; 12 — контур отвода тепла в воздух

и включаемых параллельно основному оборудованию (рис. 10.6). Каждый контур системы аварийного расхолаживания (обычно их не менее двух) имеет собственный теплообменник расхолаживания и собственную газодувку с независимым от энергопитания ЯЭУ приводом дизель-генератором, паровой или водяной турбиной. Для отвода остаточного тепловыделения, начиная с уровня примерно 1 % номинальной мощности реактора, можно использовать и систему охлаждения бетонного корпуса реактора, имеющую высокую надежность.

10.2. СИСТЕМЫ ЛОКАЛИЗАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ АВАРИЙ

В случае возникновения аварийной ситуации, при которой разгерметизируется первый контур ЯЭУ, возникает задача о локализации последствий аварии. Системы локализации должны полностью исключить возможность попадания радиоактивных веществ в окружающую среду.

В состав *системы локализации* входят две группы устройств: герметичные помещения и боксы в здании АЭС, а также герметичная защитная оболочка для всего оборудования первого контура и системы, обеспечивающие внутри герметичных помещений и оболочки определенное расчетное давление, т. е. предохраняющие их от разрушения при аварии, связанной с потерей теплоносителя. Последние системы обязательны для установок с водным теплоносителем.

На первых ВВЭР-440 и всех РБМК герметичная защитная оболочка не обязательна. Все оборудование первого контура расположено в связанной системе боксов за биологической защитой реактора. При появлении течи теплоносителя в одном из боксов давление в нем возрастает. Когда давление достигает определенного значения, обычно не более 0,5 МПа, срабатывают предохранительные клапаны и подключается следующий бокс и т. д.

Современные корпусные реакторы с водой под давлением и кипящие как обязательный элемент системы безопасности содержат герметичную защитную оболочку (рис. 10.7). Изготовленная из предварительно напряженного железобетона (реже из стали) оболочка может принять в полном объеме весь теплоноситель из первого контура. С этим связана ее значительная вместимость (до $\sim 10^5$ м³). При аварии давление в оболочке может достигать 0,4—0,5 МПа. Подобные оболочки установлены, например, на последних реакторах ВВЭР-440 и реакторах ВВЭР-1000. По форме оболочки чаще всего цилиндрические, хотя могут быть и сферическими.

Как отмечалось выше, для поддержания определенного давления внутри герметичных помещений на АЭС используются специальные системы. Спринклерные системы производят впрыск воды в аварийные помещения. Испаряясь, эта вода отводит теплоту от попавшего в результате аварии в данное помещение теплоносителя первого контура, т. е. способствует его конденсации. Сприн-

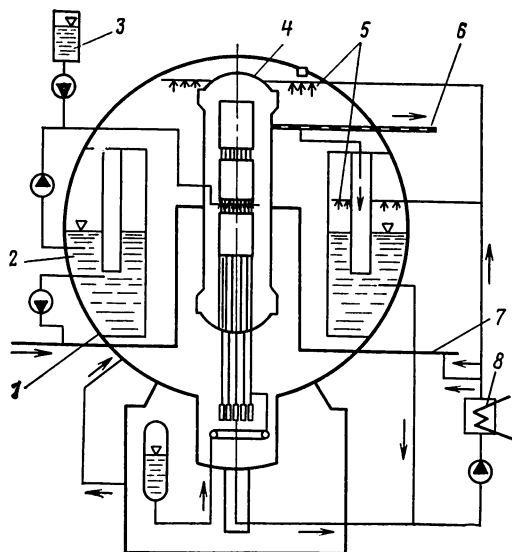


Рис. 10.7. Система аварийного расхолаживания и локализации аварий корпусного кипящего реактора с защитной оболочкой:

1 — защитная оболочка; 2 — бассейн-барботер; 3 — емкость САОЗ; 4 — корпус реактора; 5 — спринклерные установки; 6 — отвод пара на турбину; 7 — подвод питательной воды; 8 — теплообменник

клерные установки в зависимости от места расположения могут иметь различную производительность. Наиболее мощная система работает внутри защитной оболочки. Например, производительность спринклерной системы на реакторе ВВЭР-1000 составляет 850 т/ч. В состав спринклерных систем входят также емкости с водой и специальные спринклерные насосы.

Для полного исключения ситуаций, при которых радиоактивный пар может попасть в атмосферу, на АЭС предусматривают барботеры — теплообменники смешения, в которых происходит кон-

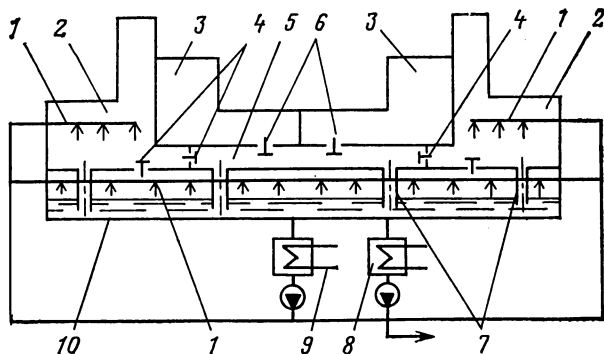


Рис. 10.8. Принципиальная схема системы локализации для реактора типа РБМК:

1 — спринклерные установки; 2 — боксы; 3 — помещения нижних водяных коммуникаций и раздаточных групповых коллекторов; 4 — клапаны; 5 — парораспределительный коридор; 6 — обратные клапаны; 7 — трубы; 8 — теплообменник системы аварийного охлаждения реактора; 9 — теплообменник спринклерной системы; 10 — бассейн-барботер

денсация радиоактивного пара. На одноконтурных АЭС с кипящими реакторами несколько барботеров способны принять полный расход пара, вырабатываемого реактором. В этом случае барботер представляет собой герметичный металлический сосуд объемом 150—200 м³, на $\frac{2}{3}$ заполненный водой. После прохождения быстродействующего редукционного устройства через распределительные гребенки пар сбрасывается в воду.

В нижних помещениях АЭС, под шахтой реактора, могут быть расположены бассейны-барботеры, в которые сбрасывается пар из аварийных боксов и помещений. На рис. 10.8 представлена принципиальная схема локализации аварий реактора РБМК. Использован замкнутый контур циркуляции воды в спринклерной системе и бассейне-барботере, исключающий возможность выхода радиоактивности в окружающую среду. Съем тепла осуществляется технической водой через теплообменник спринклерной системы. Отметим, что бассейн-барботер здесь используется также в качестве хранилища воды подсистемы длительного расхолаживания реактора (см. рис. 10.2).

Глава 11

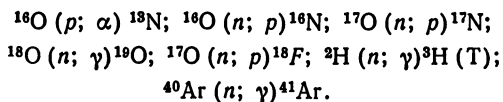
СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ И ПОДПИТКИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

11.1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОТЕКАЮЩИЕ В КОНТУРАХ ЯЭУ

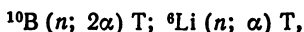
Работа ЯЭУ сопровождается весьма существенными физико-химическими процессами, протекающими в ее контурах. Это связано прежде всего с тем, что ядерный реактор является мощным источником ионизирующего излучения, а также с коррозионным воздействием теплоносителя на конструкционные материалы.

Радиационные процессы в первом контуре. 1. Образование новых изотопов. При взаимодействии ионизирующего излучения с теплоносителем и находящимися в нем примесями образуются радиоактивные нуклиды, служащие дополнительным источником активности, что приводит к повышенной радиоактивности самого теплоносителя. Условно различают газовую, осколочную активность теплоносителя, а также активность примесей в теплоносителе.

Газовая активность водного теплоносителя вызывается образованием радиоактивных нуклидов, например, по следующим реакциям:



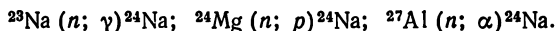
Наибольшую опасность из новообразованных нуклидов представляет изотоп азота ^{16}N . Накопление трития ^3H может происходить также в результате реакций



первая из которых может иметь место при регулировании реактивности реактора с помощью раствора борной кислоты, а вторая — при использовании гид-

роокиси лития для поддержания щелочной реакции теплоносителя и нейтрализации борной кислоты.

Активация примесей вносит существенный вклад в радиоактивность теплоносителя. Речь идет прежде всего о естественных примесях: растворенных в теплоносителе солях натрия, кальция, магния и др. Одним из нуклидов, вносящих существенный вклад в радиоактивность примесей, является ^{24}Na с периодом полураспада 15 ч, который излучает жесткие γ -кванты. Образуется этот нуклид по реакциям:



В связи с такого рода активацией примесей водный теплоноситель первого заполнения, так же как и подпиточная вода, должен быть не только умягчен, но и деонизирован.

Введенные для разных целей в первый контур вещества также могут активироваться.

Так, в СССР получило распространение добавление в теплоноситель едкого кали при регулировании реактивности реактора, при этом образуется радиоактивный нуклид ^{42}K с периодом полураспада 12,4 ч по реакции $^{41}\text{K}(n; \gamma)^{42}\text{K}$. Однако содержание ^{41}K в природной смеси не превышает 6,9 %, поэтому вклад активности ^{42}K в общую активность теплоносителя мал.

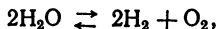
Активность теплоносителя вызывается также коррозией активированных материалов активной зоны и активацией продуктов коррозии конструкционных материалов контура в процессе их миграции через активную зону. Основные реакции, по которым происходит активация продуктов коррозии, приведены в § 13.3. Радиоактивные примеси могут осаждаться в различных местах контура и тем самым сильно затруднять обслуживание оборудования.

Осколочная активность теплоносителя является результатом попадания продуктов деления ядерного топлива при работе с поврежденными твэлами. Обычно различают две стадии повреждения твэлов: 1) газовые неплотности, когда в теплоноситель попадают нуклиды благородных газов (криптона и ксенона) и осколки деления, летучие при рабочей температуре твэлов (йод, бром, цезий); 2) повреждения, сопровождающиеся контактом топлива с теплоносителем, что может привести к попаданию в контур нелетучих нуклидов (молибдена, церия и др.), не говоря уже о возможном выносе в контур частиц топлива. Последние, как и примеси в теплоносителе, загрязняют первый контур.

2. *Радиолиз водного теплоносителя.* Это процесс разложения воды под действием ионизирующего излучения. Вследствие специфических условий реакторной установки (высоких температур, дополнительных химических добавок в теплоноситель первого контура) процесс радиолиза может изменяться. Если для радиолиза чистой воды при низкой температуре реакция имеет вид:



то, например, для первого контура реакторов с водой под давлением



а в кипящих реакторах радиолиз протекает в условиях, особо благоприятствующих разложению водного теплоносителя, так как водород и кислород удаляются вместе с паром и концентрация продуктов радиолиза в водной фазе стремится к нулю.

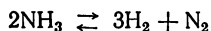
Кроме водорода H_2 , кислорода O_2 и перекиси водорода H_2O_2 , при радиолизе воды могут образовываться также H , OH , HO_2 и др. Обычно на практике радиолиз водного теплоносителя не вызывает заметных изменений его физико-химических свойств. Однако следует иметь в виду возможность вторичных неблагоприятных явлений в результате радиолиза:

отрицательное влияние некоторых продуктов разложения воды на коррозионную стойкость конструкционных материалов;

возможность образования взрывоопасной смеси кислорода и водорода;

отрицательное влияние газообразных продуктов разложения на условия теплопередачи и на реактивность реактора.

Бороться с этими неблагоприятными факторами можно, вводя в теплоноситель водород, который при концентрации больше 30 н. мл/кг практически полностью подавляет процессы радиолиза воды. Для поддержания необходимой концентрации водорода, обеспечивающей подавление процессов радиолиза в контур, как правило, вводят аммиак, в результате разложения которого по реакции



создается необходимая концентрация водорода в водном теплоносителе.

Химические процессы в контуре. Основные химические процессы в контуре связаны главным образом с коррозией конструкционных материалов и появлением отложений на теплопередающих поверхностях. Из наиболее важных видов коррозии реакторных материалов следует упомянуть межкристаллитную коррозию аустенитных нержавеющих сталей, связанную с уменьшением содержания хрома по границам зерен по сравнению с их центрами, а также коррозионное растрескивание под напряжением. С повышением содержания в водном теплоносителе кислорода и хлорид-иона значительно увеличиваются скорости протекания этих коррозионных процессов. В ряде случаев повышенное содержание кислорода может вызвать ускоренную коррозию и циркониевых сплавов, особенно в щелочной среде.

Очень важной характеристикой теплоносителя, от которой зависят скорость и вид коррозии, характер коррозионного процесса, количество переходящих в воду продуктов коррозии, их дисперсный состав, является значение pH, характеризующее активность водородных ионов. Наиболее заметно проявляется влияние pH теплоносителя на коррозию сталей перлитного класса и алюминия: с повышением pH до 9—10 можно снизить в несколько раз и скорость коррозии и скорость перехода продуктов коррозии в воду. Однако превышение этих значений может привести в некоторых случаях к щелочному растрескиванию сталей.

Осаждения на теплопередающих поверхностях вызываются также солями жесткости, что особенно важно для кипящих реакторов. Наиболее опасны разного рода отложения на поверхностях твэлов, поскольку приводят к ускорению коррозии их оболочки.

Чтобы снизить вредное влияние описанных процессов, необходимо при эксплуатации ЯЭУ поддерживать концентрации различных примесей в теплоносителе на определенном уровне, что требует значительных усилий, затрачиваемых на очистку теплоносителя.

Следует отметить, что разнообразные физико-химические процессы в контуре с теплоносителем имеют место и при использовании газообразных и жидкометаллических теплоносителей. В жидкометаллический теплоноситель могут попа-

дать металлические и неметаллические примеси (продукты коррозии конструкционных материалов, различные газы, попадающие в контур и реагирующие с теплоносителем и конструкционными материалами). Примеси в жидкометаллическом теплоносителе могут в ряде случаев привести к закупорке узких проходных сечений в активной зоне.

В газообразный теплоноситель возможно проникновение влаги из второго контура, что ведет к коррозии конструкционных материалов. Кроме того, возможно взаимодействие некоторых газовых теплоносителей, например CO_2 , при определенных температурах с замедлителем (графитом), что ухудшает теплофизические свойства теплоносителя и т. д.

Все физико-химические процессы, имеющие место в контурах с теплоносителем, должны быть строго учтены при создании и эксплуатации ЯЭУ.

Чтобы избежать попадания в теплоноситель послемонтажных загрязнений, а также чтобы убедиться в высоком качестве монтажных работ, перед началом эксплуатации ЯЭУ производят подготовку и очистку контуров. Суть этой операции рассмотрим на примере АЭС с реактором ВВЭР. На первом этапе проводятся гидравлические испытания контура, которые заключаются в проверке герметичности контура, заполненного водным теплоносителем, последовательно при давлении 35, 12,5 и 14,0 МПа, а также в проверке прочности при давлении 17,5 МПа (рабочее давление примерно 14,0 МПа) с последующим инспекционным осмотром контура.

После гидравлической проверки герметичности контура и прочностных испытаний проводится его циркуляционная промывка, которая наряду с очисткой и отмывкой контура от послемонтажных загрязнений обеспечивает создание на внутренних поверхностях контура защитной окисной пленки. Циркуляционную промывку производят последовательно холодным (до 100 °С) и горячим (до 260 °С) теплоносителем. Во время промывки обеспечивается предварительное снятие гидравлических характеристик реактора и пеллет.

11.2. ОЧИСТКА ВОДНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Водный режим реакторов и парогенераторов. Водный режим реакторов стремятся вести таким образом, чтобы приостановить или свести к приемлемой интенсивности тех физико-химических процессов в контурах, которые неблагоприятно влияют на ход эксплуатации ЯЭУ. Прежде всего это — разнообразные коррозионные процессы, а также возрастание радиоактивности теплоносителя и оборудования контура вследствие активации различных примесей.

Ведение водного режима в значительной степени зависит от типа реактора. Для реакторов ВВЭР в настоящее время широко используется для регулирования реактивности борная кислота, которая вводится в теплоноситель. Она химически устойчива в радиационных условиях, хорошо растворима в воде, слабо влияет на коррозионные процессы. Однако в ее присутствии возрастает переход продуктов коррозии в воду, а также рН теплоносителя, что может увеличивать скорость коррозии сталей. Поэтому для нейтрализации борной кислоты в контур вводится щелочь: либо едкое кали (в СССР), либо гидроокись лития (за рубежом). Для поддержания требуемой концентрации водорода, который необходим для подавления процессов радиолиза, в состав теплоносителя добавляют аммиак. Такой водный режим называют *смешанным аммиачно-калиевым режимом при борном регулировании*. Он получил весьма широкое распро-

странение. Приведем нормы качества теплоносителя для ВВЭР при таком водном режиме:

pH	5,7—10,2
Концентрация:	
кислорода, мг/кг	≤0,01
хлорид-иона, мг/кг	≤0,1
водорода, мл/кг	30—60
продуктов коррозии в пересчете на катион железа, мг/кг:	
при стационарном режиме	≤0,2
при переходных режимах	≤1,0
борной кислоты (в зависимости от состояния активной зоны), г/кг	0—13,0
ионов калия, лития и натрия, мг-экв/кг	0,05—0,3
аммиака, мг/кг	>5,0

Содержание кислорода и хлорид-иона нормируется для уменьшения скорости коррозии конструкционных материалов, водорода — для подавления процессов радиолиза воды (см. § 11.1). Содержание продуктов коррозии ограничивается прежде всего из-за возможности их активации, а также из-за возможности появления отложений на поверхности твэлов. Нуклиды щелочных металлов также подвержены активации; кроме того, перещелачивание теплоносителя в ряде случаев может привести к щелочному растрескиванию сталей. Удельная активность продувочной воды реактора не должна превышать $3,7 \cdot 10^6$ Бк/кг.

Если для реакторов ВВЭР широко применяются скорректированные водные режимы, где на показатель pH и процесс радиолиза воздействуют введением специальных добавок и, кроме того, применяется регулирование реактивности с помощью борной кислоты, то для современных одноконтурных АЭС с кипящими реакторами почти повсеместно принят бескоррекционный водный режим, при котором ни в конденсат турбин, ни в реакторную или питательную воду корректирующие добавки для регулирования pH не вводятся, радиолиз не подавляется, борное регулирование не применяется. Приведем нормы качества питательной и реакторной воды АЭС с реактором РБМК:

	Питательная вода	Реакторная вода
Удельная электропроводность, мкСм/см	—	≤1,0
pH при 25 °С	$7,0 \pm 0,2$	6,5—7,2
Концентрация, мкг/кг:		
хлорид-иона (Cl)	≤4,0	≤100
кислорода (O ₂)	≤50	—
окислов железа (Fe)	≤10	≤200
окислов меди (Cu)	≤2,0	≤50

Опыт эксплуатации АЭС с кипящими реакторами показал, что выработанный для них бескоррекционный водный режим обеспечивает устойчивую работу основных конструкционных материалов конденсатно-питательного тракта, главным образом углеродистых сталей.

Основной задачей правильной организации водного режима парогенераторов является поддержание такого состава теплоносителя, который обеспечивал бы низкую скорость коррозии и предотвращал бы накипеобразование на поверхностях нагрева. Показатели качества воды второго контура приведены в § 6.6.

Ограничение общей жесткости обусловлено накипеобразованием на трубках парогенератора. Важно также ограничить содержание в питательной воде продуктов коррозии, поскольку с увеличением их выноса в парогенератор может сильно увеличиваться скорость подшламовой коррозии и железоокисного накипеобразования. Кремнесодержание нормируют с тем, чтобы избежать отложений в зоне сепаратора и в проточной части турбин.

Удельная активность воды парогенераторов нормируется на уровне 3,70 Бк/кг с тем, чтобы иметь возможность получать чистый нерадиоактивный пар.

В настоящее время на АЭС с ВВЭР применяется гидразинно-аммиачная обработка воды второго контура, которая предотвращает отложения продуктов коррозии на трубках парогенератора, а также способствует образованию защитной пленки на внутренней поверхности конденсатно-питательного тракта. Ввод аммиака обеспечивает поддержание необходимого показателя pH ($9,1 \pm 0,1$), а ввод гидразина (N_2H_4) дает возможность обескислородить питательную воду.

Очистка водного теплоносителя. Процесс очистки водного теплоносителя на АЭС можно разделить на два этапа: первый — приготовление химически обессоленной воды высокой чистоты для первичного заполнения контуров и для последующей их подпитки; второй — постоянная очистка теплоносителя, циркулирующего в контуре, а также вод бассейнов выдержки и перегрузки от различных примесей. Первый этап очистки проводят на так называемых установках химводоочистки (ХВО), а второй — на установках спецводоочистки (СВО) или конденсатоочистки (КО).

В ХВО (рис. 11.1) предусматриваются очистка исходной воды от механических примесей в механических фильтрах, удаление свободной кислоты в декарбонизаторах, а также ионная очистка в анионитовых и катионитовых фильтрах. В механическом фильтре, который заполняется, например, дробленым антрацитом, отделяются грубодисперсные загрязнения. Далее вода очищается в несколько приемов на ионообменных фильтрах.

Следует подчеркнуть, что ионообменная фильтрация в настоящее время — наиболее распространенный метод очистки водного теплоносителя. Он основан

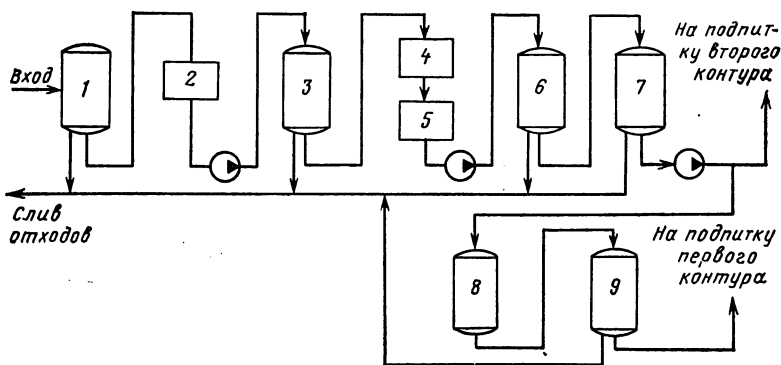


Рис. 11.1. Принципиальная схема химводоочистки:

1 — механический фильтр; 2 — бак осветленной воды; 3 — катионитовый фильтр I ступени; 4 — декарбонизатор; 5 — бак декарбонизированной воды; 6 — катионитовый фильтр II ступени; 7 — анионитовый фильтр I ступени; 8 — катионитовый фильтр III ступени; 9 — анионитовый фильтр II ступени

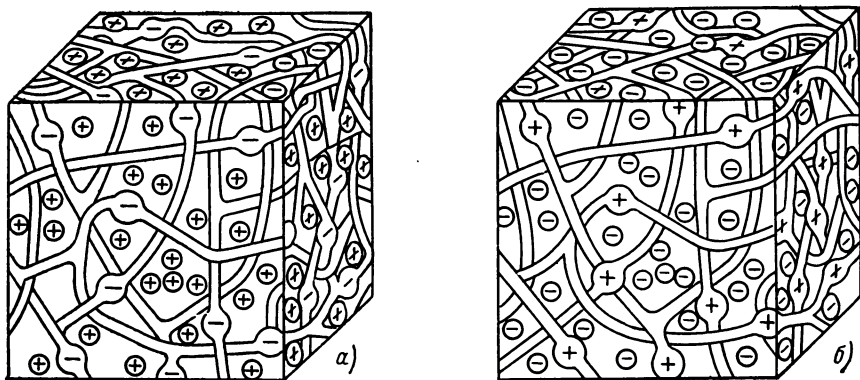


Рис. 11.2. Модели катионита (а) и анионита (б)

на способности некоторых материалов-ионитов, которые сами в воде практически не растворяются, изменять в нужном направлении ионный состав воды. В результате обмена ионами между водой и твердым веществом с ионной связью (ионитом) содержащиеся в воде ионы удерживаются ионитом, который отдает в воду эквивалентное количество ионов того же знака. Для очистки водного теплоносителя ЯЭУ применяют ионообменные материалы, являющиеся сополимерами стирола и дивинилбензола, которые обладают сетчатой структурой — матрицей, содержащей фиксированные ионы. Подвижные противоионы уравнивают заряд фиксированных ионов и способны к обмену. Различают иониты, способные обмениваться катионами, — *катиониты* и анионами — *аниониты* (рис. 11.2).

При катионировании водного теплоносителя обменными ионами, как правило, служат катионы водорода. Н-катионит поглощает из воды содержащиеся в ней катионы Ca^{2+} , Na^{+} и др., а в воду переходит эквивалентное количество ионов H^{+} . При анионировании из воды удаляют анионы Cl^{-} и др., а в воду переходят ионы OH^{-} , CO_3^{2-} и т. п. В зависимости от свойств ионита фильтры называются *катионитовыми* или *анионитовыми*. Фильтры могут загружаться не отдельно катионитом или анионитом, а их смесью — такие фильтры называют фильтрами смешанного действия (ФСД). Они обеспечивают очистку водного теплоносителя как от катионов, так и от анионов.

Между ионообменными фильтрами I и II ступеней системы ХВО установлен декарбонизатор, предназначенный для удаления из воды свободной углекислоты, содержание которой несколько возрастает после Н-катионирования I ступени. Удалять углекислоту необходимо для того, чтобы создать оптимальные условия для использования сильноосновного анионита. Удаляют ее с помощью аэрации воды воздухом в аппаратах башенного типа — декарбонизаторах.

Установка дополнительных ионитовых фильтров для очистки воды, подпитывающей первый контур, предусмотрена для того, чтобы исключить случайное попадание туда катионов натрия Na^{+} и анионов сильных кислот в результате либо плохой отмывки фильтров после их регенерации — восстановления работоспособности, либо истощения Н-катионитовых фильтров.

В результате работы системы ХВО получается химически очищенная вода, которая используется для заполнения контуров ЯЭУ, а также для их подпитки.

Система СВО включает в себя ряд установок, на которых производится: очистка продувочной воды первого контура, воды протечек первого контура, вод бассейнов выдержки и перегрузки, а также баков запаса борированной воды и удаление радиоактивных и нерадиоактивных продуктов коррозии и накипеобразующих примесей из продувочной воды парогенераторов. Как правило, установки СВО включают в себя механический фильтр, а также анионитовый и катионитовый фильтры (иногда используют ФСД). Кроме того, система СВО может включать в себя выпарные установки.

Вариант схемы очистки продувочной воды первого контура АЭС с реактором ВВЭР-1000 представлен на рис. 11.3. Чтобы преодолеть сопротивление установки очистки продувочной воды, как правило, используют напор ГЦН.

Для очистки теплоносителя одноконтурных АЭС с кипящими реакторами применяется система конденсатоочистки (КО). Она состоит из механических фильтров и ионитовых ФСД и предназначена для глубокой очистки всего турбинного конденсата как от взвешенных частиц, так и от растворимых примесей. В механических фильтрах осаждаются продукты коррозии и другие механические загрязнения, а ФСД обеспечивают ионную очистку. Очищенный конденсат через систему регенеративных подогревателей направляется в деаэратор. Конденсатоочистка обеспечивает степень очистки, соответствующую нормам качества питательной воды.

Кроме системы КО, на одноконтурных АЭС с кипящим реактором используется также байпасная продувка реакторной воды, которая имеет нагрузку, отличающуюся от той, которую несет КО, поскольку система очистки продувочной воды очищает воду от примесей, которые поступают в тракт от конденсатоочистки до реактора. Ее

основная роль сводится к предотвращению образования и накопления отложений на поверхности активной зоны. Расчет продувки реактора проводится аналогично расчету продувки парогенератора (см. гл. 6).

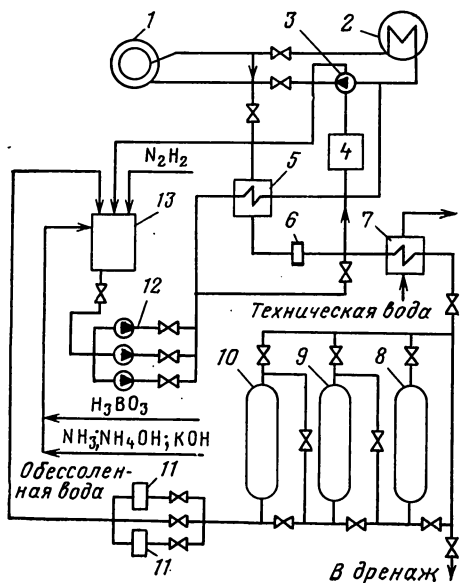


Рис. 11.3. Схема очистки реакторной воды для ВВЭР-1000 при смешанном аммиачно-калиевом режиме и борном регулировании:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — ГЦН; 4 — система уплотнения вала ГЦН; 5 — регенеративный теплообменник; 6 — дроссельное устройство; 7 — доохладитель; 8 — Н-катионитовый фильтр; 9 — NH_4 -К-катионитовый фильтр; 10 — анионитовый фильтр; 11 — механический фильтр; 12 — подпиточные насосы; 13 — бак подпиточных насосов

11.3. ОЧИСТКА ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

При создании и эксплуатации АЭС не удается избежать контакта жидкометаллического теплоносителя с загрязняющими его веществами, поэтому неизбежно появление в этом теплоносителе тех или иных примесей. Но чтобы обеспечить надежную работу реактора, необходимо поддерживать определенные концентрации примесей в жидкометаллическом теплоносителе в зависимости от вида конструкционных материалов и режимов эксплуатации. До настоящего времени еще не окончательно выяснено влияние примесей, присутствующих в жидкометаллическом теплоносителе, на конструкционные материалы, и их предельные допустимые концентрации окончательно не установлены. Чаще всего вопрос о предельно допустимых концентрациях примесей в жидкометаллическом теплоносителе решается полуэмпирическим путем применительно к конкретной сооружаемой установке.

Примеси в жидкометаллическом теплоносителе принято делить на металлические и неметаллические. В реальных условиях в теплоносителе присутствуют и те и другие. Наиболее распространенными металлическими примесями являются Са, Mg, Ва (которые могут находиться в теплоносителе в исходном состоянии, если он не подвергался специальной очистке); Fe, Ni, Cr (продукты коррозии, если основной конструкционный материал контура — сталь). Магний появляется и в результате β -распада радиоактивного нуклида ^{24}Na в теплоносителе:



Металлические примеси поступают в теплоноситель также при нарушении герметичности твэлов. Как правило, при нормальных условиях эксплуатации реактора металлических примесей в теплоносителе содержится сравнительно немного. Однако активация этих примесей в активной зоне приведет к дополнительному загрязнению оборудования первого контура, и потребуется его дезактивация (см. гл. 13). Превышение допустимых уровней концентрации некоторых примесей может привести к закупорке узких проходных сечений в активной зоне, а также к заклиниванию подвижных сочленений в узлах оборудования контура.

Среди основных неметаллических примесей следует указать O_2 , H_2 , C_2 , N_2 , загрязнение которыми происходит главным образом во время монтажных работ. Примеси могут попадать в контур также вместе с теплоносителем, причем в этом случае количество примесей зависит как от технологии производства, так и от условий хранения и упаковки жидкометаллического теплоносителя. В случае нарушения герметичности контура теплоноситель может загрязняться компонентами атмосферного воздуха. Дополнительными источниками неметаллических примесей могут быть:

- инертный газ, используемый в качестве защитного покрытия;
- окисные пленки и газы, адсорбированные на внутренних поверхностях оборудования и трубопроводов;
- выделение газов из конструкционных материалов;
- диффузия газов через стенки трубопроводов и оборудования;
- вода, попадающая в жидкий металл через микротрещины и другие негерметичности в теплообменных аппаратах.

Как правило, примеси в жидкометаллических теплоносителях находятся в виде оксидов, гидроксидов, нитридов, гидридов и т. д. В табл. 11.1 приведены

Таблица 11.1. Возможные примеси в жидком натрии

Вещество	ρ , г/см ³	$T_{пл}$, К
Натрий	0,93	371
Окись (Na_2O)	2,27	1405
Гидроокись (NaOH)	2,13	591
Карбонат (NaCO_3)	2,509	1124
Гидрид (NaNH)	0,92	1073

свойства некоторых примесей в натрии в сопоставлении со свойствами чистого натрия.

Для очистки жидкометаллических теплоносителей применяются следующие методы:

отстаивание: метод основан на том, что за счет разницы плотностей (табл. 11.1) примеси либо осаждаются на дно сосуда, либо всплывают. Глубина очистки при отстаивании близка к концентрации насыщения примесей при соответствующей температуре. Процесс отстаивания обычно ведут при температурах, близких к температуре плавления теплоносителя;

фильтрация: кристаллы примесей удерживаются механическими фильтрами (сетчатыми, с размерами ячеек до 50 мкм; или из пористых материалов, с размерами пор до 10 мкм), изготовленными из материалов, стойких к жидкому металлу;

центробежная сепарация: используется, когда размеры частиц примесей составляют примерно 10 мкм и менее, так как в этом случае отстаивание требует значительного времени; в поле центробежных сил скорость осаждения значительно возрастает;

вакуумная дистилляция: обеспечивает очистку от примесей, парциальное давление паров которых заметно отличается от парциального давления пара жидкометаллического теплоносителя;

очистка с помощью холодных ловушек: этот метод является разновидностью метода фильтрации. Отличие состоит в том, что при обычной фильтрации не предусматривают специального охлаждения очищаемого теплоносителя, а в холодной ловушке перед фильтрами теплоноситель охлаждают, и примеси переходят в кристаллическую фазу в самом объеме ловушки. Это связано с тем, что растворимость различных примесей в жидкометаллических теплоносителях в сильной степени зависит от температуры. Для иллюстрации на рис. 11.4 приведена зависимость растворимости кислорода в калии, натрии и сплаве Na-K . Схематичное изображение одной из возможных конструкций холодных ловушек приведено на рис. 11.5. В ловушке различают три зоны: *I* — рекуперативную, в которой теплоноситель предварительно охлаждается до температур, при которых отсутствует осаждение примесей в рекуператоре; *II* — фильтрационную, в которой располагают набивные фильтры, выполняемые из нержавеющей проволоки (путанки), сеток, витой нержавеющей стружки с плотностью набивки 100—400 кг/м³, возрастающей по ходу движения теплоносителя; *III* — зону отстойника.

При прохождении теплоносителя через холодную ловушку он охлаждается; в результате концентрация насыщения примесей снижается. Избыток примесей выпадает в виде кристаллов. Можно выделить две основные стадии про-

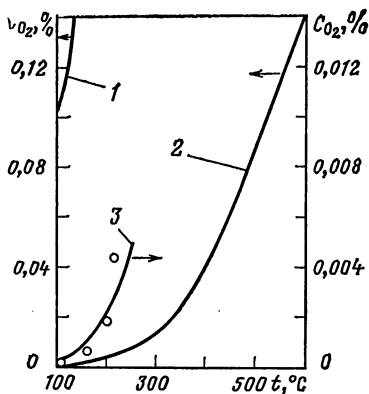


Рис. 11.4. Зависимость растворимости кислорода в калии (1), натрия (2) и сплаве Na—К (3) от температуры

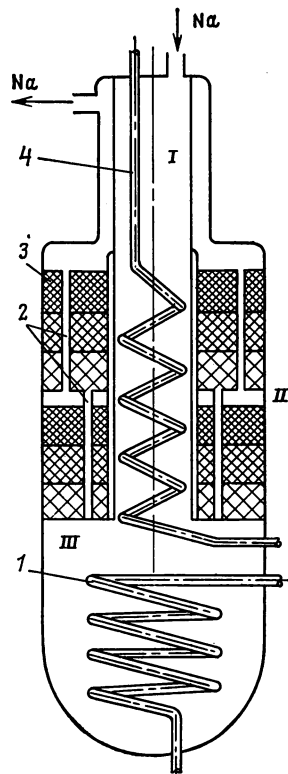


Рис. 11.5. Холодная ловушка:

1, 4 — змеевики холодильника; 2 — перепускные каналы; 3 — фильтрационная набивка

цесса очистки: 1) охлаждение до образования перенасыщенного раствора примесей; 2) их удаление. Чтобы максимально снизить значения предельных концентраций насыщения и тем самым повысить глубину очистки, теплоноситель в холодной ловушке охлаждают до максимально возможных температур (как правило, на 10—30 °C выше температуры плавления). Поэтому такие ловушки и называют холодными. Характеристиками холодной ловушки являются: предельное значение концентрации примесей, до которого можно очистить теплоноситель; производительность, определяющая скорость очистки теплоносителя до заданного уровня; емкость, определяемая суммарным количеством примесей, которое может накопить ловушка. Для охлаждения ловушек целесообразно использовать воздух, азот, а также сплав Na—К.

Холодные ловушки — наиболее удобное средство для очистки жидкометаллического теплоносителя как от металлических, так и от неметаллических примесей. Недостаток метода очистки жидкометаллического теплоносителя с помощью холодных ловушек состоит в том, что с его помощью нельзя очистить теплоноситель от тех примесей, растворимость которых не падает с понижением температуры. Кроме того, используя этот метод, принципиально нельзя снизить концентрацию примесей ниже уровня растворимости при их наиболее низкой температуре, допустимой по технологическим соображениям. Поэтому, если требуется уменьшить содержание примесей в жидкометаллическом теплоносителе ни-

же уровня, достижимого с помощью холодных ловушек, применяют метод геттерной очистки.

Метод геттерной очистки основан на способности некоторых материалов взаимодействовать с примесями, находящимися в теплоносителе. Такие материалы называют *геттерами*. Геттеры бывают легкорастворимые и труднорастворимые. Легкорастворимые геттеры, например кальций, вводят в расплавленный теплоноситель, где они восстанавливают металл из примеси. После этого новую образовавшуюся примесь удаляют с помощью фильтров или холодных ловушек. Остаточная концентрация геттера не должна приводить к возрастанию радиоактивности в контуре.

Труднорастворимые геттеры, например цирконий или титан, используют в виде тонких фольг, которые омываются жидкометаллическим теплоносителем. На поверхности фольги происходит реакция восстановления, и образующиеся соединения, например ZrO_2 , откладываются на поверхности. Для того чтобы повысить скорость реакции примеси с геттером, теплоноситель обычно подогревают до температур 875 К и более. Отсюда и применяемое иногда название геттерного метода очистки — *метод очистки с помощью горячих ловушек*. Схе-

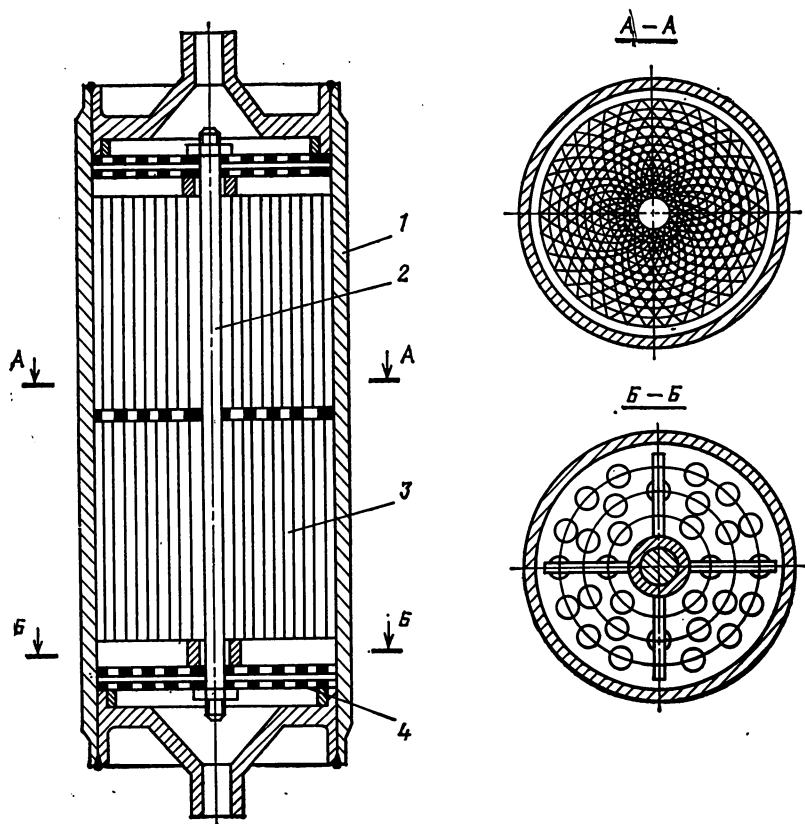


Рис. 11.6. Горячая ловушка:

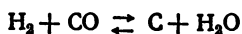
1 — корпус; 2 — стягивающая шпилька; 3 — фольга; 4 — сетчатый фильтр

матично конструкция горячей ловушки представлена на рис. 11.6. Основа горячей ловушки — пакеты из фольги толщиной 0,3 мм и более. Сетчатые фильтры предотвращают унос теплоносителем частиц окислов, которые могут отрываться от поверхности фольги. Следует иметь в виду, что с экономической точки зрения применять горячие ловушки следует лишь в тех случаях, когда глубина очистки жидкометаллического теплоносителя с помощью холодных ловушек недостаточна для нормального функционирования ядерного реактора.

11.4. ОЧИСТКА ГАЗООБРАЗНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Загрязнение газообразного теплоносителя может происходить различными путями: газами, реадсорбированными из конструкционных материалов; воздухом при перегрузке твэлов; водяным паром в случае утечек в парогенераторе; продуктами деления, в первую очередь газообразными и т. д. Кроме того, теплоноситель может загрязняться графитовой пылью, которая удаляется с помощью специальных фильтров или циклонных пылеуловителей.

Наиболее нежелательны в газообразном теплоносителе коррозионно-активные загрязнения: водяной пар, двуокись углерода CO_2 и кислород O_2 . Нежелательно также присутствие водорода H_2 и окиси углерода CO , поскольку это по реакции



может привести к переносу углерода и как следствие к науглероживанию трубок парогенератора.

Для очистки газообразных теплоносителей от загрязнений может быть использован целый ряд методов, как физических, так и химических. Коротко остановимся на важнейших.

Физические методы. Фракционная конденсация заключается в том, что очищаемый газ последовательно пропускают через вымораживающие камеры, охлаждаемые до все более низких температур, при которых происходят конденсация примесей. Сконденсированные примеси удаляют.

Адсорбция представляет собой поглощение вещества из газообразной среды поверхностным слоем твердого вещества, которое называют адсорбентом. В качестве адсорбентов используются активированный уголь, силикагель, окись алюминия и т. п. В последнее время широкое распространение получил такой вид адсорбентов, как «молекулярные сита». Они представляют собой кристаллы металлоалюминесиликатов (цеолита), активированные удалением кристаллизационной воды. В результате образуется пористый материал, имеющий структуру пчелиных сот со сквозными ячейками. Пропусканием через такое сито газообразного теплоносителя содержание CO_2 в нем может быть снижено до значений менее 1 млн^{-1} . Весьма эффективен адсорбционный метод для сушки газов. Например, используя силикагель, можно снизить точку росы у газа до 195 K ($0,002 \text{ г H}_2\text{O/м}^3$). Зачастую адсорбцию выгодно вести при низких температурах (до $85\text{--}95 \text{ K}$).

Диффузия — этот способ основан на законе Грэхема и Бунзена, согласно которому молекулы легких газов диффундируют через пористые стенки быстрее, чем молекулы тяжелых. Диффузионный метод очистки обладает избирательностью только к водороду и гелию.

Кроме упомянутых физических методов очистки газообразных теплоносителей, существуют еще такие методы, как термодиффузия, фракционная сублимация, но они пока не находят столь широкого распространения, как описанные выше.

Химические методы. В отличие от физических методов при химической очистке происходят химические взаимодействия твердых веществ или жидких растворов с примесями.

Удаление кислорода O_2 , как правило, проводят с помощью металлической меди, обычно в мелкодисперсном состоянии, при повышенной температуре (675—775 К). Таким путем удается снизить содержание кислорода до значений, меньших 1 млн^{-1} .

Удаление азота N_2 чаще всего осуществляют с помощью щелочных или щелочноземельных металлов, которые нагревают до высокой температуры.

Удаление водорода H_2 обеспечивают с помощью окиси меди при температуре свыше 545 К. Этот метод позволяет снизить содержание водорода в газе до значений, меньших 1 млн^{-1} .

Удаление углекислого газа (CO_2) производят с использованием едкого кали или едкого натра, которые надо применять во влажном состоянии.

Удаление окиси углерода (СО) весьма эффективно осуществлять, используя окись меди, которая окисляет СО до CO_2 при 575 К. Таким образом можно снизить содержание СО в газе до нескольких частей на миллион.

Удаление паров воды (осушение), как правило, осуществляют физическими методами. Наиболее распространенным химическим осушителем является пентаокись фосфора P_2O_5 .

На практике для очистки газообразного теплоносителя от водорода H_2 и окиси углерода СО наиболее часто используют мелкодисперсную окись меди, которая окисляет эти примеси до H_2O и CO_2 . Водяной пар и углекислый газ затем могут быть удалены физическими методами с помощью адсорберов (например, «молекулярных сит» или силикагеля). Весьма широкое распространение для очистки газообразных теплоносителей от различных примесей находит фракционная конденсация (вымораживание), а также использование химических фильтров. Очистка от продуктов деления достаточно эффективно осуществляется в фильтрах с активированным углем, а от разнообразных взвесей — в металлокерамических или сетчатых фильтрах.

Глава 12

ПЕРЕГРУЗКА ТОПЛИВА НА ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРАХ

12.1. СПОСОБЫ ПЕРЕГРУЗКИ ТОПЛИВА

Система перегрузки топлива предназначена для извлечения из активной зоны тепловыделяющих кассет с выгоревшим топливом, выгоревших кассет СУЗ, некоторых внутрикорпусных элементов и установки на их место новых. Конструктивное решение и состав системы определяются типом и конструкцией реактора, режимом перегрузки. В гомогенных реакторах (жидкосолевых, газозофазных), в высокотемпературных реакторах с засыпной активной

зоной из шаровых твэлов возможны непрерывная выгрузка выгоревшего топлива и введение в зону свежего. В гетерогенных реакторах, в которых активная зона состоит из тепловыделяющих сборок (ТВС) или каналов, содержащих твэлы, перегрузка обычно осуществляется периодически. При этом может перегружаться топливо либо по всей активной зоне, либо в ее какой-либо части. Перегрузка топлива в принципе возможна как на работающем на мощности реакторе, так и на остановленном и расположенном реакторе. В современных корпусных энергетических реакторах, работающих при достаточно высоких параметрах теплоносителя, перегрузку осуществляют, как правило, после остановки реактора, полного или частичного его расхолаживания и сброса давления теплоносителя, если это необходимо. Конструкция канальных реакторов позволяет проводить перегрузку отдельного рабочего канала на работающем на номинальной мощности реакторе.

Системы перегрузки топлива энергетических реакторов могут быть классифицированы следующим образом:

механизмы перегрузки, перемещающиеся по центральному залу и осуществляющие перегрузку при снятой крышке реактора (водоохлаждаемые корпусные реакторы);

разгрузочно-загрузочные машины (РЗМ), перемещающиеся по центральному залу и обеспечивающие герметичное подключение к внутриреакторному объему и автономное охлаждение выгружаемой кассеты (РБМК, БОР-60);

системы с манипулированием кассетами под крышкой реактора с последующей (обычно после достаточного расхолаживания) выгрузкой их из корпуса (БН-350, БН-600 «Суперфеникс», газовые реакторы на быстрых нейтронах в корпусах из предварительно напряженного железобетона).

Механизмы перегрузки или специальные РЗМ с помощью соответствующих координатных устройств различного типа наводятся на нужную тепловыделяющую кассету или канал, извлекают их и перевозят в хранилище выдержки, где топливо выдерживается до тех пор, пока остаточное тепловыделение и радиоактивность не спадут до допустимого по условиям транспортировки уровня. При значительном остаточном тепловыделении и высокой радиоактивности отработавших кассет необходимы их охлаждение и радиационная защита в процессе транспортировки из активной зоны к хранилищу выдержки. Это реализуется обычно двумя способами: транспортировкой кассеты под слоем теплоносителя (например, воды), являющегося и охладителем и защитой, или транспортировкой кассеты в специальном защитном контейнере (скафандре), в котором остаточная теплота от кассеты отводится с помощью автономной системы охлаждения.

Хранилище выдержки представляет собой бассейн, заполненный водой или другой жидкостью, в котором находятся специальные чехлы (ячейки) для установки отработавших кассет. После необходимой выдержки кассеты извлекают из бассейна, помещают в специальные контейнеры для транспортировки на пред-

приятия по переработке топлива. Кассеты с новым топливом размещают в хранилище свежих кассет, откуда их извлекают, транспортируют к реактору и устанавливают на место выгоревших.

В качестве примеров конкретной реализации перегрузки и транспортно-технологических операций с топливом рассмотрим описания систем перегрузки некоторых типов реакторов.

12.2. СИСТЕМЫ ПЕРЕГРУЗКИ ТОПЛИВА И ИХ ОСОБЕННОСТИ

В канальном уран-графитовом реакторе РБМК для перегрузки топлива предназначена специальная РЗМ, которая обеспечивает выполнение следующих операций:

перегрузку топлива на работающем и расхоленном реакторе;

проверку на проходимость тракта технологического канала калибром, имитирующим штатную кассету;

герметизацию технологического канала технологической пробкой;

герметизацию технологического канала аварийной пробкой;

механизированную ликвидацию некоторых аварийных ситуаций.

Перегрузка топлива на работающем реакторе осуществляется при рабочих параметрах технологического канала.

Схема РЗМ показана на рис. 12.1. РЗМ перемещается по центральному залу краном, состоящим из моста 19 и тележки 20, передвигающейся по мосту. К тележке крепится стальной цилиндрический контейнер 18 внутренним диаметром 770 мм и толщиной стенки 500 мм, являющийся биологической защитой. В нижней части контейнера имеется подвижная биологическая защита 14, перекрывающая зазор между низом контейнера и полом 13 центрального зала при перегрузке. Внутри контейнера располагается нижняя половина скафандра, ос-

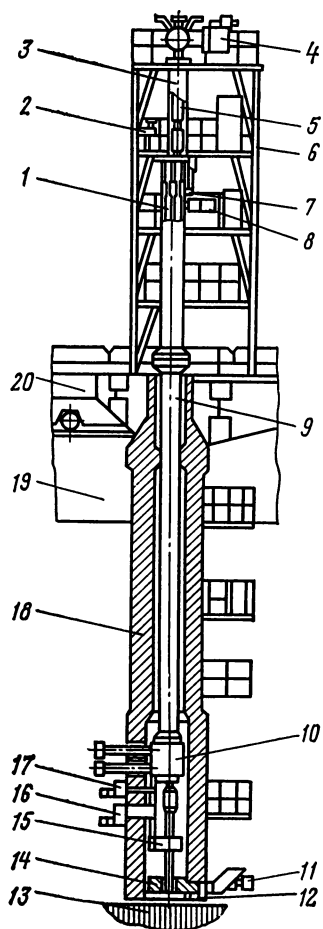


Рис. 12.1. Схема РЗМ реактора РБМК:

1 — магазин; 2 — технологическое оборудование; 3 — верхняя часть скафандра; 4 — привод перемещения и управления захватом; 5 — цепи управления и перемещения захвата; 6 — ферма; 7 — механизм перецепки; 8 — привод поворота магазина; 9 — средняя часть скафандра; 10 — запорное устройство; 11 — опто-телевизионная система наведения; 12 — контактная система наведения; 13 — пол центрального зала; 14 — подвижная биологическая защита; 15 — нижняя часть скафандра; 16 — ключ герметизации запорного устройства; 17 — механизм перемещений стыковочного патрубка; 18 — контейнер; 19 — мост; 20 — тележка

новного и наиболее ответственного элемента РЗМ, представляющего собой сосуд высокого давления. Скафандр (полная длина его примерно 25 м) состоит из четырех основных частей: верхней 3, средней 9, запорного устройства 10 и нижней 15. В верхней части расположены все механизмы, связанные с подъемом и опусканием подвески с ТВС.

Подъем и опускание ТВС производятся захватом с помощью привода перемещения и управления 4 захватом. Средняя часть скафандра состоит из корпуса (труба диаметром 600 мм, общей длиной 16,5 м), магазина 1 (труба диаметром 448 мм, общей длиной также 16,5 м), механизма перецепки 7 и привода поворота магазина 8. В магазине установлены четыре пеналя из труб диаметром 140 мм на всю длину магазина. Пеналы предназначены для размещения свежей и отработавшей ТВС, калибра и пробки. Запорное устройство обеспечивает открывание и закрывание рабочей зоны скафандра, отсечку рабочей полости технологического канала, аварийное закрывание полости технологического канала при выполнении аварийных работ на скафандре, биологическую защиту в нижней части скафандра при поднятой в магазин ТВС. Нижняя часть скафандра обеспечивает герметичное дистанционное соединение полости скафандра с технологическим каналом, а также герметизацию и разгерметизацию канала, для чего в ней имеется стыковочный патрубок с механизмом 17 его перемещения и шлейфы для подвода к подвижной части стыковочного патрубка турбинного конденсата, воздуха и электропитания.

В нижней части контейнера установлены две системы точного наведения РЗМ на необходимый технологический канал: опто-телевизионная система 11, которая является основной, и резервная контактная 12, которая применяется в случае потери видимости при парящем технологическом канале.

На тележке крана установлена ферма 6 с четырьмя площадками, на которых размещаются технологическое оборудование 2, необходимое для обеспечения РЗМ технической водой, конденсатом, воздухом, электрооборудование и контрольно-измерительные приборы.

Перегрузка топлива на работающем реакторе состоит из следующих основных операций. С места стоянки РЗМ подается к тренажерному стенду и после стыковки с соответствующими гнездами стенда последовательно забирает в пеналы калибр и технологическую пробку. Затем производится заполнение скафандра РЗМ конденсатом с температурой 303 К. После этого стыковочный патрубок скафандра стыкуется и уплотняется с головкой необходимого гнезда стенда, в котором установлена свежая ТВС. Гнездо и стыковочный патрубок заполняется конденсатом, открывается запорное устройство, свежая ТВС втягивается в пенал магазина, закрывается запорное устройство, конденсат из стыковочного патрубка и гнезда сбрасывается в канализацию.

После расстыковки с гнездом стенда РЗМ направляется к реактору для перегрузки необходимого технологического канала и

автоматически выходит на его координаты. Так же, как и на стенде, патрубок машины стыкуется и уплотняется с головкой канала, после чего стыковочный патрубок заполняется конденсатом, открывается запорное устройство и подпиточный насос создает в скафандре давление, несколько превышающее давление в канале. Захват опускается вниз и сцепляется с головкой ТВС, затем с помощью механизма герметизации и разгерметизации производится разгерметизация канала. После этого механизм подъема переводит ТВС на высоту 7,5 м в зону расхолаживания, где она выдерживается в течение 10 мин. Расхолаживание осуществляется холодным конденсатом, который начинает поступать из скафандра в канал сразу в момент разгерметизации канала.

По окончании выдержки ТВС в зоне расхолаживания механизм подъема втягивает ТВС в скафандр, и она устанавливается в пенале магазина. Калибром проверяется проходимость технологического канала в реакторе, и затем в него опускается свежая ТВС. Канал герметизируется, выключается подпиточный насос, давление в скафандре сбрасывается до атмосферного. Закрывается запорное устройство, проверяется герметизация канала, удаляется конденсат из полости стыковочного патрубка и после разуплотнения и расстыковки патрубка РЗМ с технологическим каналом машина направляется к узлу приема отработавших ТВС, где в одном из гнезд уже установлен чехол бассейна выдержки, заполненный конденсатом с температурой 303 К. РЗМ автоматически наводится на координаты подготовленного чехла, и после операций стыковки, уплотнения, заполнения стыковочного патрубка конденсатом, выгрузки отработавшей ТВС из скафандра в чехол, расстыковки РЗМ готова к перегрузке следующей ТВС.

При перегрузке машиной остановленного и расхолаженного реактора возможны выгрузка двух выгоревших ТВС и загрузка на их место двух свежих, для чего из скафандра предварительно удаляется технологическая пробка. При другом варианте возможна выгрузка четырех отработавших ТВС, для чего из скафандра удаляется также и калибр, и РЗМ подается на перегрузку с пустыми пеналами магазина. Загрузка свежих сборок в этом варианте производится без применения РЗМ с помощью транспортно-технологических средств, предусмотренных для этой цели в центральном зале.

На водо-водяных корпусных реакторах перегрузка топлива осуществляется, как правило, на остановленном и расхолаженном реакторе при снятой крышке. При этом могут применяться как «мокрый», так и «сухой» метод перегрузки. При «мокром» методе перегрузки транспортно-технологические операции по перемещению отработавших тепловыделяющих кассет из активной зоны в бассейн выдержки производятся под слоем воды (в бассейне перегрузки). При «сухом» методе отработавшие кассеты транспортируются к бассейну выдержки в защитном металлическом контейнере по воздуху. Рассмотрим процесс перегрузки топлива в реакторах ВВЭР на примере Нововоронежской АЭС, на

которой перегрузка I, III и IV блоков осуществляется по «мокрому» методу, а II блока — по «сухому». Для перегрузки топлива реактор необходимо остановить, расхолодить, сбросить давление, отсоединить штанги приводов от кассет СУЗ, разуплотнить и снять крышку реактора, извлечь необходимые внутрикорпусные устройства, закрывающие доступ к активной зоне.

При перегрузке по «мокрому» методу (рис. 12.2) бассейн перегрузки 6 и верхняя часть шахты 5, в которой находится реактор 1, заполняются чистой водой. В бассейне на стеллажах 8 устанавливаются выгоревшие кассеты после выгрузки из реактора. Свежие кассеты перед загрузкой в реактор помещаются в специаль-

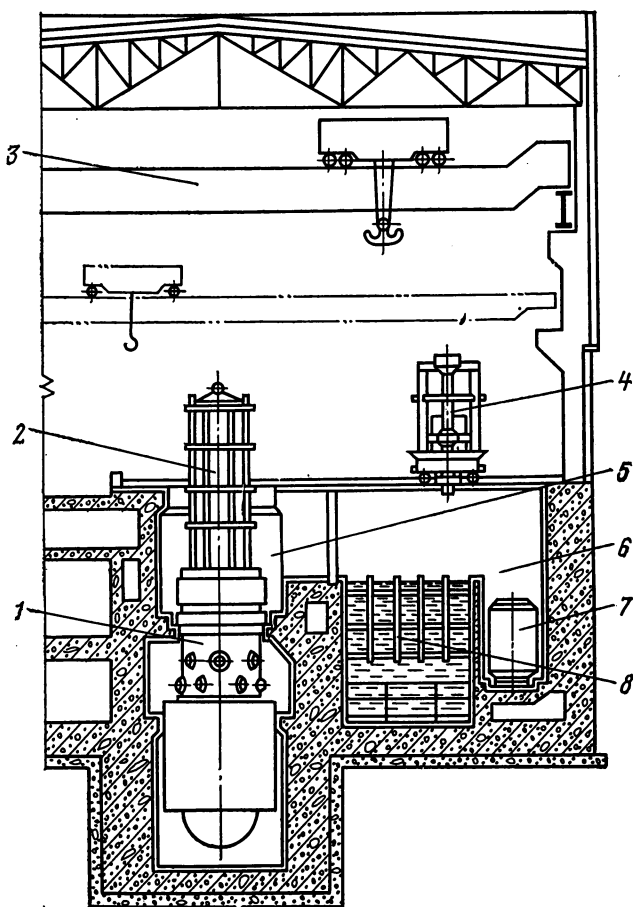


Рис. 12.2. Компоновка транспортно-технологического оборудования АЭС с реактором ВВЭР:

1 — реактор; 2 — верхний блок; 3 — мостовой кран; 4 — перегрузочная машина; 5 — верхняя часть шахты реактора; 6 — бассейн перегрузки; 7 — чехол со свежими кассетами; 8 — стеллажи для отработавших кассет

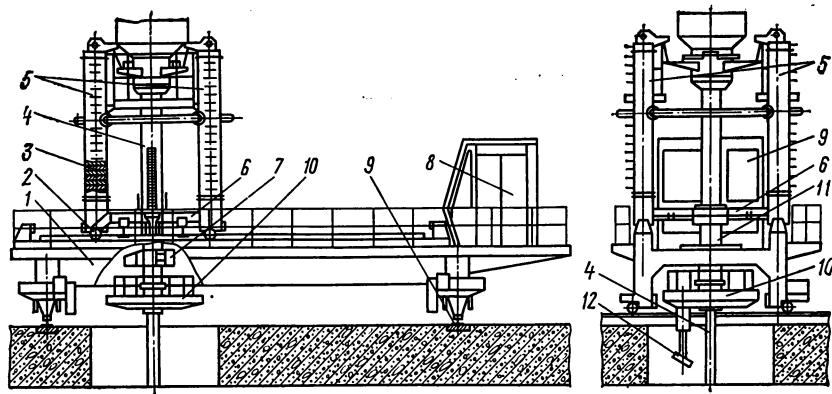


Рис. 12.3. Схема перегрузочной машины реактора ВВЭР-440:

1 — напольный мост; 2 — тележка; 3 — противовес; 4 — рабочая телескопическая штанга; 5 — колонны; 6 — ходовая площадка; 7 — привод подъема рабочей штанги; 8 — кабина управления; 9 — рельсовый путь; 10 — поворотная площадка; 11 — направляющая труба; 12 — телевизионная установка

ные чехлы 7. Транспортно-технологическое оборудование системы перегрузки реакторов ВВЭР-440 обеспечивает проведение следующих операций: выгрузку выгоревших тепловыделяющих кассет (ТВК), выгоревших топливных частей и поглощающих надставок кассет СУЗ; загрузку свежих ТВК, свежих топливных частей и поглощающих надставок кассет СУЗ; перестановку ТВК из периферии в центр активной зоны; перемещение выгоревших кассет из бассейна перегрузки в бассейн выдержки и свежих кассет из хранилища в бассейн перегрузки.

Перегрузка и транспортировка кассет осуществляются перегрузочной машиной (рис. 12.3). Она размещена на тележке 2, которая установлена на мосту 1, передвигающемся над бассейном перегрузки и шахтой реактора по рельсовому пути 9. Захват и подъем кассет осуществляются с помощью телескопической штанги 4. Телевизионная установка 12 позволяет наблюдать за захватом и расцеплением штанги с кассетой. Штанга расположена по центру тележки, а в углах установлены четыре колонны 5, в которых размещаются противовесы 3, служащие для уравнивания штанги. На направляющей трубе 11 смонтирован реечный привод 7 перемещения штанги. Рабочая штанга, опускаясь, входит в головку кассеты и, поворачиваясь на 60°, обеспечивает зацепление. После этого кассета извлекается из активной зоны, под водой транспортируется к соответствующей ячейке чехла для выгоревших кассет в бассейне перегрузки, опускается и устанавливается в ячейку чехла, освобождается от зацепления с рабочей штангой. Аналогичны операции по перемещению свежих кассет из бассейна перегрузки в активную зону при ее загрузке. После завершения перегрузки чехлы, заполненные выгоревшими кассетами, специальным технологическим приспособлением перемещаются в бассейн выдержки. Остаточное тепло снимается циркулирующей

охлаждаемой водой бассейна. Слой воды над хранящимися кассетами обеспечивает необходимую биологическую защиту.

Главная особенность систем перегрузки топлива в реакторах на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем — необходимость обеспечения герметичности реактора при перегрузочных операциях из-за высокой агрессивности теплоносителя на воздухе. ТВС, выгруженные из активной зоны, из-за значительного остаточного тепловыделения во многих реакторах на быстрых нейтронах расхолаживаются во внутренних хранилищах, охлаждаемых натрием первого контура и расположенных либо в периферийных ячейках боковой зоны воспроизводства (реакторы БН-350, БН-600, «Феникс», «Суперфеникс»), либо в специальных вращающихся барабанах («Энрико Ферми», EBR-II), установленных внутри корпуса реактора рядом с активной зоной. Число ячеек во внутреннем хранилище соответствует числу ТВС, выгружаемых за одну перегрузку, и расхолаживаются ТВС в нем до момента следующей перегрузки. Перемещение ТВС из активной зоны во внутреннее хранилище осуществляется с помощью механизма перегрузки, который располагается, как правило, на верхних поворотных пробках реактора. Чаще всего встречаются два варианта наведения механизма перегрузки на необходимые координаты: с помощью двух (большой и малой) вращающихся и эксцентрически относительно друг друга расположенных поворотных пробок и механизма перегрузки, эксцентрически установленного на малой пробке, и с помощью одной поворотной пробки и эксцентрически расположенного на ней механизма перегрузки типа «передающей руки» с консольно относительно оси механизма расположенными захватами.

ТВС из зоны воспроизводства благодаря малому остаточному тепловыделению во внутреннее хранилище не помещаются, а сразу извлекаются из реактора. Некоторые реакторы вообще не имеют внутреннего хранилища отработавших кассет.

ТВС из реактора (либо из активной зоны, либо из зоны воспроизводства, либо из внутреннего хранилища) выгружаются с помощью РЗМ (БОР-60, «Энрико Ферми», EBR-II) или

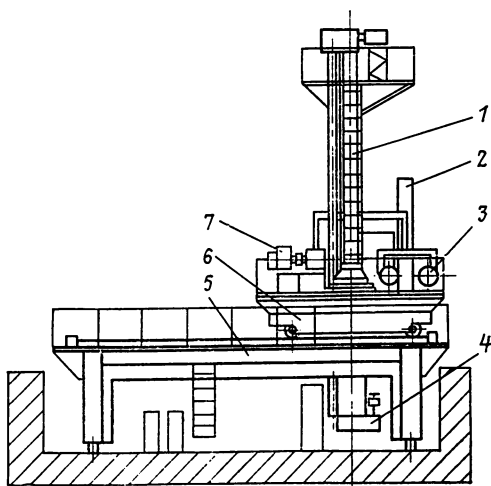


Рис. 12.4. РЗМ реактора BOR-60:

1 — контейнер; 2 — теплообменник
аргон — воздух; 3 — воздушодувка;
4 — уплотнительный цилиндр
контейнера; 5 — мост; 6 — тележка;
7 — газодувка

с помощью других специальных механизмов, из которых наиболее распространен элеваторный подъемник (БН-350, БН-600, «Феникс», «Суперфеникс»).

На крышке реактора БОР-60 установлены две поворотные плиты. Вращением обеих плит перегрузочный канал, размещенный в малой плите, совмещается с необходимой ячейкой активной зоны и зоны воспроизводства. После этого к перегрузочному каналу подъезжает РЗМ (рис. 12.4). Контейнер 1 РЗМ с помощью уплотнительного цилиндра 4 стыкуется и уплотняется с каналом, опускается захват, извлекается выгоревшая сборка и помещается в контейнер в атмосферу инертного газа — аргона. После этого производится герметизация контейнера и перегрузочного канала, разуплотнение и расстыковка контейнера с каналом. Кассета в контейнере перевозится к барабану выгоревших кассет и опускается в пенал со свинцом. Во время перемещения кассеты осуществляется охлаждение сборки циркулирующим аргоном, для чего на РЗМ имеется необходимое оборудование 2, 7. После окончания перегрузки пеналы с пакетами с помощью РЗМ транспортируют из барабана, закрывают герметичными крышками и помещают в бассейн длительной выдержки, после которой кассеты вынимают из пеналов, перегружают в транспортные контейнеры и отправляют на завод по переработке топлива. Недостатки данного способа — трудности операции герметизации, необходимость автономного контура охлаждения на РЗМ, большее время перегрузки, большая металлоемкость РЗМ.

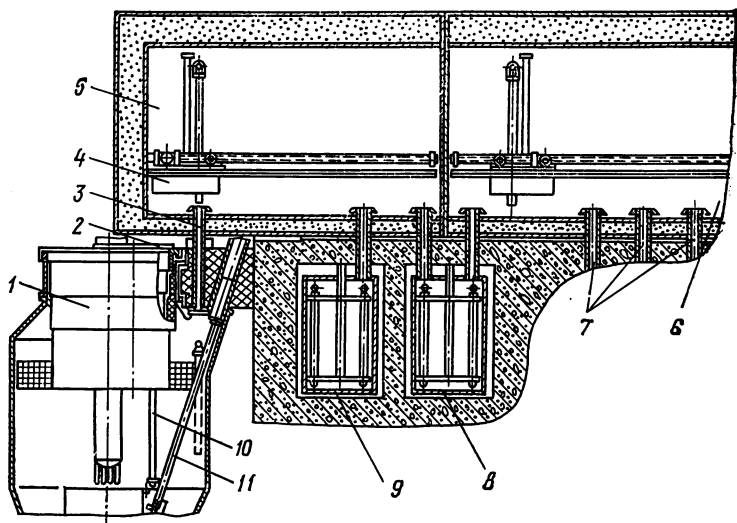


Рис. 12.5. Схема загрузки-выгрузки кассет в реакторе БН-350:

1, 2 — большая и малая поворотные пробки; 3 — разгрузочный канал; 4 — механизм передачи кассет; 5 — передаточный бокс; 6 — обмывочный бокс; 7 — гнезда обмывки кассет; 8 — барабан выгоревших кассет; 9 — барабан свежих кассет; 10 — механизм перегрузки; 11 — элеватор

В других реакторах (БН-350, БН-600, рис. 12.5) с помощью механизма перегрузки 10 кассета извлекается из внутреннего хранилища или из зоны воспроизводства, устанавливается в гнездо каретки элеватора 11 и кареткой по наклонной направляющей перемещается из реактора к механизму передачи кассет 4, который расположен в боксе 5 и осуществляет передачу кассет из гнезд каретки элеваторов в барабан выгоревших кассет 8 и обратно — из барабана свежих кассет 9 в гнезда каретки элеватора. Перенос кассет в реакторе происходит в среде натрия, а транспортировка из реактора в передаточный бокс — в среде инертного газа. После окончания перегрузки из барабана 8 кассеты перемещаются в обмывочные гнезда 7 для обмывки от натрия паром и водой, после чего кассеты транспортируются к бассейну выдержки с водой.

Рассмотрим транспортно-технологическую схему перегрузки топлива на АЭС с реактором «Суперфеникс» электрической мощностью 1200 МВт (рис. 12.6).

Тепловыделяющие сборки 15 из активной зоны 14 переносятся из одного места реакторного блока в другое с помощью двух поворотных пробок 12 и 13 и механизма перегрузки 11. После извлечения из активной зоны сборка перемещается в натрий и вставляется в цилиндр на тележке 17. Натрий, находящийся в цилиндре, обеспечивает съем остаточного тепловыделения при

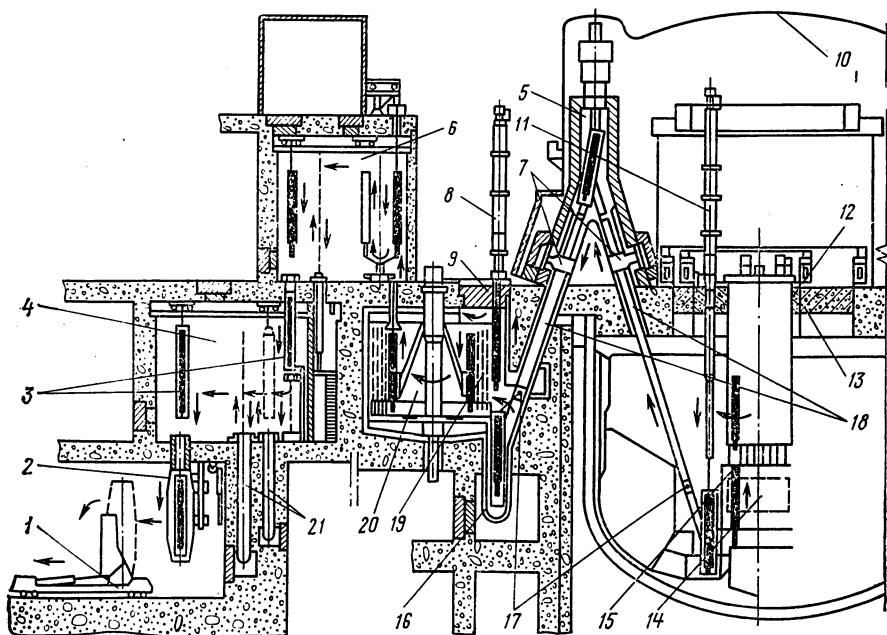


Рис. 12.6. Схема транспортировки отработавших и свежих сборок на реакторе «Суперфеникс»

дальнейшем перемещении сборки по двум наклонным элеваторам 18. В верхней части элеваторов имеется шлюзовая камера 5, герметичность которой во время работы обеспечивается задвижками 7. Элеватор со шлюзовой камерой находится под колпаком 10 реактора. Пройдя шлюзовую камеру и опустившись по элеватору, тележка с цилиндром, внутри которого установлена сборка, попадает в передаточный бокс 16. В этом боксе с помощью поворотной пробки 9 и специальной перегрузочной машины 8 сборка извлекается из цилиндра и помещается в хранилище выдержки 20. Сборки хранятся в барабане 19, который может вращаться. В хранилище выдержки, заполненном натрием, остаточная тепловая мощность отводится с помощью двух независимых контуров натрия с воздушным охлаждением. После необходимой выдержки в хранилище через транспортный коридор 6 сборка попадает в технологический цех 4, где в атмосфере аргона сборка помещается в кожух 3, который заливают натрием и герметично (с помощью сварки) закрывают крышкой. Затем кожух со сборкой опускают в транспортный контейнер 2, закрепляют на тележке 1 и вывозят за пределы АЭС. Свежие сборки хранятся в специальных колодцах 21, расположенных под технологическим цехом. Свежие сборки из колодца до барабана через технологический цех, транспортный коридор транспортируются поодиночке. Затем через шлюзовую камеру сборка попадает в реакторный блок.

В газовых реакторах на быстрых нейтронах перегрузка, как правило, осуществляется на остановленном реакторе при сброшенном давлении. Система перегрузки включает в себя механизм для перемещения кассет внутри бетонного корпуса и механизм перегрузки для удаления из реактора отработавших кассет и помещения в реактор свежих. Механизмы перегрузки могут быть установлены как в верхней крышке бетонного корпуса — перегрузка «сверху», так и под активной зоной — перегрузка «снизу». Отработавшие кассеты после выгрузки из реактора направляются для длительного расхолаживания водой в бассейны выдержки.

Непрерывная перегрузка топлива осуществляется в *высокотемпературных газовых реакторах* (ВТГР) с активной зоной, образованной засыпкой шаровых твэлов. Рассмотрим схему системы перегрузки реактора ТНТР-300 (рис. 12.7). Шаровые твэлы, пройдя всю активную зону сверху вниз, через разгрузочную трубу 2 поступают в колонну 1. На выходе из колонны расположен сепаратор, с помощью которого осуществляется поштучное разделение твэлов. Затем твэлы по очереди попадают в отделитель дефектных твэлов 5. После отделителя в специальной установке 13 измеряется глубина выгорания каждого твэла. На основании полученных результатов шаровой твэл либо оставляется в контуре циркуляции топлива, либо направляется в сборник выгоревших твэлов 9. В первом случае твэл по трубопроводу 6 снова направляется в активную зону, причем в зависимости от глубины выгорания в центральную или периферийную ее части. Свежие твэлы поступа-

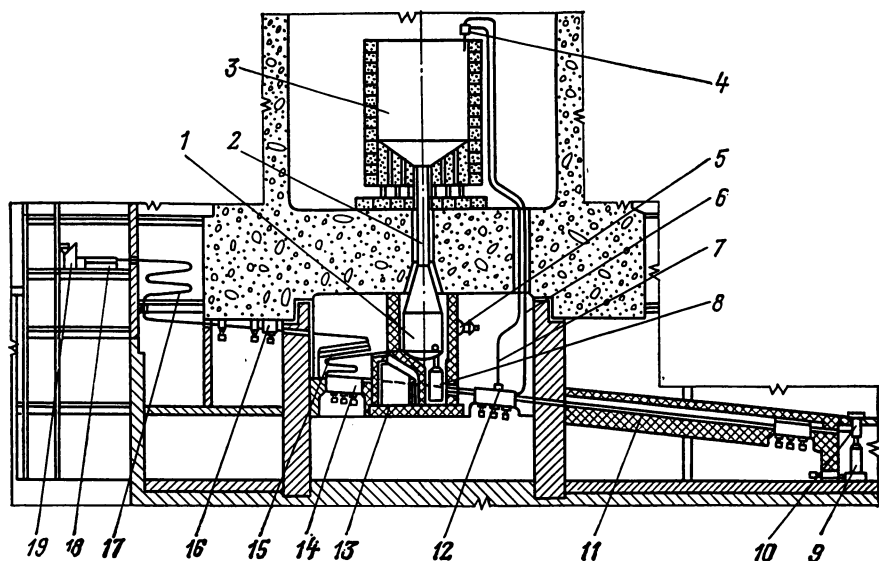


Рис. 12.7. Схема перегрузочного устройства реактора ТНТР-300:

1 — колонна; 2 — разгрузочная труба; 3 — активная зона; 4 — пневматический тормоз; 5 — отделитель дефектных твэлов; 6 — направляющий трубопровод для твэлов; 7 — трубопровод возврата газа; 8 — сборник дефектных твэлов; 9 — сборник выгоревших твэлов; 10 — накопитель и концевое устройство; 11 — выходной шлюз со штреком; 12 — газодувка газового подъемника; 13 — установка для измерения выгорания и анализа состава твэлов; 14 — дозирочное устройство; 15, 17 — буферные штреки; 16 — входной шлюз; 18 — наружный штрек; 19 — питатель

ют из питателя 19. Пройдя наружный 18 и буферный 17 штреки, твэл попадает в шлюзовую камеру 16, которая обеспечивает герметичность гелиевого контура реактора. Транспортировка шаровых твэлов в активную зону по трубопроводу 6 осуществляется с помощью гелия, нагнетаемого газодувкой 12. Смягчение падения шаровых твэлов на поверхность засыпки активной зоны обеспечивается с помощью противотока гелия в пневматическом тормозе 4. Управление перегрузочным устройством осуществляется с помощью машин.

Для перегрузки ядерного топлива в реакторах судовых энергетических установок необходимо иметь на береговой или плавучей базе специальные транспортно-технологические механизмы, перегрузочные контейнеры, обеспечивающие надежную радиационную защиту и имеющие автономную систему охлаждения кассет, хранилища выгоревших кассет. Перегрузка топлива в судовых реакторах возможна в принципе двумя способами: замена кассет по отдельности, как и на стационарных установках; замена целиком всей активной зоны. Для перегрузки реактор останавливается, расхолаживается, сбрасывается давление. После съема крышки реактора при покассетной перегрузке на ее место устанавливается промежуточная обечайка до уровня рабочей площадки. На эту обечайку устанавливается координатно-наводящее устройство, ко-

торое с помощью двух поворотных плит обеспечивает наведение перегрузочного канала, на который устанавливается перегрузочный контейнер. После выгрузки из активной зоны выгоревшие кассеты выдерживаются необходимое время в хранилищах базы, затем перегружаются в транспортные контейнеры, в которых отправляются на регенерационный завод.

12.3. МЕРЫ ЯДЕРНОЙ И РАДИАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПЕРЕГРУЗКЕ ТОПЛИВА

При перегрузке, транспортировке и хранении тепловыделяющих кассет должна быть обеспечена ядерная и радиационная безопасность, которая заключается в исключении образования критической массы ядерного топлива, в исключении повреждения и разрушения кассет и твэлов, в обеспечении защиты персонала от облучения во время проведения транспортно-технологических операций с кассетами. Порядок транспортировки и хранения свежего и выгоревшего топлива определяется соответствующими инструкциями и правилами. Транспортно-технологическое оборудование, применяемое для производства перегрузочных работ, должно быть высоконадежным и полностью исключать возможность создания аварийных ситуаций, связанных с повреждением оболочек твэлов или падением кассет в реактор или бассейн, что может вызвать выход радиоактивных продуктов или неуправляемую цепную реакцию. Для обеспечения нормального состояния выгоревших кассет в процессе перегрузки и в хранилищах должно производиться их охлаждение, чтобы не допустить перегрева и разрушения оболочек твэлов. Толщина стенки перегрузочного и транспортного контейнеров, уровень теплоносителя в бассейнах должны обеспечивать необходимую биологическую защиту кассет. Подкритическое состояние при хранении и транспортировке свежего и выгоревшего топлива должно обеспечиваться соответствующей геометрией размещения тепловыделяющих кассет в бассейнах выдержки, транспортных чехлах, контейнерах. Безопасность работы обеспечивается также высокой профессиональной квалификацией и дисциплиной персонала.

Для примера рассмотрим некоторые из конкретных мер, которые применяются для обеспечения ядерной и радиационной безопасности при перегрузке топлива на Нововоронежской АЭС. Весь процесс перегрузки, все операции производятся в строгой последовательности в соответствии с утвержденной программой и графиком ее выполнения. Для обеспечения допустимой радиационной обстановки в реакторном зале во время перегрузки при расхолаживании реактора производится непрерывная очистка воды первого контура от радиоактивных загрязнений и даже практикуется разовая замена воды в первом контуре. Во время перегрузки в реактор и бассейн перегрузки подается раствор борной кислоты высокой концентрации, исключающей возможность возникновения цепной реакции. Топливные кассеты в чехлах и стел-

лажах бассейнов перегрузки и выгрузки размещаются по треугольной решетке с шагом 225 мм, что обеспечивает даже для свежих кассет с обогащением 3,6 % по ^{235}U эффективный коэффициент размножения нейтронов в такой решетке, залитой водой, меньший 0,95 при температуре 293 К.

В реакторах с жидкометаллическим теплоносителем добавляются меры по обеспечению герметичности устройств систем перегрузки для предотвращения взаимодействия жидкого металла с влагой воздуха. Для этого применяются шлюзовые камеры, газовые инертные подушки и т. п.

Глава 13

ПРОЧИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

13.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Для обеспечения нормальной эксплуатации ЯЭУ требуется отводить значительное количество тепла от таких устройств, как конденсаторы турбин, газоохладители и маслоохладители электрогенераторов, питательные насосы, боксы парогенераторов и т. д. Для этой цели используется система технического водоснабжения, в которой применяют химически неочищенную воду, прошедшую лишь через фильтры грубой механической очистки и периодически хлорируемую для борьбы с микроорганизмами, в связи с тем, что химическая очистка значительного количества воды требует больших затрат. Кроме решения задачи теплоотвода от различных устройств, система технического водоснабжения обеспечивает водой систему водоподготовки и различные санитарно-бытовые устройства АЭС.

Типичный баланс расхода охлаждающей технической воды для одного блока АЭС с реактором ВВЭР-440 приведен ниже:

Водопотребитель	Расход, м ³ /ч
Конденсаторы турбин	68 800
Маслоохладители электрогенераторов	500
Газовоздухоохладители электрогенераторов	700
Воздухоохладители возбудителей электрогенераторов	200
Воздухоохладители электродвигателей питательных насосов	250
Маслоохладители питательных насосов	37,5
Теплообменники охлаждения боксов парогенераторов	130
Всего	70 617,5

Кроме приведенных расходов, необходима подача технической воды при аварийных режимах работы блока АЭС в количестве 1300 м³/ч.

Основными потребителями охлаждающей воды на АЭС являются конденсаторы турбин, причем для них требуется наиболее глубокое охлаждение воды. Как правило, для конденсации пара, отработавшего на турбине, используют поверхностные трубчатые конденсаторы, в которых техническая охлаждающая вода движется в трубках, пар же конденсируется в межтрубном пространстве.

Расход воды через конденсатор при заданной мощности зависит главным образом от начальной температуры воды, поэтому в отношении экономичности системы технического водоснабжения более выгоден забор воды из водоема с наименее низкой температурой.

Источниками технического водоснабжения могут быть различные естественные (реки, озера, моря) и искусственные (пруды-охладители) водоемы. В судовых ЯЭУ в системе технического водоснабжения используют заборную воду. Если техническое водоснабжение осуществляется из водоема с морской водой, то следует иметь в виду, что прямое применение морской воды возможно лишь для охлаждения конденсаторов турбин и различных газо- и маслоохладителей. В этом случае санитарно-бытовые устройства и система водоподготовки АЭС подключаются к другому источнику водоснабжения, а в судовых ЯЭУ необходимо использовать опреснительные установки.

При сооружении АЭС могут применяться прямоточная, обратная и смешанная системы технического водоснабжения.

Прямоточная система технического водоснабжения. При прямоточной системе АЭС располагается рядом с весьма крупным естественным водоемом. Холодная вода забирается непосредственно из водоема, в него же сбрасывается и нагретая вода (рис. 13.1). При такой системе не предусматриваются какие-либо искусственные сооружения для охлаждения воды. Нагретая вода сбрасывается ниже по течению (если водоем — река) или на достаточном удалении (не менее 40 м) от места водозабора (если водоем — море или озеро). Это делается для предотвращения подмешивания теплой воды к холодной.

Существенный недостаток прямоточной системы технического водоснабжения — так называемое «тепловое загрязнение окружающей среды», т. е. повышение температуры естественного водоема, куда сбрасывается подогретая вода, что может вызвать в водоеме нарушение экологического равновесия. Поэтому вопрос теплового загрязнения естественного водоема должен тщательным образом прорабатываться на стадии проектирования АЭС.

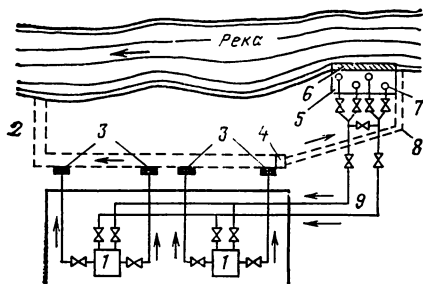


Рис. 13.1. Прямоточная система технического водоснабжения:

1 — конденсаторы; 2 — отводящий канал; 3 — сифонные колодцы; 4 — переключательный колодец; 5 — береговая насосная станция; 6 — сетки; 7 — циркуляционные насосы; 8 — перепускной канал; 9 — напорные магистрали

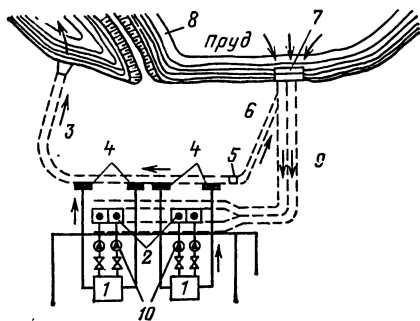


Рис. 13.2. Обратная система технического водоснабжения:

1 — конденсаторы; 2 — приемные колодцы; 3 — отводящий канал; 4 — сифонные колодцы; 5 — переключательный колодец; 6 — водоприемник; 7 — циркуляционные насосы; 8 — пруд; 9 — струнаправляющая дамба; 10 — циркуляционные насосы

Прямоточная система может применяться, если минимальный дебит водоема по крайней мере в 2—3 раза превышает потребность АЭС в охлаждающей воде, и при расположении станции не выше 10—15 м над уровнем водоема. Прямоточная система наиболее проста и, как правило, в несколько раз дешевле оборотной.

Оборотная система технического водоснабжения. При оборотной системе вода, циркулирующая по замкнутому контуру, нагревается в теплообменниках (конденсаторах турбин, газо- и маслоохладителях и т. д.), а затем охлаждается, проходя через охладитель. Охладителем могут служить градирни, брызгальные бассейны и пруды-охладители (рис. 13.2). Такая система может применяться при малом дебите водоема, а также в тех случаях, когда АЭС расположена на значительном удалении от него или на такой высоте от водной поверхности, когда применение прямоточной системы затруднительно.

Наиболее употребительными охладителями являются пруды-охладители. Как правило, это искусственные сооружения, образованные путем перекрытия плотиной небольшой реки с малым дебитом. Потребная активная площадь пруда, т. е. площадь, по которой осуществляется циркуляция воды, составляет 8—10 м² на 1 кВт установленной мощности. Активная площадь меньше полной площади пруда, так как обычно имеются застойные зоны, вода в которых практически не участвует в циркуляции. Активная и полная площади пруда-охладителя связаны между собой соотношением

$$F_{\text{акт}} = KF_{\text{полн}},$$

где K — коэффициент использования пруда-охладителя, зависящий от его формы; $K=0,8 \div 0,9$ при вытянутой форме пруда; $K=0,6 \div 0,75$ при неправильной форме и $K=0,4 \div 0,5$ при округленных очертаниях.

Существенную экономию площадей по сравнению с прудами-охладителями позволяют получить брызгальные бассейны. В брызгальных бассейнах вода распыляется соплами в воздухе над бассейном (рис. 13.3). Чем меньше размер капель воды, распыляемой соплами, тем выше степень охлаждения. В настоящее время применяются сопла, обеспечивающие размер капель 1,5—1,8 мм при давлении перед соплами 0,5—0,7 МПа. Для более тонкого распыления требуется больший напор перед соплами, что ведет к соответствующему росту энергозатрат.

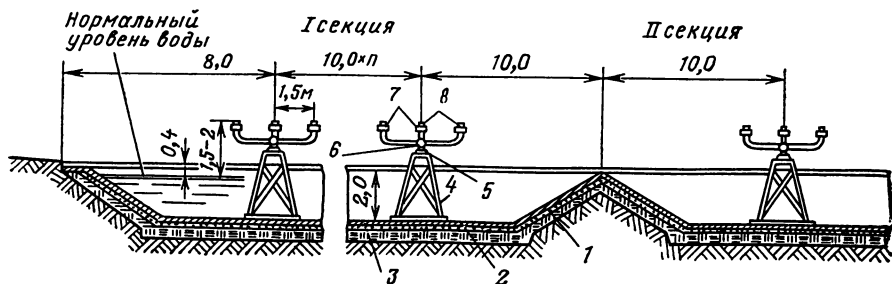


Рис. 13.3. Разрез брызгального бассейна

1 — бетонные плиты основания; 2 — слой крупного песка; 3 — слой глины; 4 — стальные опоры; 5 — роликовые опоры; 6 — распределительные трубы; 7 — соплодержатели; 8 — сопла

Еще более компактные охладители при оборотной системе водоснабжения — градирни. Градирня представляет собой башню, выполняемую обычно из бетона, в нижней части которой расположено оросительное устройство, а верхняя часть служит для создания воздушной тяги. В верхнюю часть оросительного устройства подается нагретая вода, которая в виде капель или пленок стекает вниз навстречу восходящему потоку воздуха. Охлаждение воды осуществляется за счет испарения и конвекцией. Охлажденная вода собирается в бассейн, расположенный в основании градирни.

Потребные земельные площади для сооружения охладителей при оборотной системе технического водоснабжения уменьшаются в 30—40 раз при переходе от прудов-охладителей к брызгальным бассейнам и в 180—400 раз при переходе к градирням. Однако пруды-охладители обладают рядом важных преимуществ перед прочими охладителями оборотной системы прежде всего из-за сравнительной дешевизны и простоты. Кроме того, пруды требуют меньшего расхода энергии на привод циркуляционных насосов, так как отсутствует гидравлическое сопротивление самого охладителя.

Как при прямоточной, так и при оборотной системах технического водоснабжения можно достигнуть некоторого уменьшения потребного напора циркуляционных насосов, применяя сифонный слив воды в сливной колодец.

Смешанная система технического водоснабжения. Кроме прямоточной и оборотной систем, в ряде случаев могут применяться и смешанные системы, в которые входят элементами и прямоточная, и оборотная системы. Необходимость в применении смешанной системы может возникнуть, например, при расширении действующей АЭС, когда существующая прямоточная система не в состоянии обеспечить необходимые расходы охлаждающей воды, а также в случае сильных сезонных колебаний дебита водоема прямоточной системы водоснабжения.

13.2. СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ

Система вентиляции помещений ЯЭУ предназначена для удаления избыточной теплоты и влаги и радиоактивных аэрозолей, выделяющихся при работе оборудования, и создания нормальных санитарно-гигиенических условий для обслуживания персонала.

Источниками загрязнения воздуха радиоактивными веществами могут быть продукты деления ядер, прежде всего йод и инертные газы (криптон и ксенон). Кроме того, возможна активация различных веществ, находящихся в воздухе, например пыли, нейтронами. Стабильный нуклид ^{40}Ag , содержание которого в сухом атмосферном воздухе составляет 0,93 %, под воздействием нейтронов превращается в радиоактивный нуклид ^{41}Ag с периодом полураспада 1,82 ч. Наконец, попадание радиоактивных веществ в воздух возможно в результате различных протечек активного теплоносителя первого контура.

В основу создания системы вентиляции помещений ЯЭУ положен принцип раздельной вентиляции зоны свободного режима и зоны строгого режима — так называемой «контролируемой» зоны. Под *зоной свободного режима* понимают ту группу помещений ЯЭУ, где воздействие на персонал радиационных факторов исключено. В *контролируемой зоне* возможно воздействие на персонал радиационных факторов. Вентиляция помещений каждой зоны обеспечивается раздельными системами.

В свою очередь в контролируемой зоне различают:

обслуживаемые помещения, в которых при работающем реакторе возможно пребывание персонала в течение рабочего дня, если суммарная доза его облучения находится в допустимых пределах (центральный зал, коридоры, лаборатории и т. п.);

полубслуживаемые помещения, в которых при работающем реакторе допустимо кратковременное, эпизодическое пребывание персонала (например, помещения обслуживания двигателей ГЦН);

необслуживаемые помещения, в которых пребывание персонала при работающем реакторе не допускается (помещения боксов парогенераторов, компенсаторов объема, главных запорных задвижек и т. д.).

Полубслуживаемые и необслуживаемые помещения — это в основном помещения, в которых располагаются оборудование и трубопроводы первого контура. Как правило, эти помещения герметичны и рассчитываются на избыточное давление до 0,1 МПа с тем, чтобы в случае аварийной разгерметизации первого контура обеспечить локализацию аварии. Отличительными особенностями эксплуатационных условий в этих помещениях являются высокий γ -фон, наличие в воздухе изотопов йода и некоторых инертных газов, а также значительное количество теплоты, выделяемой оборудованием первого контура, и повышенная влажность.

В обслуживаемых помещениях, например в центральном зале, эксплуатационные условия характеризуются незначительным количеством теплоты и влаги, а также возможностью появления радиоактивных аэрозолей, вероятность чего резко возрастает во время проведения перегрузок и планово-предупредительных ремонтов (ППР), когда открываются шахта аппарата и бассейн выдержки ТВС.

Системы приточной и вытяжной вентиляции подают и удаляют воздух таким образом, чтобы в помещениях с наибольшим загрязнением воздуха создать разрежение по отношению к менее загрязненным помещениям и таким образом исключить перетекание воздуха из более «грязных» помещений в более «чистые».

Для вентиляции необслуживаемых и полубслуживаемых помещений приточный воздух подается в обслуживаемые коридоры и перепускается в помещения через клапаны избыточного давления (рис. 13.4). Разрежение в этих помещениях, примерно 100—150 Па, создается вытяжными системами. Клапаны могут быть настроены на перепады давления от 30 до 100 Па. Они предназначены для локализации аварий, сопровождающихся значительными утечками теплоносителя первого контура и соответствующим повышением давления в герметичных помещениях.

Для проветривания необслуживаемых и полубслуживаемых помещений после возможных аварий имеется и приточная система, подающая воздух непосредственно в эти помещения, которая при нормальном режиме работы ЯЭУ отсечена клапанами-заглушками с электроприводом. Воздух, удаляемый из необслуживаемых помещений вытяжными системами, очищается в аэрозольных (тканевых) и угольных фильтрах и выбрасывается через вентиляционную трубу. При повышении давления в этих помещениях сверх установленных пределов, обычно сверх 300 Па (что свидетельствует об аварийной ситуации), вытяжные системы отсекаются клапанами-заглушками. Для удаления избыточной теплоты используются рециркуляционные установки, с помощью которых температура в помещениях поддерживается в пределах 315—325 К.

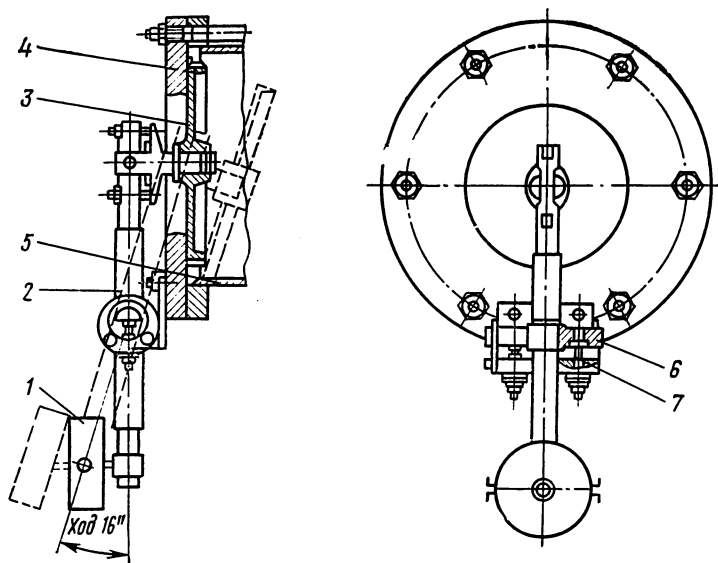


Рис. 13.4. Клапан избыточного давления:

1 — противовес; 2 — качающаяся штанга; 3 — тарелка с резиновой уплотнительной манжетой; 4 — фланец с опорным кронштейном; 5 — закладная деталь; 6 — футорка; 7 — игла

В обслуживаемые помещения воздух подается непосредственно приточными системами. Приточный воздух, подаваемый во все помещения аппаратного отделения в соответствии с санитарными нормами проектирования АЭС, фильтруется в масляных фильтрах, а в зимнее время дополнительно подогревается.

В стационарном режиме работы реактора не предполагается выделение в воздух обслуживаемых помещений радиоактивных аэрозолей и газов. Для предупреждения распространения возможных загрязнений из обслуживаемых помещений контролируемой зоны в зону свободного режима в обслуживаемых помещениях поддерживается небольшое разрежение, около 30—50 Па. Санитарными правилами проектирования АЭС предусмотрен воздухообмен в основных обслуживаемых помещениях не менее однократного в час. Как правило, осуществляют двукратный воздухообмен в час. Удаляется воздух из обслуживаемых помещений вытяжными системами в вентиляционную трубу без очистки.

Описанную схему организации вентиляции контролируемой зоны, когда воздух последовательно направляют из более чистых помещений в более грязные, принято называть ступенчатой системой подачи воздуха в отличие от схемы непосредственной подачи воздуха, когда его подают в каждое помещение и удаляют из него самостоятельно. Ступенчатая схема вентиляции позволяет несколько уменьшить общий объем вентиляционного воздуха. К ее достоинствам следует отнести надежность сохранения разности давления между «грязными» и «чистыми» помещениями и стабильность направления потоков воздуха при поломке какого-либо вентилятора.

Важная составная часть вентиляционной системы, обслуживающей центральный реакторный зал, — рециркуляционная установка, предотвращающая выход в воздух газов и аэрозолей вместе с водяным паром с открытой водной поверхности шахты аппарата (для реактора ВВЭР) и бассейна выдержки кассет во время перегрузки ТВС. Эта рециркуляционная установка обеспечивает перекрытие водного зеркала направленным потоком воздуха с последующей его очисткой.

Все приточные и вытяжные системы, обеспечивающие вентиляцию помещений контролируемой зоны, обязательно резервируются, причем во многих случаях предусматривается 100%-ное резервирование.

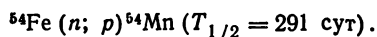
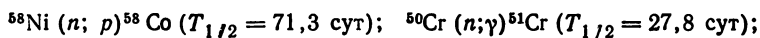
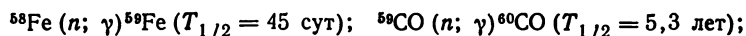
Основными помещениями зоны свободного режима для двух- и трехконтурных АЭС являются машинный зал, помещения щитов управления и др. Во время работы там выделяется значительное количество теплоты, а в машинном отделении — теплоты и влаги. Для их удаления в машинном зале, как правило, предусматривается естественная аэрация, однако в последнее время все большее распространение получает и приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением. В помещениях щитов управления обычно предусматривается кондиционирование воздуха.

Если АЭС выполнена по одноконтурной схеме, то вопросы вентиляции машинного зала решаются так же, как и других обслуживаемых помещений контролируемой зоны. Все воздушные выбросы с АЭС производятся через вентиляционную трубу высотой 100—150 м. Например, для АЭС с ВВЭР-440 сооружается на два блока одна труба высотой 120 м, диаметром в устье 3 м. Общий объем выбрасываемого через нее воздуха составляет 527 000 м³/ч при скорости выброса 20 м/с.

Основные агрегаты, перекачивающие воздух на АЭС, как правило, объединяются в вентиляционные центры. Это упрощает обслуживание агрегатов, но увеличивает протяженность воздуховодов.

13.3. ДЕЗАКТИВАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Работа ЯЭУ сопровождается радиоактивными загрязнениями внутренних и наружных поверхностей оборудования первого контура, а также поверхностей тех помещений, где оно расположено. Основными источниками радиоактивного загрязнения контура могут служить дефектные твэлы и продукты коррозии, а также продукты износа движущихся частей оборудования. Продукты коррозии и износа переносятся теплоносителем по контуру и активируются нейтронами в активной зоне ядерного реактора. При этом могут происходить следующие реакции, в результате которых образуются радиоактивные нуклиды:



Различают следующие виды загрязнений: нефиксированное, слабофиксированное и прочно фиксированное. Первое вызвано адгезионным процессом и характеризуется наличием границы раздела между радиоактивным веществом и поверхностью. Второе вызывается в основном адсорбцией нуклидов и ионным об-

меном и характеризуется загрязнением поверхностного слоя. Третье же связано с коррозионными процессами, образованием окисной пленки и диффузией и характеризуется загрязнением глубинных слоев. На практике возможно сочетание различных видов загрязнений. Например, при попадании радиоактивных капель на поверхность первоначально имеет место адгезия и дезактивация может быть осуществлена простым удалением капель; если капли остаются на поверхности более длительное время, то радиоактивные нуклиды могут адсорбироваться на поверхности; в дальнейшем может начаться их диффузия, сопровождаемая в ряде случаев коррозией материала поверхности. Результатом описанного процесса может стать глубинное загрязнение, которое и будет определять процесс дезактивации. Под дезактивацией обычно понимают удаление с поверхностей радиоактивных загрязнений. В более широком смысле в это понятие включают также обезвреживание радиоактивных отходов. В качестве основной характеристики эффективности дезактивации принят коэффициент дезактивации

$$K_d = A_n / A_k,$$

где A_n — начальная активность дезактивируемого объекта; A_k — конечная активность. Коэффициент дезактивации — это относительная характеристика. Поэтому эффективность различных методов дезактивации можно сравнивать лишь в одинаковых условиях: для одной и той же системы и для одинакового начального загрязнения.

Активация внутренних поверхностей контура связана прежде всего с тем, что радиоактивные нуклиды, входящие в состав продуктов коррозии, разносятся теплоносителем по контуру: часть из них (~40—50 %) внедряется в окисную пленку, которой покрыты внутренние поверхности оборудования и трубопроводов; часть (~40 %) в виде осадков и грубых взвесей скапливается в застойных зонах (щелях, тупиковых полостях и т. п.) в виде шлама, образуя на оборудовании места с высокой активностью, так называемые «горячие пятна»; и небольшая часть (~10—20 %) выводится из контура системой очистки теплоносителя, с организованными и неорганизованными протечками.

Активация наружных поверхностей контура может вызываться либо попаданием на поверхность радиоактивной пыли или аэрозолей, либо непосредственным контактом поверхности с радиоактивным веществом.

Как правило, основная доля поверхностной активности оборудования обуславливается активированными продуктами коррозии, причем эти продукты могут быть как прочно внедренными в тонкую окисную пленку, так и более свободно связанными с поверхностью. Таким же образом оказываются связанными и радиоактивные вещества, попавшие в теплоноситель из дефектных твэлов. Следовательно, имеют место слабификсированные и прочно фиксированные загрязнения. Практика показывает, что до тех пор, пока не удалена полностью окисная пленка, коэффициенты дезактивации остаются весьма низкими, т. е. надежная дезактивация оборудования и трубопроводов может быть обеспечена только после растворения и удаления окисной поверхностной пленки.

При дезактивации оборудования ЯЭУ можно выделить три группы мероприятий:

- 1) дезактивация первого контура без разборки путем циркуляции специальных растворов;
- 2) дезактивация съемного оборудования, связанная с демонтажем (например, дезактивация выемной части ГЦН или приводов СУЗ);

3) дезактивация поверхностей помещений, наружных поверхностей трубопроводов, инструмента и т. п.

Основными методами дезактивации оборудования и помещений являются: химический, химико-механический, электрохимический, пареэмульсионный, гидродинамический. Выбор того или иного метода определяется характером загрязнений габаритами и конфигурацией объектов дезактивации, применяемыми конструкционными материалами и т. д.

Химический метод дезактивации основан на том, что окисную пленку вместе с сорбированными на ней радиоактивными веществами можно удалить при помощи окислительно-восстановительных реакций. Он заключается в последовательной обработке загрязненных объектов щелочным и кислотным растворами. Такие растворы иногда сами могут вызывать коррозию дезактивируемых поверхностей. В этих случаях обрабатывают дезактивируемые поверхности гидразином (если материалом служат перлитные стали), добавляют в дезактивирующие растворы тиомочевину (для углеродистых сталей) и т. д. Однако есть данные о том, что применение некоторых ингибиторов коррозии может в несколько раз снизить эффективность дезактивирующих растворов.

Некоторые наиболее употребительные рецептуры водных дезактивирующих растворов, применяемых для дезактивации оборудования и трубопроводов первого контура ЯЭУ, приведены в табл. 13.11.

Иногда к щавелевой кислоте вместо лимонной добавляют азотную кислоту или перекись водорода.

Дезактивацию химическим методом обычно проводят в несколько циклов (2—3). Один цикл дезактивации включает в себя четыре последовательные обработки поверхностей: 1) щелочная обработка; 2) водная промывка; 3) кислотная обработка; 4) водная промывка. После каждого цикла замеряется γ -фон. Циклы повторяются до получения желаемого эффекта.

Рассмотренный химический метод применяют для дезактивации петель реактора, установок спецводоочистки (СВО), выемной части ГЦН и его деталей, приводов СУЗ, арматуры, инструментов и приспособлений.

Для примера рассмотрим, как осуществляется дезактивация выемной части ГЦН. Выемная часть ГЦН устанавливается в специальную ванну, конструкция

Таблица 13.1. Растворы для дезактивации оборудования первого контура ЯЭУ

Вариант	Состав раствора	Время обработки, ч	Т, К
1	2% едкого кали (KOH) + 0,3% перманганата калия (KMnO ₄)	1—1,5	} 360—365
	0,5% щавелевой кислоты (H ₂ C ₂ O ₄)	1—2	
2	4% едкого кали (KOH) + 0,4% перманганата калия (KMnO ₄)	1—1,5	} 370—375
	1% щавелевой кислоты (H ₂ C ₂ O ₄) + 1% лимонной кислоты (H ₈ C ₆ O ₇)	1—2	
3	2% едкого кали (KOH) + 0,2% перманганата калия (KMnO ₄)	2—6	} 375—380
	0,25% щавелевой кислоты (H ₂ C ₂ O ₄) + 0,25% лимонной кислоты (H ₈ C ₆ O ₇)	3—9	

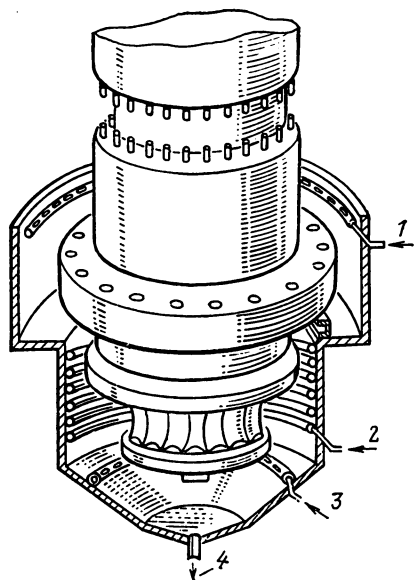


Рис. 13.5. Дезактивация выемной части ГЦН:

1 — дезактивирующий раствор; 2 — греющий пар; 3 — сжатый воздух; 4 — слив

которой обычно позволяет обрабатывать только нижнюю, наиболее загрязненную часть ГЦН (рис. 13.5). В ванне имеются: паровой подогреватель (для подогрева дезактивирующих растворов до требуемой температуры) и барботажное устройство, через которое подается сжатый воздух для лучшего перемешивания растворов. Ванна заполняется растворами после установки в нее выемной части ГЦН. Дезактивация осуществляется попеременной подачей в ванну щелочного и кислотного растворов с промежуточной водной промывкой.

Химико-механический метод дезактивации является разновидностью рассмотренного химического метода. При использовании этого метода в дополнение к обработке десорбирующими щелочными и кислотными растворами осуществляют механическое воздействие на загрязнения с помощью скребков, швабр, щеток и пр. Этот метод применяют для дезактивации крупногабаритного оборудования, полов и стен производственных помещений.

Особо отметим то обстоятельство, что при применении химических методов дезактивации недопустимо использование в дезактивирующих растворах соляной кислоты, поскольку хлорид-ион крайне неблагоприятно воздействует на коррозионную стойкость нержавеющих сталей (см. гл. 11). Применение соляной кислоты допускается лишь в случае загрязнения поверхности радиоактивными изотопами рутения, но с соблюдением специальных мер предосторожности и по особой программе.

Электрохимический метод дезактивации используется для удаления прочно фиксированных радиоактивных загрязнений, когда применение химического метода неэффективно или технически затруднительно. При использовании этого метода дезактивируемую поверхность подвергают электрохимическому травлению под действием постоянного тока плотностью 10—20 А/дм², после чего производится водная промывка. Дезактивируемая поверхность служит анодом, и с нее удаляется поверхностный слой вместе с радиоактивными загрязнениями. В качестве электролита применяются водные растворы щавелевой (H₂C₂O₄) или ортофосфорной (H₃PO₄) кислот концентрацией 1,5—2 %.

Рассматриваемый метод используют для дезактивации деталей и узлов насосов, приводов СУЗ, наружных и внутренних поверхностей трубопроводов, стаканов главных запорных задвижек (ГЗЗ) и т. п. Различают «мокрый» и «полусухой» способы электрохимической дезактивации. «Мокрый» способ можно применять лишь для небольших по габаритам узлов и деталей, ибо он связан

с необходимостью их полного погружения в электролит. При «полусухом» способе используется выносной катод, форма которого для полного прилегания должна соответствовать форме дезактивируемой поверхности: для плоской поверхности требуется плоский катод, для выпуклой поверхности — вогнутый катод и т. д. Для устранения короткого замыкания между выносным катодом и дезактивируемой поверхностью прокладывают изоляцию из шерстяной или хлопчатобумажной ткани, которая непрерывно смачивается электролитом.

Пароэмульсионный метод дезактивации основан на действии на загрязненную поверхность струи, состоящей из смеси пара и десорбирующего раствора. Это один из наиболее экономичных методов дезактивации. Струя направляется на загрязненную поверхность с помощью пароэжекторного устройства. Дезактивация поверхности обеспечивается гидродинамическим воздействием пароэмульсионной струи совместно с химическим воздействием десорбирующего раствора, имеющего температуру более 325 К. В качестве десорбирующих растворов могут быть использованы растворы минеральных кислот и щелочей (при дезактивации поверхностей из нержавеющей стали), а также растворы органических кислот, щавелевой или лимонной (при дезактивации поверхностей из углеродистых сталей). Пароэжекторное устройство может быть использовано в любых помещениях, где имеется магистраль насыщенного пара необходимого давления ($\sim 0,5$ МПа). Десорбирующие растворы могут подаваться в устройство из любых переносных открытых емкостей, поскольку струя пара, создавая разрежение при истечении из специального насадка со сверхкритической скоростью, обеспечивает подсос раствора за счет эжекторного эффекта. Этот метод находит применение для дезактивации различных помещений, например боксов ГЦН, внутренних поверхностей различных емкостей, стен бассейнов перегрузки и выдержки кассет, полов, загрязненных маслом, станков, и т. п.

Гидродинамический метод дезактивации заключается в воздействии на загрязненную поверхность компактной высоконапорной струи воды или десорбирующего раствора. Для этого используется гидромонитор — подвесная машинка с вращающимися по сфере соплами. Вращение сопл осуществляется за счет реактивного действия струй. В качестве десорбентов могут использоваться различные моющие средства, а также слабые растворы кислот и щелочей. Гидродинамический метод целесообразно использовать для механизированной очистки емкостей от различных осадений, а также для дезактивации производственных помещений.

Кроме рассмотренных, существует и ряд других методов дезактивации оборудования и помещений. Среди них заслуживают упоминания следующие:

пенный метод дезактивации — для обработки поверхностей в загроможденных помещениях: поверхности обрабатываются пеной, содержащей химические реагенты;

метод дезактивации сухими сорбентами — для обработки больших поверхностей полов: поверхность обрабатывается небольшим количеством химического раствора с последующим покрытием слоем порошкообразного сорбента;

метод дезактивации с использованием легкооседающих полимерных покрытий — для локализации радиоактивных загрязнений и упрощения последующей дезактивации: поверхности покрывают легкооседающими полимерными покрытиями, которые при дезактивации удаляют.

Обезвреживание радиоактивных отходов. Эксплуатация ЯЭУ неизбежно сопровождается накоплением твердых, жидких и газообразных радиоактивных отходов.

Газообразные отходы являются результатом работы системы спецвентиляции, особенно в периоды ухудшенной радиационной обстановки (например, в периоды перегрузки). Они могут появляться также в результате работы системы технологических сдувок, которая обеспечивает удаление газов, выделяющихся с надводных пространств «грязных» технологических баков, а также газов, которые вытесняются из баков водой при опорожнении первого контура.

Для дезактивации таких отходов используется либо обычная выдержка в газгольдерах в течение времени, необходимого для распада радиоактивных нуклидов (прежде всего ^{138}Xe), либо очистка в адсорбционных установках. Газгольдеры могут монтироваться непосредственно в нижней части вентиляционной трубы.

Жидкие отходы появляются вследствие очистки воды первого контура, других вод АЭС и т. п. При их дезактивации придерживаются двух основных принципов: раздельная дезактивация вод, различающихся по радиоактивности и физико-химическим показателям; наиболее полный возврат очищенного вод в цикл. Из многообразия способов дезактивации жидких радиоактивных отходов наибольшее практическое применение находят метод ионного обмена и метод упаривания. Наиболее универсален метод многоступенчатого упаривания в выпарных аппаратах, обеспечивающий высокую степень очистки воды от радиоактивных примесей. Этот метод позволяет существенно снизить объем, занимаемый жидкими отходами.

Твердые отходы образуются при отверждении жидких радиоактивных отходов. Отверждение жидких отходов производится потому, что захоронение их не может быть надежным, пока они находятся в жидкой фазе. Для отверждения используют методы цементирования или битумирования, заключающиеся в том, что в концентраты жидких отходов добавляют связывающие вещества цемент или битум.

Весьма перспективен способ отверждения жидких отходов путем добавления к ним в горячем виде веществ, образующих кристаллогидраты. При остывании раствора образуется кристаллогидрат и концентрат отвердевает.

К твердым радиоактивным отходам относят вышедшие из строя загрязненные инструменты и детали реакторной установки, а также сильно загрязненную спецодежду и обувь, дезактивация которой нецелесообразна.

Твердые радиоактивные отходы обезвреживают путем их захоронения. Перед захоронением твердых отходов стремятся максимально уменьшить их объем. При окончательном захоронении предусматриваются отказ от контроля за состоянием отходов и невозможность их извлечения из мест захоронения. При захоронении должно гарантироваться нераспространение радиоактивности в течение сколь угодно долгого времени.

Твердые радиоактивные отходы захоранивают в специальных сооружаемых хранилищах. Перспективным является использование для этой цели заброшенных соляных и известковых шахт, вечной мерзлоты и глубинных геологических формаций.

Следует подчеркнуть, что проблема надежного захоронения радиоактивных отходов — одна из наиболее острых для современной атомной энергетики.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

Устройство и компоновка ядерных энергетических установок

Глава 14

РАЗМЕЩЕНИЕ И КОМПОНОВКА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СООРУЖЕНИЙ И ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

14.1. ВЫБОР МЕСТА И ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН АЭС

Необходимость строительства АЭС, как и любой новой электростанции, устанавливается в зависимости от планов развития народного хозяйства и увеличения энергопотребления в том или ином конкретном районе. Строительство АЭС наиболее целесообразно в районах, где нет запасов органического топлива и доставка его из других районов экономически невыгодна. При выборе места строительства АЭС руководствуются стремлением получить минимум затрат средств и времени при сооружении станции и максимальные удобства, надежность и экономичность при ее эксплуатации. Несмотря на то, что для размещения АЭС имеется большая свобода по сравнению с другими станциями (нет необходимости жесткой привязки к конкретным рекам, как у гидроэлектростанции, и не нужно непрерывной доставки больших количеств топлива, как для станции на органическом топливе), все же с увеличением мощности АЭС и их числа выбор места для них усложняется.

Дело в том, что строительство мощных и сверхмощных АЭС связано с изменением условий протекания многих процессов в окружающей среде. Прежде всего это относится к последствиям выброса в районе станции огромных потоков теплоты и влаги. Поэтому требуется заблаговременное тщательное изучение и прогнозирование этих воздействий АЭС на окружающую среду.

Одно из основных требований при оценке возможности строительства электростанции — обеспечение безопасности ее эксплуатации для населения в районе размещения, которая регламентируется нормами радиационной безопасности. В СССР действуют «Нормы радиационной безопасности (НРБ—76)», учитывающие рекомендации международной комиссии по радиационной защите (МКРЗ). Согласно этим нормам предельно допустимые выбросы радиоактивных веществ в атмосферу и открытые водоемы определяются исходя из того, что облучение населения, вызванное работой АЭС, не должно быть выше 5 % всех возможных способов

облучения. Для проживающих в районе АЭС годовая доза облучения не должна превышать более чем в 5 раз дозу облучения, обусловленную естественным фоном. Это особенно важно учитывать при планировании развития ядерной энергетики и оценке суммарных выбросов со всех эксплуатируемых атомных станций в каком-либо районе.

Обязательное мероприятие по защите окружающей среды, территории и населения от вредных воздействий при эксплуатации АЭС — создание вокруг нее санитарно-защитной зоны. Размеры этой зоны устанавливаются и согласуются с органами Государственного санитарного надзора особо в каждом конкретном случае исходя из мощности реактора, уровня и состава предполагаемого излучения, метеорологических условий и т. п. В санитарной защитной зоне запрещается проживать населению, но разрешается располагать здания подсобного назначения, склады, гаражи, пожарное депо, столовые для обслуживающего персонала и т. п.

Промплощадка АЭС электрической мощностью 440 МВт и больше должна располагаться не ближе 25 км от городов с населением свыше 300 тыс. чел., не ближе 40 км от городов с населением более 1 млн. чел.

Располагаться АЭС должна с подветренной стороны согласно розе ветров по отношению к крупным населенным пунктам. В районе площадки во избежание заражения грунтовых вод при возможных протечках радиоактивных жидкостей их уровень должен находиться не менее чем на 1,5 м ниже уровня пола подземных сооружений АЭС. Из этих же соображений вокруг пункта подземного хранения жидких радиоактивных отходов устанавливается санитарно-защитная зона, в пределах которой запрещается использование поверхностных и грунтовых вод для хозяйственно-питьевого и сельскохозяйственного водоснабжения. Воздух и газы, удаляемые из технологических и производственных помещений станций, должны выбрасываться в атмосферу только после тщательной очистки и выдержки через высокие вентиляционные трубы. Возможность установки таких труб также должна учитываться при выборе места строительства АЭС.

Следующим условием, имеющим определяющее значение при выборе места строительства АЭС, является техническое водоснабжение. Мощные АЭС потребляют для конденсации отработавшего пара турбин огромное количество воды. Связанные с этим капитальные затраты требуют при выборе места тщательного технико-экономического обоснования принимаемой системы технического водоснабжения. Возможность использования тех или иных естественных источников и водоемов должна тщательно и всесторонне исследоваться, в том числе и с точки зрения охраны окружающей среды (отсутствия нарушения водного режима, недопустимости повышения температуры воды в водоемах более чем на 3—5°C и т. п.).

Далее, при выборе площадки для строительства АЭС следует руководствоваться следующими требованиями: земли, отводимые

для сооружения АЭС, должны быть малопригодны для другого использования; рельеф местности должен быть по возможности ровным (уклон 0,005—0,01), а грунт площадки пригодным для сооружения производственных зданий (допустимое давление от сооружений не менее 0,20—0,25 МПа), уровень грунтовых вод должен находиться ниже глубины заложения подвалов зданий и подземных инженерных коммуникаций.

Территория электростанции должна быть достаточна для размещения всех основных и вспомогательных производственных сооружений, строительной базы и жилого поселка с учетом возможного расширения АЭС.

Площадку строительства АЭС, как правило, не допускается размещать в районах, сейсмичность которых выше 8 баллов, в районах оползней и селевых потоков, в заболоченных районах, в зонах возможного затопления в результате разрушения плотин и дамб, в районах действия снежных лавин и других стихийных бедствий. Для определения возможности строительства АЭС на месте предполагаемой площадки проводятся инженерно-геологические, топографо-геодезические, гидрологические, изыскания и метеорологические исследования. Окончательно место и площадку для сооружения станции выбирают на основании технико-экономического сравнения нескольких выбранных вариантов.

Генеральный план АЭС представляет собой чертеж, на который нанесены положения в плане, габариты и высота всех сооружений станции. Показаны производственные и складские площадки, автомобильные дороги и проезды, железнодорожные пути, открытые каналы технического водоснабжения и коммуникации водопроводов и канализации, открытое распределительное устройство и выходы линий электропередачи.

Все задания и сооружения АЭС подразделяются на здания и сооружения основного производственного назначения и на подсобно-производственные и вспомогательные здания и сооружения. К первым относятся: главный корпус, в котором могут быть размещены реакторное отделение, оборудование первого и второго контуров, машинный зал, бассейны выдержки твэлов, этажерки электроустройств, щиты управления и вентиляционный центр; спецкорпус, который включает систему специальной очистки радиоактивного контура и хранилища жидких и твердых радиоактивных отходов; распределительное устройство открытого или закрытого типа; вентиляционная труба; сооружения технического водоснабжения; химводоочистка; дизель-генераторная. Ко вторым относятся: административный корпус, санитарно-бытовой корпус со спецпрачечной, здания ацетиленовой, кислородно-азотной и компрессорной станций, мастерские, склады, гараж, пожарное депо и т. п.

Генеральный план разрабатывается в соответствии с требованиями строительных норм, норм технологического проектирования тепловых станций и санитарных правил по проектированию атомных станций (СП АЭС-79). В соответствии с требованиями по-

следних все производственные объекты станции, здания и помещения в них разделяются на зону строгого режима, где возможно радиационное воздействие на персонал, и зону свободного режима, где это воздействие исключено. В зону строгого режима входят здания, в которых может произойти выделение радиоактивных газов и аэрозолей. Эти здания располагают с подветренной стороны к зоне свободного режима, где в свою очередь размещаются административный корпус, мастерские и другие помещения для обслуживающего персонала. При разработке генерального плана этого разделение на зоны обязательно учитывается, и всегда должно быть исключено прямое (без санпропускника и контроля) попадание из одной зоны в другую.

Основная задача разработки генерального плана АЭС — оптимальное по безопасности, удобству эксплуатации, экономии занимаемого места и затрат расположение всех основных и вспомогательных сооружений станции на отводимой для этого территории. Степень совершенства генерального плана характеризуют: удель-

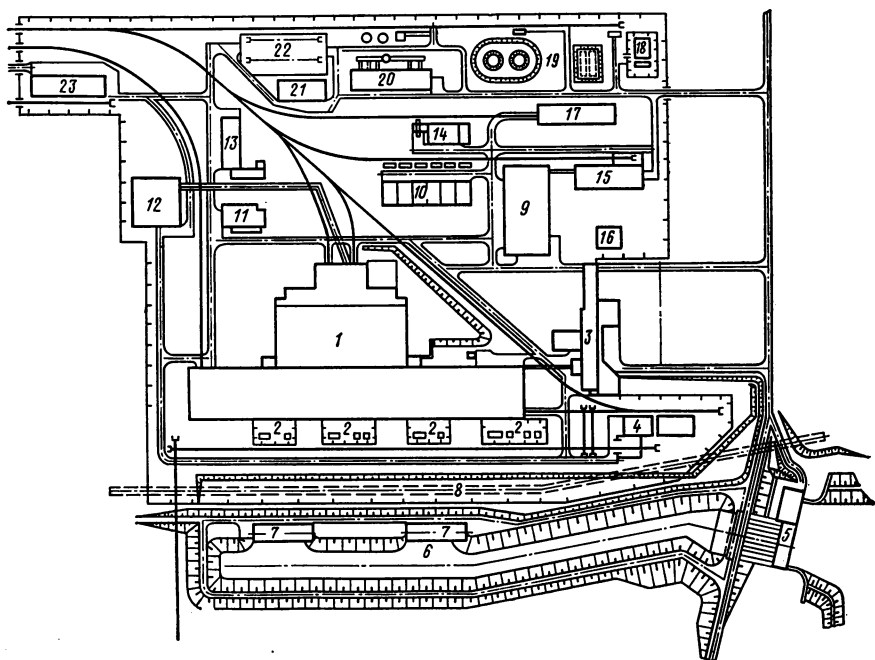


Рис. 14.1. Схема генерального плана АЭС:

1 — главный корпус с блоком вспомогательных систем; 2 — открытая установка трансформаторов; 3 — административно-бытовой корпус и столовая; 4 — башня ревизии трансформаторов и маслохозяйство; 5 — насосная станция технического водоснабжения; 6 — подводный канал — напорный бассейн; 7 — водоразборные сооружения; 8 — сбросной канал; 9 — объединенный вспомогательный корпус; 10 — дизель-генераторная станция; 11 — компрессорная; 12 — хранилище жидких и твердых отходов; 13 — азотно-кислородная станция; 14 — ремстройцех; 15 — склад химреагентов; 16 — ресиверы водорода; 17 — склад свежего топлива; 18 — ацетилено-генераторная станция; 19 — склад топлива для котельной; 20 — резервная котельная; 21 — склад серпентенита; 22 — площадка оборудования; 23 — склад графита

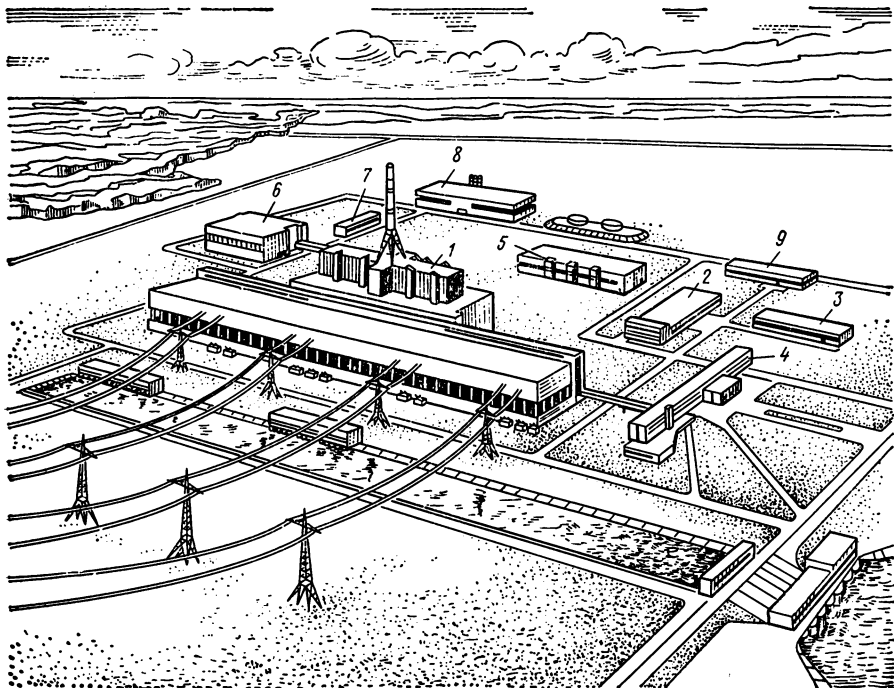


Рис. 14.2. Общий вид АЭС:

1 — главный корпус; 2 — объединенный вспомогательный корпус; 3 — склад химреактивов; 4 — административно-бытовой корпус; 5 — дизель-генераторная станция; 6 — хранилище жидких и твердых отходов; 7 — азотно-кислородная станция; 8 — резервная котельная; 9 — склад свежего топлива

ной площадью, ограниченной оградой, га/100 МВт; коэффициентом застройки — долей площади, занятой зданиями; коэффициентом использования — долей площади, занятой зданиями и открытыми наземными устройствами (открытым распределительным устройством, каналами водоснабжения, железными и автомобильными дорогами и т. п.).

Для современных тепловых станций эти показатели составляют: площадь участка в ограде (без водохранилища и подъездных путей) — 1—2,5 га/100 МВт, коэффициент застройки 25—40%; коэффициент использования территории 65—70 %.

Для примера на рис. 14.1 и 14.2 приведены генеральный план и общий вид АЭС. Площадка АЭС (рис. 14.1) имеет прямоугольную форму. Слева предусмотрено место для строительства второй очереди. Все основные производственные помещения (включая ремонтные службы) сосредоточены в главном корпусе 1 (рис. 14.1). За пределы главного корпуса вынесены хранилища жидких 16 и твердых 18 отходов. Вспомогательные и подсобные здания, склады сконцентрированы в другой стороне территории.

Основной подводящий канал, насосная станция, водоразборные сооружения технического водоснабжения расположены со стороны машинного зала главного корпуса, что обеспечивает минимальную протяженность подводящих и отводящих трубопроводов и каналов к конденсаторам турбин. Также наиболее рационально расположение с этой же стороны главного корпуса открытых распределительных устройств 3. Площадка станции обнесена оградой. Все безрельсовые пути асфальтированы, а территория озеленена.

14.2. КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ В ГЛАВНОМ КОРПУСЕ АЭС

Основное сооружение АЭС — главный корпус. По своему составу главный корпус может представлять собой одно здание или целый строительный комплекс, состоящий из нескольких зданий. В этом строительном комплексе размещаются основное оборудование, обеспечивающее производство электроэнергии, и значительная часть вспомогательных систем и служб, связанных с регулированием, контролем и безопасностью работы этого оборудования и всей станции в целом. В соответствии с установленным оборудованием и функциональным назначением помещений в главном корпусе формируются производственно-технологические отделения, например, комплекс помещений, обслуживающих реактор, объединяется в реакторное отделение, комплекс помещений, обслуживающих турбины, — в машинный зал и т. п.

Чаще всего главный корпус АЭС состоит из реакторного отделения, машинного зала, спецкорпуса и промежуточного многоэтажного помещения — этажерки энергоустройств и деаэраторов. В реакторном отделении обычно монтируются реактор и все оборудование, необходимое для его нормальной эксплуатации и обеспечения безопасности в аварийной ситуации. Например, в реакторном отделении двухконтурных станций с водо-водяными реакторами располагают все оборудование первого контура (включая парогенераторы), работающее с радиоактивным теплоносителем под высоким давлением, системы выдержки отработавшего топлива, систему аварийного расхолаживания и спринклерную систему.

В машинном зале расположены турбогенераторная установка, конденсаторы, регенеративные подогреватели высокого и низкого давлений и другие теплообменники; питательные, конденсационные, дренажные насосы. Сюда же относятся быстродействующие редуцирующие устройства сброса пара (БРУ), эжекторные установки.

В промежуточном многоэтажном помещении могут располагаться электротехнические устройства, помещения блочного щита управления, щитов систем управления защитой и дозиметрического контроля, помещение приточного вентиляционного центра. Здесь же проходят кабельные коридоры силовых линий, слаботоковых измерительных линий и импульсных трубок, идущих от щитов управления и дозиметрического контроля в реакторное отделение и машинный зал. Часто в верхнем этаже промежуточ-

ного помещения размещают деаэраторы, в связи с чем оно носит название деаэраторной этажерки.

Спецкорпус может представлять собой либо отдельное здание, либо пристройку к машинному залу или реакторному отделению. Здесь находятся в основном службы первого контура, которые могут быть вынесены из реакторного отделения. К ним относятся установки очистки теплоносителя первого контура (спецводоочистка), мастерские по ремонту радиоактивного оборудования, хранилища радиоактивных отходов и другие службы, связанные с очисткой радиоактивного контура и хранением радиоактивных отходов.

Взаимное расположение оборудования, служебных помещений и увязка этого расположения со строительными конструкциями называют *компоновкой*. Компоновка главного корпуса существенным образом влияет на технико-экономические показатели АЭС. От принятого решения по компоновке главного корпуса прямым образом зависят размеры капитальных затрат на сооружение станции, экономичность и надежность ее работы, условия труда и безопасность обслуживающего персонала, охрана окружающей среды. Правильная целесообразная компоновка главного корпуса должна предусматривать соблюдение следующих технико-экономических требований.

1. Надежно обеспечивать бесперебойное и удобное ведение технологического процесса (эксплуатации).

2. Обеспечивать удобство сооружения и монтажа оборудования, строительных конструкций с возможно максимальной механизацией этих работ.

3. Все оборудование и трубопроводы должны быть скомпонованы таким образом, чтобы было возможно при неработающем реакторе производить осмотр и испытывать как сварные швы, так и основной материал оборудования и трубопроводов, быстро заменять и ремонтировать отдельные узлы.

4. Расположение оборудования и служебных помещений должно обеспечивать должные санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала, пожарную безопасность, исключить возможность вредного влияния радиоактивности. Все это должно быть выполнено в соответствии с действующими нормами и правилами, установленными для АЭС и тепловых станций.

5. Предусматривать локализацию последствий возможных аварий оборудования реакторного отделения.

При проектировании главного корпуса и компоновке оборудования естественно стремятся к достижению минимума капитальных затрат на строительную часть главного корпуса и технологические линии (трубопроводы пара, воды, электрические и вентиляционные коммуникации и т. п.). Для этого необходимо разместить оборудование и связи между ним в минимально возможных объемах. Один из важнейших показателей технико-экономической эффективности компоновочных решений — удельный объем главного корпуса, определяемый объемом главного корпуса, приходя-

щимся на 1 кВт установленной мощности АЭС, м³/кВт. Уменьшение объемов помещений влечет за собой сокращение расходов материалов и средств на строительные конструкции, особенно в реакторном отделении, где объем массивных защитных железобетонных стен особенно значителен.

С уменьшением размеров помещений и протяженности соединительных коммуникаций, помимо снижения капитальных затрат, сокращаются эксплуатационные расходы и расходы энергии на собственные нужды, обусловленные энергетическими потерями в трубопроводах и расходами на вентиляцию помещений (особенно для помещений радиоактивного контура).

При разработке проекта главного корпуса и компоновке оборудования помещений, так же как при разработке генерального плана АЭС, в соответствии с нормами радиационной безопасности должно предусматриваться, как указывалось выше, деление на две зоны: контролируемую зону строгого режима («грязную») и неконтролируемую зону свободного режима («чистую»).

К зоне строгого режима относятся: помещения реактора и помещения, где установлено оборудование и проходят трубопроводы первого контура с радиоактивным теплоносителем, шахты перегрузки и бассейны выдержки отработавших твэлов, помещения, где производят ревизию и ремонт загрязненного радиоактивными веществами оборудования, помещения спецводоочистки и вытяжного вентиляционного центра, помещения хранения радиоактивных отходов (могильники) и все проходы и помещения, сообщающиеся с перечисленными и которые могут периодически загрязняться радиоактивными веществами. В зону строгого режима можно проходить только через санпропускник. Доставка материалов, оборудования, приборов в зону строгого режима осуществляется через специальные входы, грузовые лифты и автотранспортные въезды. Все помещения строгого режима в зависимости от степени радиоактивности подразделяются на три группы: необслуживаемые помещения, в которых при работающем реакторе пребывание людей недопустимо; полуслуживаемые, в которых при работающем реакторе возможно кратковременное пребывание людей; обслуживаемые помещения, где предусматривается пребывание персонала в течение всей смены.

К зоне свободного режима относятся: помещения щитов управления, машинный зал на двухконтурных станциях и все другие помещения, где воздействие излучения на обслуживающий персонал не превышает допустимых норм.

В зависимости от типа реакторов и мощности станции применяются различные типы компоновок главного корпуса. Для современных АЭС характерны три типа компоновок: сомкнутая, разомкнутая и интегральная.

При сомкнутой компоновке (рис. 14.3) реакторное отделение, машинный зал, промежуточное помещение (деаэрационная этажерка), спецкорпус заблокированы в единое здание. Разомкнутая компоновка отличается расположением реакторного отделения в спе-

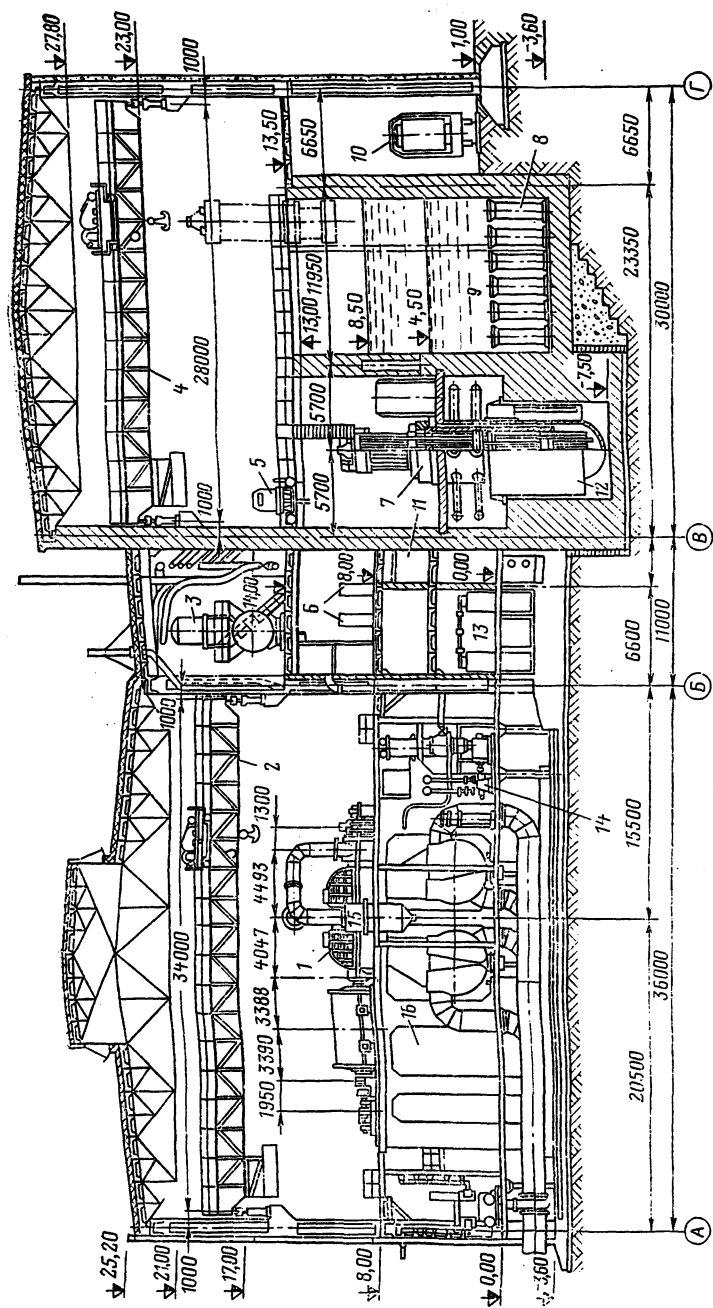


Рис. 14.3. Поперечный разрез главного здания двухконтурной АЭС (смонтированная компоновка):

1 — турбоагрегат; 2 — мостовой кран машинного зала; 3 — деаэрагор; 4 — мостовой кран реакторного зала; 5 — перегрузочный кран; 6 — шит СУЗ; 7 — реактор; 8 — чехол для кассет; 9 — бассейн выдержки; 10 — контейнер; 11 — грязный коридор; 12 — бак водяной защиты; 13 — рас-пределительное устройство собственных нужд; 14 — питательный насос; 15 — турбинный генератор; 16 — фундамент турбогенератора

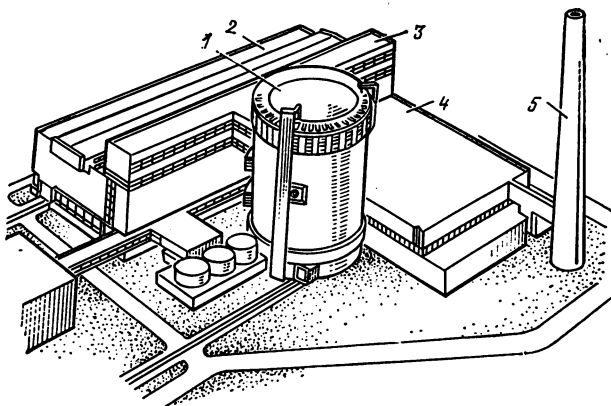


Рис. 14.4. Общий вид V энергоблока Нововоронежской АЭС (разомкнутая компоновка):

1 — реакторное отделение; 2 — машинный зал; 3 — этажерка энергоустройства; 4 — спец-корпус; 5 — вентиляционная труба

циальной защитной оболочке, имеющей сферическую, параболическую или цилиндрическую форму и выполненной из металла или предварительно напряженного железобетона (рис. 14.4). Наконец, при интегральной компоновке весь комплекс реакторной и турбинной установок размещается в одном строительном блоке из предварительно напряженного железобетона, разделенном на отдельные боксы (рис. 14.5). Этот тип компоновки АЭС реализован пока только в проектах. Встречаются и другие типы компоновок. Например, имеются станции, в которых реакторное отделение и машинный зал сблокированы в единое здание, а спецкорпус вынесен в отдельное здание. За рубежом осуществлены так называемые полуинтегральные компоновки, когда реакторы и все основное технологическое оборудование блокируются в железобетонном корпусе, а турбогенераторы устанавливаются в смежном корпусе (рис. 14.6).

Кроме указанного разделения, в соответствии с имеющейся практикой строительства АЭС тип компоновки главного корпуса характеризуют следующие признаки: параллельное и перпендикулярное размещение реакторного отделения и машинного зала и соответственно продольное или поперечное расположение турбогенераторов в машинном зале; заглубленное под уровень земли или нормальное (на отметке 0,0 м) расположение шахты реактора.

По мере накопления опыта строительства и эксплуатации АЭС с различными типами реакторов, увеличения суммарной мощности станции и отдельных реакторов и турбоустановок в компоновке основного оборудования и производственных помещений главного корпуса АЭС наметились тенденции к построению ее по блочному принципу. В состав такого энергетического блока входят реактор и соединенные с ним турбогенераторные установки.

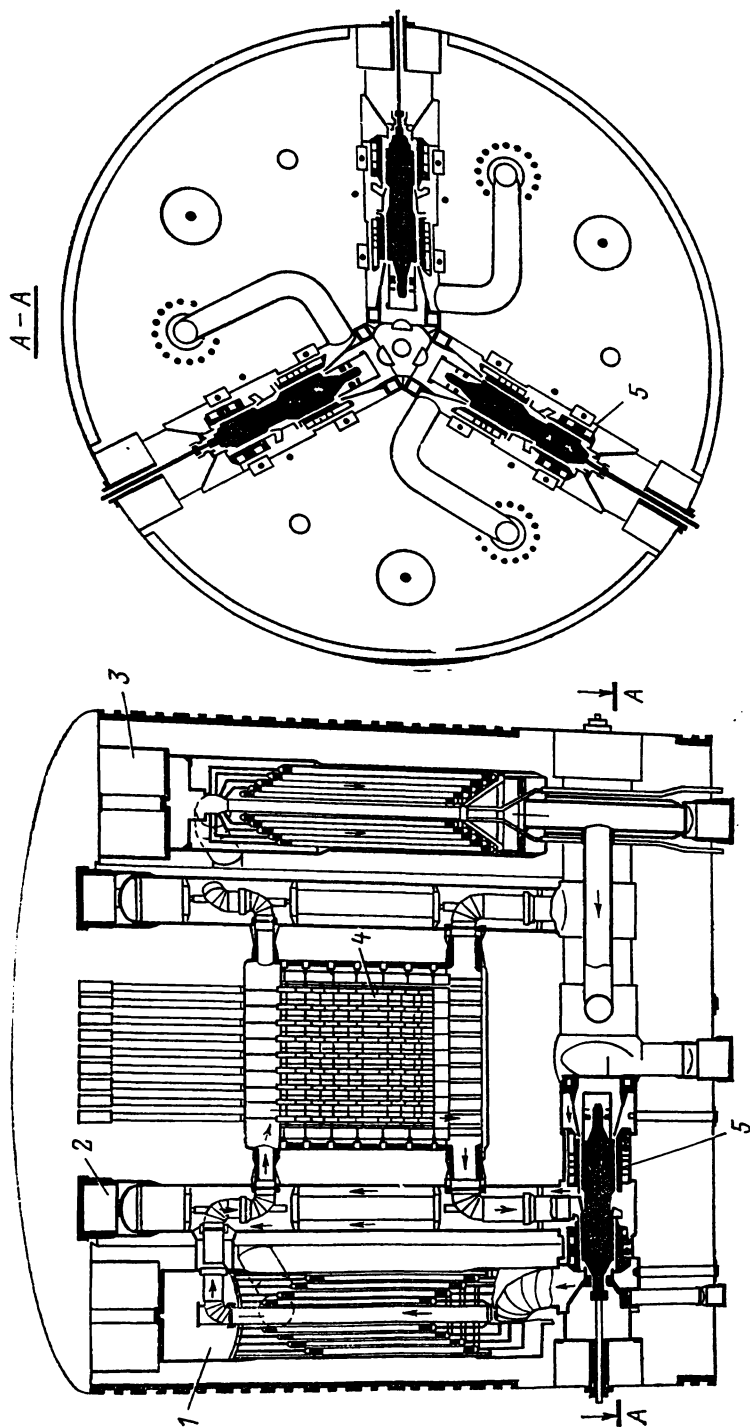


Рис. 14.5. Компонетка ВТГР (интегральная компоновка):
 1 — регенератор; 2 — камеры высокого давления; 3 — холодильник; 4 — реактор; 5 — газовая турбина и компрессор

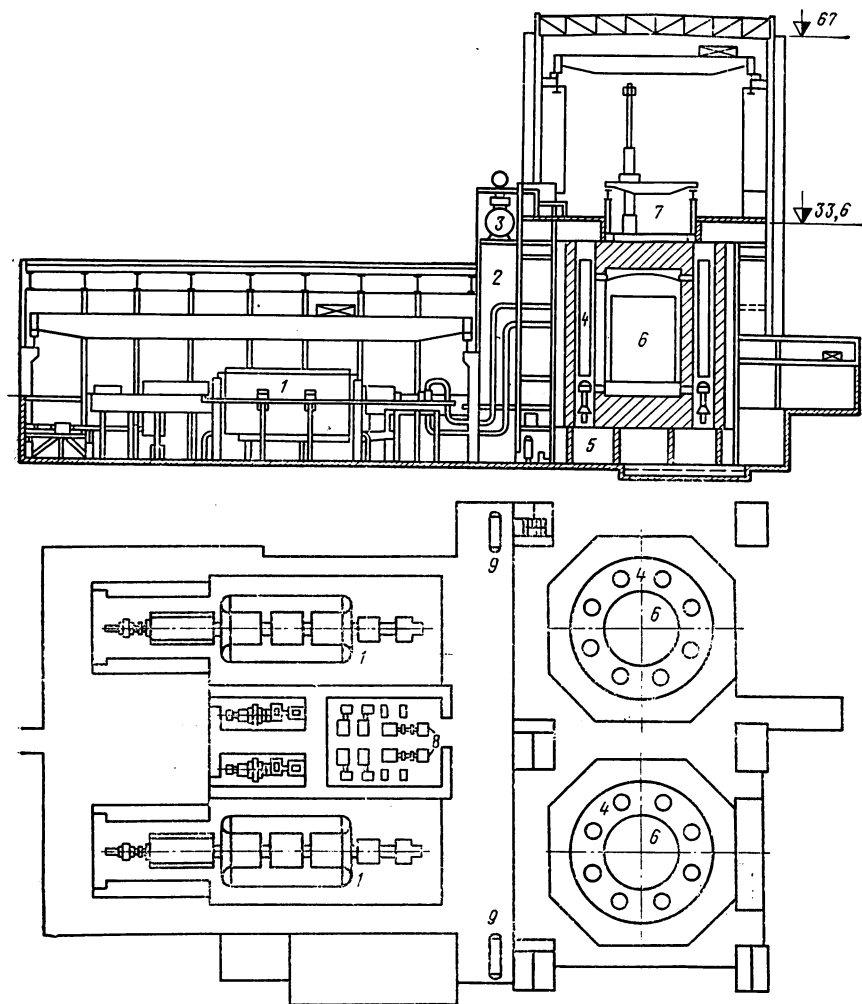


Рис. 14.6. Поперечный разрез и план главного корпуса АЭС «Хартлпул»:

1 — турбогенератор; 2 — паропроводы свежего пара и пара промежуточного перегрева; 3 — деаэрактор; 4 — парогенератор; 5 — газодувка; 6 — реактор; 7 — перегрузочная машина; 8 — питательные и конденсатные насосы; 9 — регенеративные перегреватели

В этом случае при компоновке главного корпуса стремятся создать так называемый модульный блок. Для этого в едином самостоятельном здании вместе с основным оборудованием размещаются все системы и службы, необходимые для работы одного энергоблока. В этом же строительном модуле находятся системы, обеспечивающие его радиационную безопасность, аварийную остановку, расхолаживание, отвод остаточных тепловыделений и другие послеаварийные мероприятия. Станции различной мощности ком-

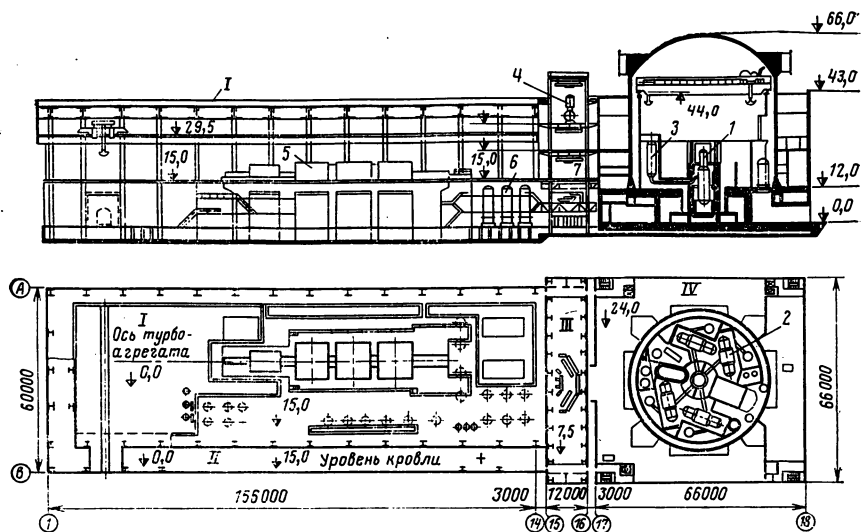


Рис. 14.7. Модульная компоновка энергоблока с реактором ВВЭР-1000:

I — машинное отделение; *II* — этажерка энергоустройств; *III* — деаэрационная этажерка; *IV* — реакторное отделение; 1 — реактор; 2 — парогенераторы; 3 — емкость аварийного охлаждения (CAOЗ); 4 — деаэраатор; 5 — турбоагрегат; 6 — подогреватели высокого давления; 7 — блочный щит управления

понуются из двух или нескольких модульных блоков. Общестанционные системы, которые могут быть использованы для обслуживания работы двух или нескольких блоков, в этом случае выносятся в отдельные сооружения (здания) АЭС, скомпонованные по функциональному признаку (например, объединенный корпус спецводоочистки, объединенный вспомогательный корпус и т. п.).

На рис. 14.7 представлена модульная компоновка энергоблока с реакторами ВВЭР-1000. При такой компоновке все оборудование энергоблока и обслуживающие его системы размещены в здании главного корпуса длиной 240 м и наибольшей шириной 66 м. Главный корпус объединяет машинный зал с пристроенной к нему этажеркой энергоустройств; деаэрационную этажерку, в которой располагается блочный щит с ЭВМ; реакторное отделение, состоящее из герметичной оболочки диаметром 45 м и высотой 54 м и негерметичной обстройки размером в плане 66×66 м. В герметичной части реакторного отделения располагается все основное оборудование энергоблока с радиоактивным теплоносителем, находящимся под большим давлением (реактор, парогенераторы, ГЦН, главные циркуляционные трубопроводы, компенсаторы объема, система CAOЗ и пр.). В негерметичной части, расположенной вокруг цилиндрической герметичной оболочки, находятся блочные технологические системы, которые по условиям эксплуатации и степени загрязненности должны размещаться в зоне строгого режима.

В машинном зале располагается один турбоагрегат мощностью 1000 МВт. Пролет машинного зала 51 м. С учетом компоновки турбоагрегата и размещения оборудования при ремонте длина машинного зала составляет 108 м.

Деаэраторная этажерка с пролетом 12 м расположена в торце машинного зала со стороны реакторного отделения.

14.3. ТИПОВЫЕ КОМПОНОВКИ ГЛАВНОГО КОРПУСА АЭС С РЕАКТОРАМИ ВВЭР И РБМК

Особенности компоновки главного корпуса двухконтурной АЭС с водо-водяными реакторами можно проследить на примере компоновки главного корпуса третьей очереди Нововоронежской АЭС с двумя реакторами ВВЭР-440 (рис. 14.8, 14.9). Главный корпус объединяет в одном здании машинный зал (общий для двух энергоблоков с продольным расположением турбогенераторов), реакторное отделение (две однотипные реакторные ячейки), промежуточное помещение, где расположен приточный вентиляционный центр, трубопроводный коридор и другие вспомогательные помещения. Вытяжной вентиляционный центр, помещения энергоустройств и помещения блочных щитов управления вынесены в виде многэтажных пристроек — этажерок вокруг глухих стен реакторного отделения.

Реакторное отделение одного энергоблока состоит из шахты реактора, вокруг которой за биологической защитой расположены изолированные помещения (боксы), где находятся: парогенераторы, ГЦН, бассейны перегрузки и выдержки отработавшего топлива, системы очистки первого контура, контура охлаждения воды кольцевого бака и бассейнов перегрузки. Реактор опирается на кольцевой водяной бак, являющийся тепловой защитой бетонных стен шахты. Шахта реактора и прилегающие помещения первого контура герметичны (рассчитаны на аварийное давление 0,2 МПа). Во время перегрузки шахта заполняется водой и соединяется с бассейном перегрузки. Шахта во время работы реактора закрывается полусферическим защитным колпаком. Для монтажа, перегрузки и ремонта в реакторном зале на оба энергоблока смонтированы два крана. Большой кран грузоподъемностью 250/30 т рассчитан на подъем верхнего блока реактора с крышкой и корпуса реактора при монтаже. Для транспортировки радиоактивных грузов кран оборудован системой дистанционной наводки, с помощью которой оператор может обслужить с центрального пульта заранее запрограммированные точки. Кран меньшей грузоподъемностью используется для вспомогательных операций.

Шесть парогенераторов располагаются вокруг реактора в едином боксе. Парогенераторы установлены выше активной зоны для обеспечения естественной циркуляции при расхолаживании реактора. Гидравлическая часть ГЦН, трубопроводы первого контура, главные запорные задвижки расположены под железобетонным перекрытием. На верх этого перекрытия вынесены электродвига-

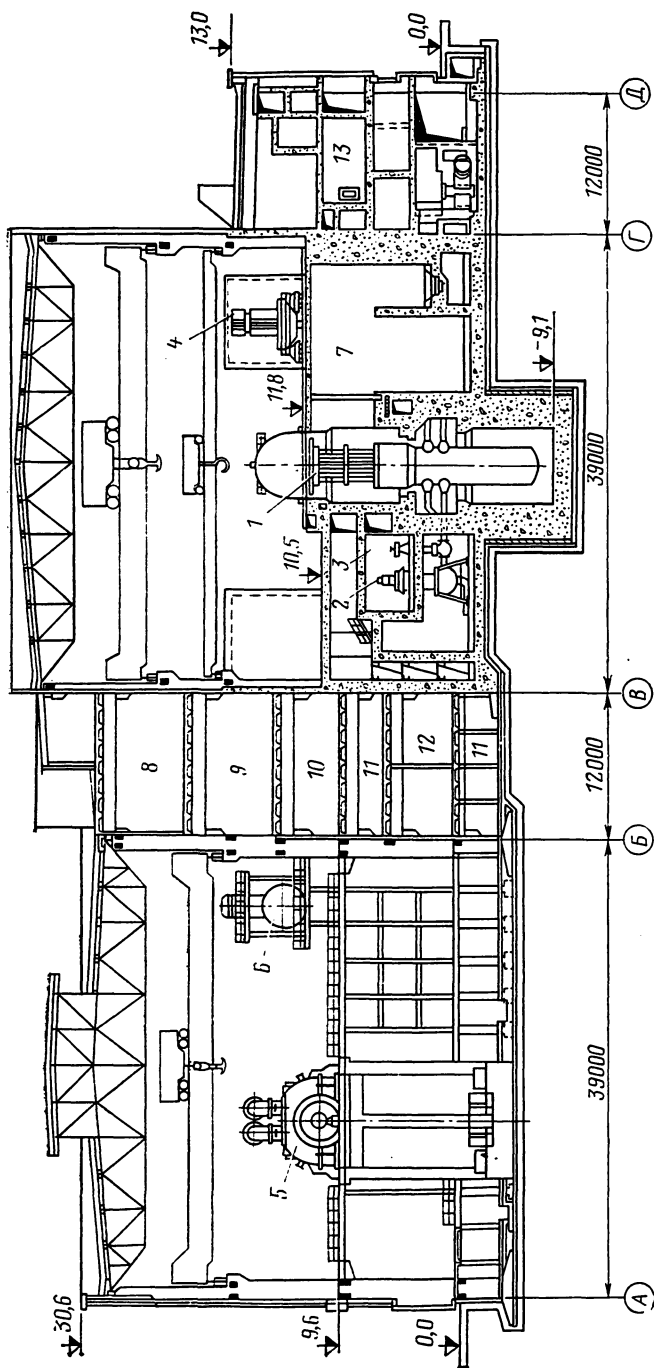


Рис. 14.8. Поперечный разрез главного корпуса третьей очереди Нововоронежской АЭС:

1 — турбоагрегат; 2 — деаэрактор; 3 — приточный вентиляционный центр; 4 — трубопроводный центр; 5 — помещение щитовых устройств; 6 — кабельный полуэтаж; 7 — помещение распределительного устройства; 8 — главный циркуляционный насос; 9 — главная запорная задвижка; 10 — реактор; 11 — машина для перегрузки кассет; 12 — вытяжной вентиляционный центр; 13 — бассейн перегрузки топлива

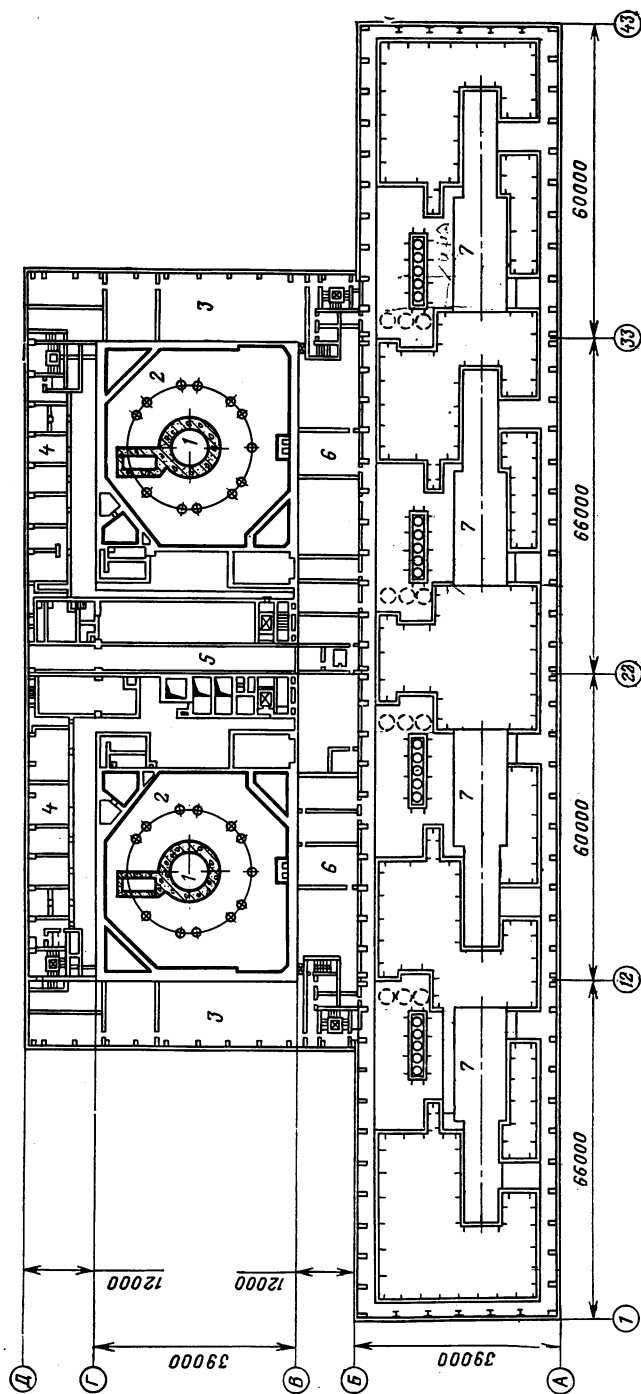


Рис 14.9. План главного корпуса третьей очереди Нововоронежской АЭС:

1 — реактор; 2 — бокс парогенераторов; 3 — помещение блочного щита управления; 4 — вытяжной вентиляционный центр; 5 — транспортный коридор; 6 — помещение распределительного устройства; 7 — турбоагрегат

тели ГЦН, приводы главных задвижек, воздушники парогенераторов и другая вспомогательная арматура. Это помещение, отгороженное от парогенераторов бетонной стенкой и имеющее специальный вход, позволяет проводить контроль за работой и обслуживание электродвигателей ГЦН, приводов задвижек и другие ремонтные работы при работающем реакторе. Вход в помещение обслуживания ГЦН и другие герметичные боксы выполнен через две двери: защитную, расположенную со стороны герметичных помещений и рассчитанную на давление 0,2 МПа, и легкую герметичную, рассчитанную на разрежение 5 Па. Пространство между дверями присоединено к вытяжной вентиляции.

Между реакторными отделениями энергоблоков, в специальных помещениях komponуются вспомогательные системы и службы, общие для двух энергоблоков (установка очистки загрязненных вод, ремонтные мастерские первого контура, хранилище — могильник — активированного оборудования, транспортный железнодорожный коридор, дополнительное хранилище свежего топлива, бассейны выдержки, мойка крупного оборудования и др.). Все эти помещения, так же как и реакторные отделения энергоблоков, относятся к зоне строгого режима. Обслуживающий персонал попадает в зону строгого режима из санитарно-бытового корпуса по второму этажу двухэтажной галереи (нижний этаж предназначен для прохода в чистую зону). Вход и выход из помещений строгого режима осуществляется через санпропускник, расположенный в санитарно-бытовом корпусе. В зоне строгого режима предусмотрены четыре лестничные клетки. Две основные с пассажирскими лифтами находятся в вытяжном вентиляционном центре, две аварийные размещены в реакторном отделении с двух сторон транспортного коридора.

Компоновка машинного зала, как уже отмечалось, выполнена с продольным расположением турбогенераторов. Турбогенераторы установлены паровпуском к центру машинного зала, по два на реактор, зеркально одна пара по отношению к другой. По высоте машинный зал разделен на два этажа — верхний турбинный, нижний конденсаторный. Внизу в конденсаторном помещении, кроме конденсаторов, около каждой турбины располагается «свое» вспомогательное оборудование (регенеративные подогреватели, конденсаторные и питательные насосы, маслогазоохладители, эжекторы, испарители и пр.).

На верхнюю площадку — площадку обслуживания турбогенераторов (отметка 9,6 м) выводятся органы управления основными задвижками и вентилями. Там же на отметке 9,6 м установлены деаэраторы. Монтажные площадки для монтажа и ремонта турбоагрегатов и другого оборудования располагаются на отметке 0,0 м, в центре зала вдоль железнодорожного пути и у торца зала. Машинный зал обслуживается двумя кранами грузоподъемностью 125/30 т каждый. Грузоподъемность кранов рассчитана на подъем двумя кранами статора генератора (самая тяжелая деталь турбогенератора).

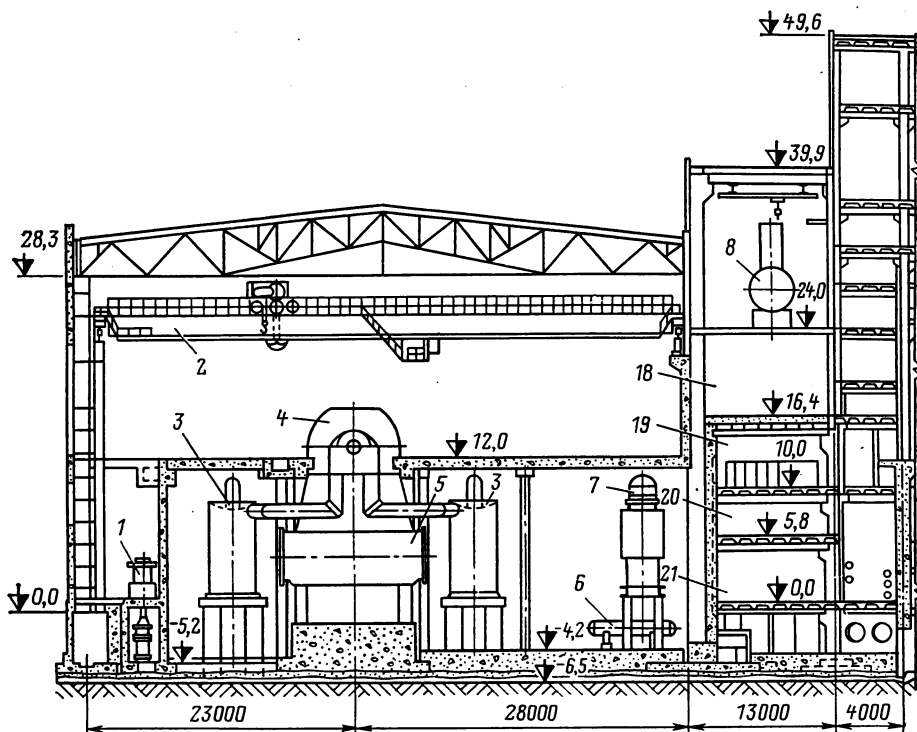
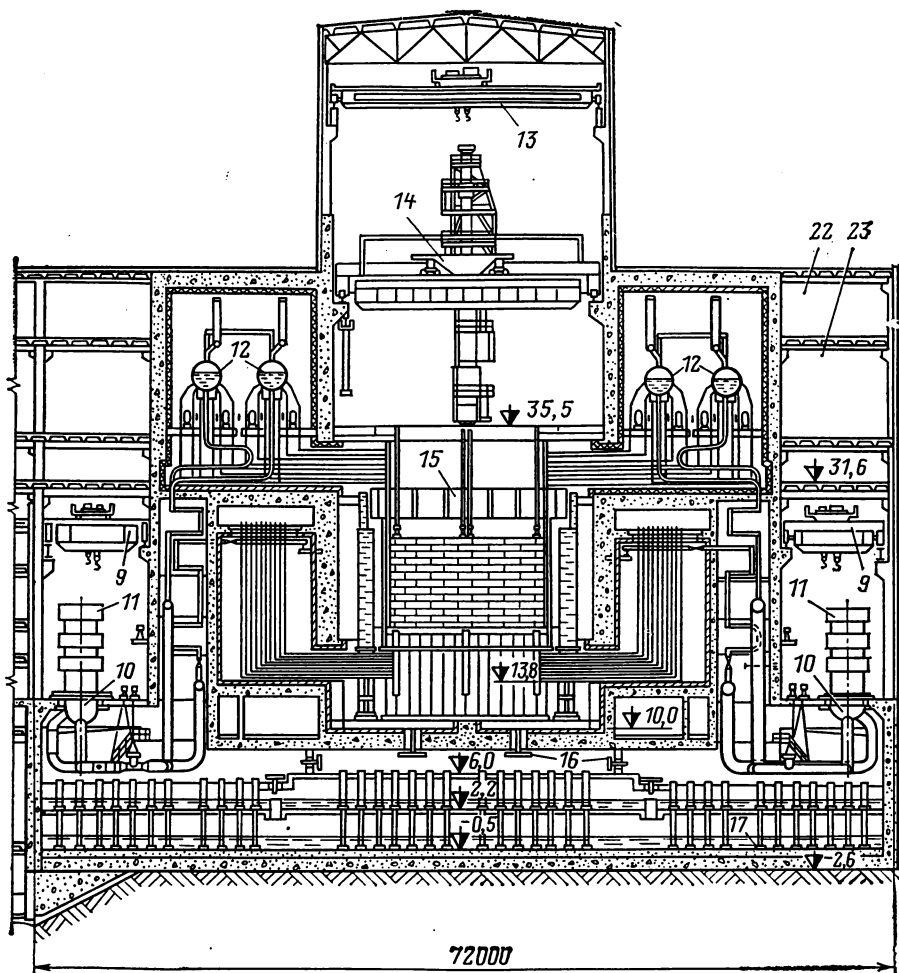


Рис. 14.10. Поперечный разрез главного корпуса Смоленской АЭС:

1 — конденсатный насос первого подъема; 2 — мостовой кран; 3 — сепаратор-перегреватель; 4 — паровая турбина К-500-65/3000; 5 — конденсатор; 6 — доохладитель; 7 — подогреватель низкого давления; 8 — деаэрактор; 9 — мостовой кран; 10 — ГЦН; 11 — электродвигатель ГЦН; 12 — барабан-сепаратор; 13 — мостовой кран с дистанционным управлением; 14 — разгрузочно-загрузочная машина; 15 — реактор РБМК-1000; 16 — клапаны аварийной защиты; 17 — бассейн-барботер; 18 — трубопроводный коридор; 19 — блочный щит управления (БЩУ); 20 — подшитное помещение; 21 — помещения распределительных устройств собственных нужд (РУСН); 22 — помещения вытяжных вентиляционных установок; 23 — помещения приточных вентиляционных установок

Поперечный разрез и план главного корпуса одноконтурной АЭС с двумя энергетическими блоками с реактором РБМК-1000 представлены на рис. 14.10 и 14.11. Общий вид корпуса можно видеть на рис. 14.2. Для этой станции компоновка реакторного отделения и машинного зала выполнена в одном здании, в традиционном для тепловых станций варианте с деаэракторной этажеркой между реакторным отделением и машинным залом.

Особенность конструкции реакторной установки РБМК-1000 — наличие развитого контура многократной принудительной циркуляции (МПЦ), состоящего из двух автономных петель с двумя барабанами-сепараторами, раздаточными групповыми коллекторами и четырьмя циркуляционными насосами каждая. Для контура МПЦ требуются значительные объемы. Причем вследствие повы-



шенной радиоактивности контура МПЦ предопределяется расположение этого оборудования в специальных боксах за биологической защитой. По этой же причине в изолированных помещениях за биологической защитой размещаются конденсаторы турбин, регенеративные подогреватели питательной воды, тракт промежуточной сепарации и перегрева пара, система очистки теплоносителя, система аварийного охлаждения реактора (САОР) и многие другие вспомогательные системы. Несмотря на то что радиоактивность теплоносителя значительно снижается после конденсатоочистки, помещения деаэраторов и трубопроводные коридоры в деаэрационной этажерке тоже выполняются с биологической защитой и изолируются. Все эти помещения в большинстве своем относятся к категории необслуживаемых. Таким образом, в представленной

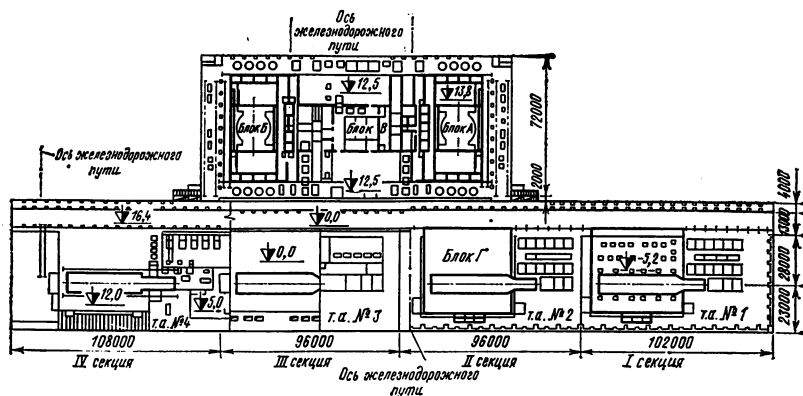


Рис. 14.11. План главного корпуса Смоленской АЭС

компоновке ярко проявляется основная особенность одноконтурных станций, по которой большинство ее технологических систем находится в зоне строгого режима. В зоне свободного режима размещаются немногие вспомогательные системы и установки, непосредственно контактирующие с радиоактивными средами и оборудованием.

Принципиально важным для одноконтурных АЭС является использование для размещения отдельных технологических систем и оборудования изолированных герметичных боксов. Их наличие обеспечивает возможность отключения расположенного в них оборудования для осмотра и ремонта без остановки реактора и энергоблока. Для управления технологическим процессом и отключения оборудования арматура таких систем имеет дистанционный привод, вынесенный в специальные коридоры обслуживания, либо оборудуется встроенным электроприводом.

Применение блочного принципа компоновки оборудования, так же как и на двухконтурной станции с реакторами ВВЭР (см. рис. 14.9), позволяет скомпоновать реакторное отделение из двух однотипных ячеек, поместив между ними общие для двух энергоблоков вспомогательные системы. В центральной части реакторного отделения (рис. 14.11) размещены: отделение спецводоочистки, выпарные установки, хранилище жидких отходов, ремонтно-механические службы, установки по очистке воздуха и установки подавления активности неконденсирующихся газов (УПАК), общестанционные вентиляционные системы. Последние расположены в верхнем этаже центральной части. Такое размещение УПАК позволило установить вентиляционную трубу на кровле реакторного отделения (см. рис. 14.2).

Компоновка машинного зала (поперечный пролет 51 м) выполнена с продольным расположением турбин — по две турбины К-500/65-3000 на каждый энергоблок. Благодаря слабой радиоактивности пара, поступающего в турбины, не потребовалось спе-

циальной биологической защиты собственно для турбины. Конденсационная часть машинного зала, как уже упоминалось, имеет отдельные бетонные боксы для вспомогательного оборудования каждой турбины. Со стороны генератора к этим боксам примыкают боксы конденсатоочистки. Общая длина машинного зала (388 м) определена размерами турбин и расстояниями между ними, необходимыми для раскладки элементов тепломеханического оборудования при его ремонте. Обслуживается зал двумя кранами грузоподъемностью 125/20 т.

Важнейшим требованием к реактору РБМК является необходимость его работы с минимальным количеством остановок. Поэтому предусматривается «непрерывная» перегрузка топлива на работающем реакторе без снижения его мощности (1—2 ТВС в сутки). Для этого в помещении центрального реакторного зала каждого энергоблока (см. рис. 14.10) устанавливается разгрузочная машина (РЗМ). РЗМ смонтирована на тележке специального крана (пролет 21 м). Кроме того, в реакторном зале располагается тренажерный стенд, предназначенный для настройки и проверки машины.

Для обеспечения возможности сброса пара при разрыве трубопроводов под шахтой реактора и боксами контура МПЦ размещен бассейн-барботер, в котором на двух уровнях создается запас воды, необходимой для конденсации пара, образующегося при разрыве самого крупного трубопровода (раздаточного группового коллектора диаметром 300 мм). Там же предусмотрена система теплообменников для охлаждения этой воды, которая способна обеспечить отвод остаточного тепловыделения реактора при его аварийной остановке.

Глава 15

РАЗМЕЩЕНИЕ И КОМПОНОВКА ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА СУДАХ И КОСМИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ

15.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАЗМЕЩЕНИЮ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Расположение помещений ЯЭУ на судах и компоновка в них основного и вспомогательного оборудования должна отвечать определенным требованиям, как общим для всех типов судовых энергетических установок (СЭУ), так и специфическим для ЯЭУ. Эти требования в Советском Союзе регламентируются «Правилами классификации и постройки морских судов» Регистра СССР*.

Приведем общие для всех СЭУ требования к размещению и компоновке.

* Регистр СССР «Правила классификации и постройки морских судов», М., 1974, т. II.

1. Для обеспечения живучести и непотопляемости судна при авариях корпус судна обязательно разделяется поперечными и продольными водонепроницаемыми переборками на отсеки. Вместимости этих отсеков таковы, что даже при затоплении любых двух отсеков обеспечивается непотопляемость судна. В общем случае количество отсеков для размещения СЭУ должно выбираться по возможности наименьшим, при этом уменьшается масса ЯЭУ (в основном за счет сокращения и упрощения коммуникаций), повышается эксплуатационная надежность, упрощается ее обслуживание, а главное — высвобождается объем корпуса, который может быть использован для выполнения прямой задачи судна.

В качестве показателей габаритов ЯЭУ используются коэффициенты насыщенности помещений установки по площади K_S и объему K_V :

$$K_S = N_e / S_{\text{СЭУ}} \text{ и } K_V = N_e / V_{\text{ЯЭУ}},$$

где N_e — мощность СЭУ; $S_{\text{СЭУ}}$ и $V_{\text{ЯЭУ}}$ — площадь и объем, занимаемые СЭУ.

На рис. 15.1 приведены области значений коэффициентов насыщенности помещений СЭУ с водо-водяным реактором (проектные данные).

2. Расположение отсеков СЭУ по длине судна, в значительной мере определяющее компоновку других помещений и палубных надстроек, должно выбираться с учетом живучести и непотопляемости судна, а также наиболее благоприятных условий обитаемости по вибрации, шуму и т. п.

Различают среднее, кормовое и промежуточное расположение СЭУ (рис. 15.2). По условиям удифферентовки и удобству компоновки СЭУ среднее расположение наиболее предпочтительно. Недостаток такого расположения — значительная протяженность валопроводов, для размещения которых приходится предусматривать длинные коридоры в пределах кормовых отсеков. В настоящее время среднее расположение преимущественно применяется на ледоколах, судах ледового плавания и буксирах.

При кормовом расположении СЭУ длина валопроводов наименьшая, однако при таком расположении затруднена удифферентовка судна при его неполной загрузке, возникают трудности обеспечения аварийной непотопляемости при затоплении расположен-

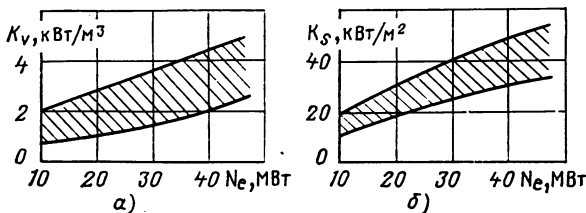
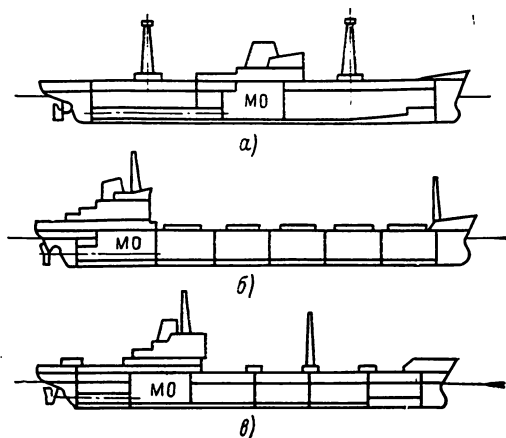


Рис. 15.1. Зависимость коэффициентов насыщенности помещений по объему (а) и площади (б) от мощности СЭУ

Рис. 15.2. Расположение СЭУ по длине судна среднее (а), кормовое (б), промежуточное (в) (МО-машинный отсек)



ных в кормовой части отсеков СЭУ, общая протяженность и объемы помещений СЭУ увеличиваются по сравнению со средним расположением из-за трудности размещения механического оборудования в кормовых отсеках при заостренных кормовых обводах.

При промежуточном расположении помещений СЭУ исключаются многие недостатки, свойственные среднему и кормовому расположению, поэтому оно часто применяется в настоящее время на судах с повышенной скоростью хода.

На всех построенных надводных судах с ЯЭУ, равно как в большинстве выполненных проектов, применено среднее расположение СЭУ. Это связано с лучшей устойчивостью судна при больших, чем у обычных СЭУ, массе и габаритах паропроизводящей части, а также с меньшей уязвимостью ЯЭУ при авариях в этом случае. Кормовое расположение ЯЭУ встречается в проектах надводных танкеров и подводных транспортных судов (танкеров, ру-довозов).

3. Расположение главного и вспомогательного оборудования СЭУ должно обеспечивать надежную и безопасную его эксплуатацию в судовых условиях, отличающихся статическими и динамическими наклонениями корпуса, вибрациями и возможными ударными нагрузками. Для этого двигатели, отдельные агрегаты и механическое оборудование, имеющее вращающиеся массы, должны крепиться к фундаментам и платформам, жестко связанным с каркасом судна, посредством амортизаторов. Амортизация оборудования необходима для снижения шума и вибрации, передаваемых судовым конструкциям, а также для снижения ускорения оборудования при аварии судна. При размещении оборудования с горизонтальной осью вращения для уменьшения гироскопических моментов, возникающих при поперечной качке, следует направлять эти оси вращения вдоль судна. Цистерны, сосуды и аппараты, имеющие свободные поверхности, нужно располагать по возмож-

ности ближе к диаметральной плоскости судна и в нижней части помещения.

4. Должны обеспечиваться свободный и безопасный доступ ко всем частям механизмов во время их действия, а также при разборке и ремонте. Для этого должны предусматриваться свободные проходы между оборудованием и переборками, а также место для расположения деталей оборудования при ремонте. Размеры проходов и расстояний устанавливаются для каждого судна в зависимости от его назначения и утверждаются Регистром СССР.

5. При размещении оборудования нужно стремиться к возможно меньшим длинам соединительных трубопроводов. Для этого следует располагать оборудование, относящееся к какой-либо одной системе, в одном районе. Рассредоточенное расположение оборудования применяется в тех случаях, когда необходимо обеспечить повышенную живучесть установки.

6. В помещениях СЭУ предусматривают устройства подъема, перемещения и выгрузки оборудования и его деталей. Необходимо также учитывать возможность применения прогрессивных технологических методов монтажа оборудования ЯЭУ, позволяющих снизить трудоемкость и стоимость постройки судна.

7. Магистральные трассы трубопроводов и электрических кабелей в помещениях ЯЭУ желательно размещать по возможности прямолинейно вдоль судна, перпендикулярно его диаметральной плоскости или вертикально. Расположение арматуры и соединительных трубопроводов должно предусматривать свободный доступ к ним и возможность выполнения ремонтных работ без демонтажа смежного оборудования и находящихся рядом труб.

Электрические кабельные трассы в помещениях ЯЭУ располагают преимущественно выше настила пола. В случае необходимости расположения кабелей под настилом их прокладывают в металлических трубах или закрытых каналах.

8. Особое внимание должно уделяться расположению насосов, донной и забортной арматуры, что вызвано необходимостью обеспечения надежного всасывания при различных эксплуатационных осадках судна, кренах и дифферентах судна. Донная арматура для приема забортной охлаждающей воды устанавливается на кингстонных ящиках (рис. 15.3). На ледоколах и судах ледового плавания вместо кингстонных ящиков применяют ледовые ящики (рис. 15.4). Прием забортной охлаждающей воды обычно осуществляется в носовой части, по возможности в наибольшем удалении от гребных винтов.

9. В помещениях СЭУ должен быть предусмотрен пост управления. Центральный пост управления СЭУ устанавливают в закрытых, изолированных от других помещений выгородках. Здесь сосредоточивают все необходимые средства дистанционного автоматизированного управления главными и вспомогательными механизмами и установками, приборы дистанционного контроля параметров и состояния СЭУ, а также средства внутрисудовой связи с помещениями СЭУ и командным постом судна.

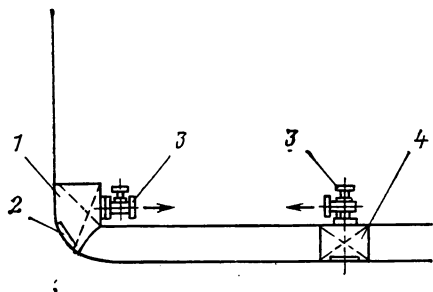


Рис. 15.3. Заборные клапаны, установленные на кингстонных ящиках:

1 — бортовой кингстонный ящик; 2 — приемная решетка; 3 — приемные заборные клапаны; 4 — днищевый кингстонный ящик

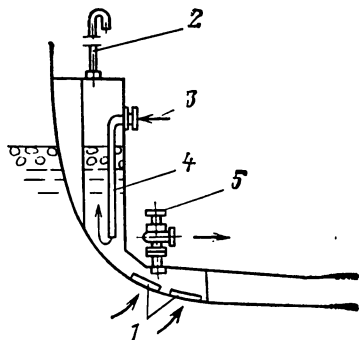


Рис. 15.4. Ледовый ящик:

1 — приемные решетки; 2 — воздушная труба; 3 — отлив охлаждающей воды из системы охлаждения; 4 — ледовый ящик; 5 — приемный заборный клапан

10. Современные суда различного назначения характеризуются значительным потреблением электроэнергии для привода вспомогательных механизмов, обеспечения энергией средств автоматизации и контроля, хозяйственных нужд и т. п., в связи с чем мощность вспомогательных электростанций непрерывно растет и требования к надежности системы электроснабжения повышаются. Особо высокие требования предъявляются к надежности электроснабжения паропроизводящих установок с ядерным реактором. Эти системы в соответствии с требованиями Регистра СССР должны обеспечиваться на всех нормальных режимах работы от двух независимых источников питания (два турбогенератора, турбогенератор и дизель-генератор и т. п.).

11. Регистр требует наличия на судне аварийных средств движения на случай выхода из строя главной энергетической установки. Чаще всего для этого используются ходовые аварийные электродвигатели, присоединяемые к редуктору главного турбозубчатого агрегата (ГТЗА) через муфту и снабжаемые энергией от резервных дизель-генераторов или аккумуляторных батарей. На судах с ЯЭУ для этой цели могут использоваться также вспомогательные котельные установки, работающие на органическом топливе и вырабатывающие пар таких же параметров. Оборудование аварийных электростанций устанавливают в отдельных помещениях, находящихся выше линии предельного аварийного погружения судна.

15.2. ОСОБЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАЗМЕЩЕНИЮ И КОМПОНОВКЕ ОБОРУДОВАНИЯ СЭУ

Особые требования к размещению и компоновке оборудования СЭУ связаны с необходимостью обеспечения радиационной безопасности как при нормальной его эксплуатации, так и при ава-

риях. В настоящее время большинством классификационных обществ (Регистр СССР, Правила Ллойда, Веритаса и т. д.) разработаны правила постройки судов с ЯЭУ*.

Наиболее серьезными радиационные поражения личного состава команды и радиоактивные заражения окружающей акватории представляются при повреждениях ЯЭУ, связанных с авариями судна, например при посадке его на мель или столкновении с другим судном. Поэтому к корпусу судов с ЯЭУ предъявляются дополнительные требования. «Правилами классификации и постройки морских судов» Регистра СССР предусматривается увеличение момента сопротивления поперечного сечения корпуса атомного судна на миделе не менее чем на 10 % по сравнению с обычным судном. В районе расположения реакторного отсека должны быть предусмотрены противоударная защита и усиленный каркас судна.

Конструктивная бортовая защита по длине судна должна выходить за пределы реакторного отсека в обоих направлениях на расстояние не менее 10 % ширины судна на уровне грузовой ватерлинии. Конструкция днищевой части корпуса в районе реакторного отсека также должна быть усилена и снабжена элементами; поглощающими энергию удара при посадке на мель. На рис. 15.5 изображена схема расположения контейнера с реактором

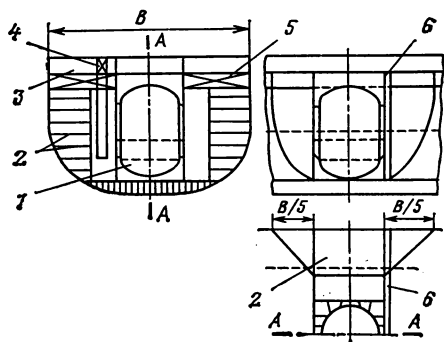


Рис. 15.5. Расположение контейнера с ППУ в корпусе судна:

1 — контейнер с оборудованием первого контура; 2 — платформы противоударной защиты; 3 — зона размещения вспомогательного оборудования для работы с радиоактивными веществами; 4 — лифт; 5 — зона размещения оборудования системы вентиляции; 6 — коффердам

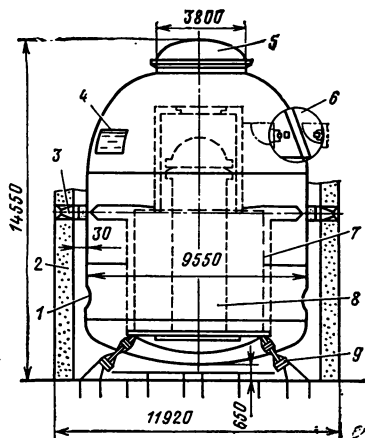


Рис. 15.6. Защитный контейнер ППУ атомного сухогрузного судна «Отто Гань»:

1 — место установки клапана затопления; 2 — вторичная бетонная защита; 3 — папфа (8 шт.) горизонтального крепления контейнера; 4 — место ввода кабелей; 5 — крышка контейнера; 6 — сферическая шлюзовая камера диаметром 2,5 м; 7 — первичная биологическая защита из чугуна и стали; 8 — реактор; 9 — опора

* Регистр СССР. Бюллетень № 2А. Дополнительные требования для атомных судов правил классификации и постройки морских судов. М., 1971.

в корпусе судна. Противоударная защита выполнена в виде горизонтальных платформ, деформация которых при столкновении гасит энергию удара. Все корпусные конструкции реакторного отсека должны быть рассчитаны на динамические нагрузки, возникающие вследствие ускорения в любом направлении не менее $3g$.

Для предотвращения распространения радиоактивных веществ (газовая и аэрозольная активность, протечки теплоносителя первого контура и т. п.) за пределы помещения, в котором расположены реактор и оборудование первого контура, это помещение выполняется в виде герметичного выгородки. Конструкция защитного ограждения должна выдерживать внутреннее давление, возникающее при условной предельно возможной аварии. Такой предельно возможной аварией принимается авария с внезапной потерей герметичности (разрывом) первого контура, расплавлением активной зоны и испарением всей воды. При выполнении защитного ограждения в виде контейнера его стенки могут использоваться как несущая конструкция и как часть вторичной биологической защиты. На рис. 15.6 показан защитный контейнер рудовоза «Отто Ган».

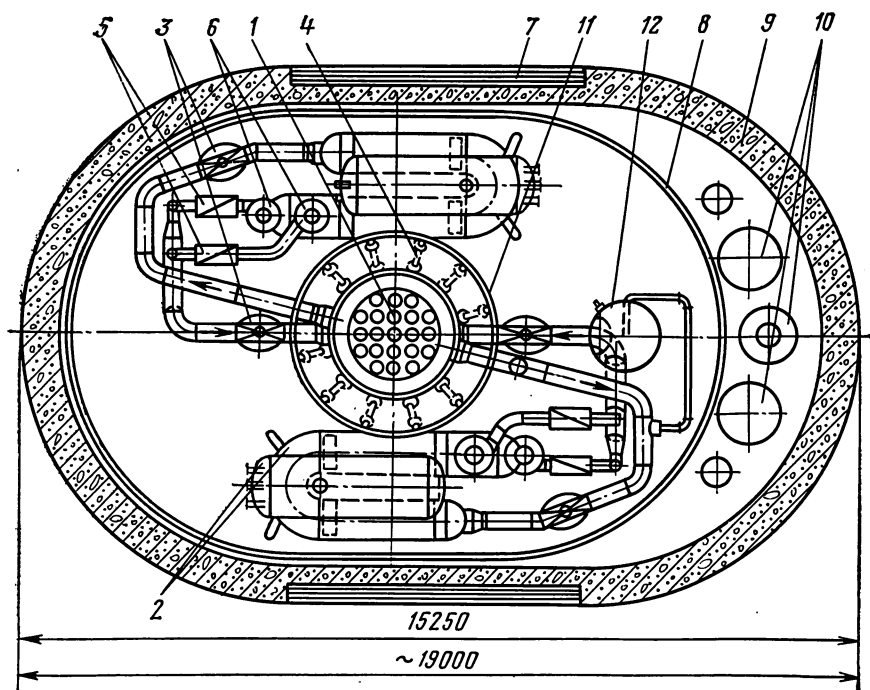


Рис. 15.7. Компоновка ППУ атомного судна «Саванна»:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — запорные задвижки первого контура; 4 — механизмы СУЗ; 5 — обратные клапаны; 6 — ГЦН первого контура; 7 — противоударная защита из слоев стали и дерева; 8 — герметичный контейнер; 9 — вторичная биологическая защита; 10 — фильтры первого контура; 11 — бак первичной биологической защиты; 12 — компенсатор объема

Контейнер представляет собой вертикальный стальной цилиндр диаметром 9,55 и высотой 14,55 м с полусферическим нижним днищем. К днищу контейнера приварен конус с опорами, наклоненными к горизонтали под углом 45°. Контейнер рассчитан на внутреннее давление 1,42 МПа. Защитный контейнер установлен в реакторном отсеке, в средней части судна. Вокруг контейнера на переборках реакторного отсека сооружена биологическая защита толщиной 50—60 мм. На крышке контейнера имеется сферический шлюз для прохода внутрь контейнера. В нижней части контейнера установлены автоматические клапаны затопления, обеспечивающие поступление воды внутрь контейнера на глубине 25 м. Это предотвращает разрушение контейнера на большой глубине при аварии судна. Для примера на рис. 15.7 показано расположение оборудования паропроизводящей установки (ППУ) в горизонтальном цилиндрическом контейнере (грузопассажирское судно «Саванна»).

Другой способ локализации распространения радиоактивных веществ — организация защитной герметичной выгородки (отсека). На рис. 15.8 показана схема такой защитной выгородки и

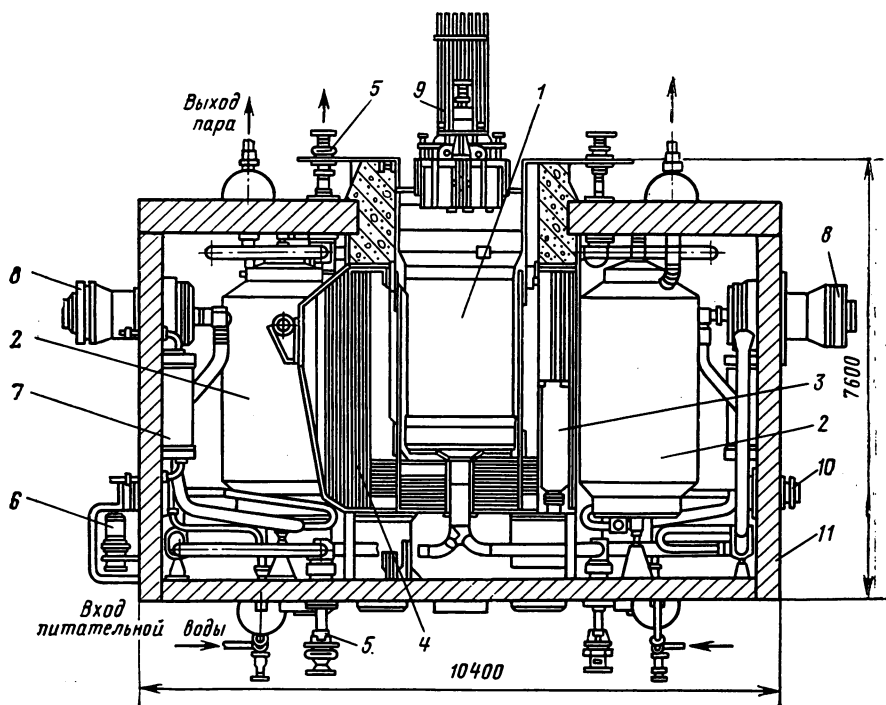


Рис. 15.8. Компоновка ППУ атомного ледокола «Ленин»:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — фильтр первого контура; 4 — бак первичной биологической защиты; 5 — задвижки первого контура; 6 — насос системы охлаждения первичной защиты; 7 — холодильник; 8 — главный циркуляционный насос первого контура; 9 — механизм СУЗ; 10 — аварийный циркуляционный насос; 11 — вторичная биологическая защита

размещения в ней оборудования первой ППУ ледокола «Ленин». Защитную выгородку образуют продольные и поперечные стальные переборки толщиной 7,6 мм. По поверхности переборки сверху центрального отсека с ППУ установлены стальные плиты толщиной 300—400 мм.

Для предотвращения значительного повышения давления в герметичных помещениях ППУ при аварии эти помещения должны быть снабжены противоаварийными устройствами. Такие устройства могут быть выполнены в виде спринклерной системы, распыляющей воду в пространстве ограждения. Например, в защитном контейнере судна «Отто Ган» такая система имеет четыре кольцевых трубопровода, расположенных на разной высоте и снабженных форсунками, впрыскивающими воду в направлении поверхности защитной оболочки. В некоторых зарубежных проектах для понижения давления при аварии предусмотрен выброс образующейся паровоздушной смеси под уровень воды в специальную цистерну, окружающую защитный контейнер (рис. 15.9). В период нормальной эксплуатации эта цистерна с водой выполняет роль вторичной защиты. При аварии при барботаже и конденсации паровоздушной смеси она аккумулирует выделяющееся тепло.

Особые требования предъявляются также к герметичности защитных ограждений ППУ. Регистром СССР предусмотрено испытание герметичности помещений для размещения ядерной ППУ воздушным давлением, создаваемым внутри. Поскольку обеспечить абсолютную плотность помещений большого объема практически невозможно, то в результате этих испытаний устанавливаются возможные фактические протечки радиоактивной среды. Испытательное давление и допустимая утечка определяются при проектировании ЯЭУ в зависимости от объема и конструкции защитного ограждения и окружающих помещений. Например, в качестве допустимой скорости утечки воздуха из защитного контейнера судна «Саванна» принята утечка воздуха, равная 2,5 % в сутки от первоначального количества воздуха в контейнере при начальном избыточном давлении 0,13 МПа. Во избежание распространения радиоактивных аэрозолей и газов за пределы защитных ограждений во время нормальной эксплуатации судна в помещениях ядерной ППУ при помощи специальной системы вентиляции поддерживается разрежение, при этом чем опаснее помещение в отношении выделения газов и аэрозолей, тем выше создается в нем разрежение. Так, в защитной выгородке ледокола «Ленин» до реконструкции создавалось разрежение около 400 Па. Отсасываемый

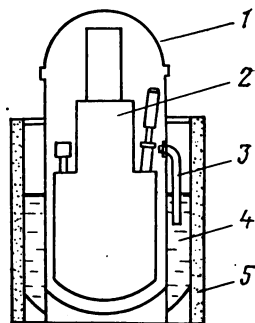


Рис. 15.9. Схема системы снижения давления в защитной выгородке судовой ППУ:

1 — защитный колпак; 2 — реактор; 3 — труба сброса пара в цистерну; 4 — цистерна с водой; 5 — защита

из помещения воздух удалялся через полую грот-мачту на высоте 20 м над верхней палубой.

Так же, как и на АЭС (см. гл. 14), помещения судна с ЯЭУ по степени радиационной безопасности разделяют по различным категориям. Выделяются зона строгого режима и зона свободного режима. К зоне строгого режима относятся помещения, в которых при работающей ЯЭУ имеются источники повышенного радиоактивного излучения и где возможны радиационные загрязнения. Обычно это весь отсек с ППУ судна, помещения радиохимической лаборатории, дезактивации оборудования, временного хранения радиоактивных жидких и твердых отходов, вспомогательных систем ППУ и т. п. Зона ограниченного режима включает помещения и часть открытых палуб, радиоактивная загрязненность которых возможна только при авариях и несоблюдении правил радиационной безопасности. В зону свободного режима относят все помещения и палубы судна, не вошедшие в первые две категории.

Обслуживание всех помещений на судне регламентируется правилами радиационной безопасности и Регистром СССР. Согласно этим правилам число входов в помещения зоны ограниченного и строгого режима из помещений свободного режима должно быть минимальным. Эти входы должны быть оборудованы санпропускниками.

Для предотвращения накопления радиоактивных загрязнений должны предусматриваться возможность и средства дезактивации помещений строгого режима, помещений ограниченного режима и расположенного в них оборудования. Для этого конфигурация, окраска и покрытие помещений и оборудования должны допускать дезактивацию специальными моющими средствами. Механизм и оборудование, непригодные для дезактивации, должны быть заменяемыми.

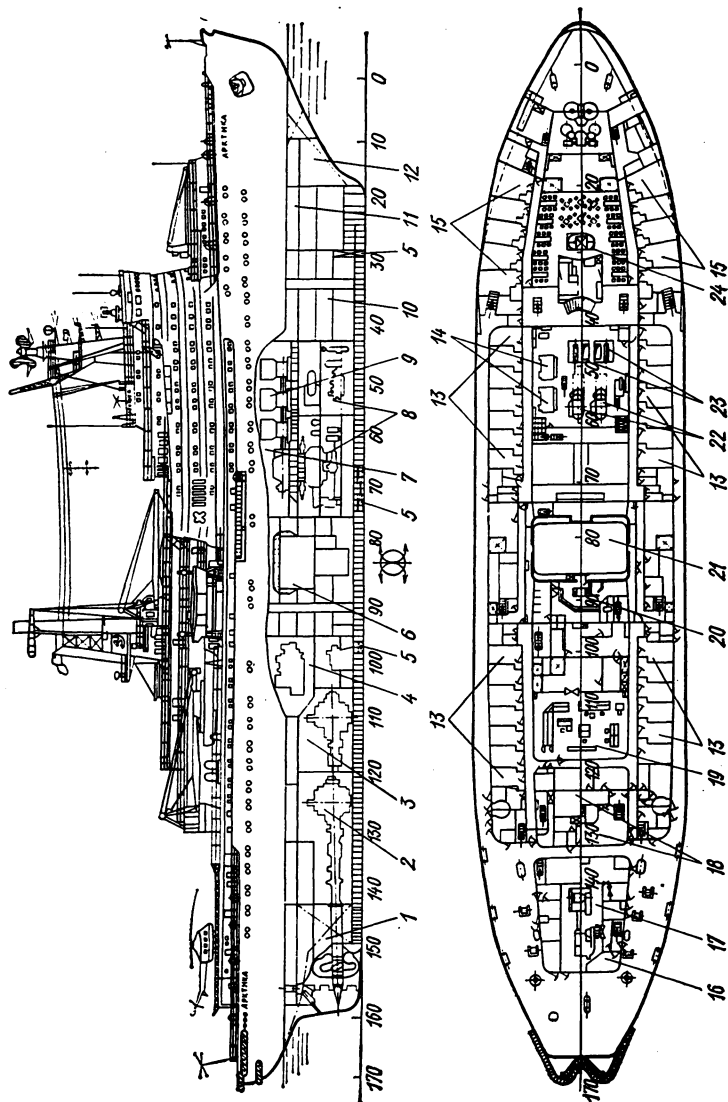
15.3. ПРИМЕРЫ РАЗМЕЩЕНИЯ ЯЭУ НА СУДНЕ

На рис. 15.10 показана схема размещения оборудования ЯЭУ на ледоколе «Арктика». Ледокол «Арктика» — второй флагман атомного ледокольного флота СССР — вступил в состав действующих судов морского флота СССР в 1975 г. Это трехвинтовое судно водоизмещением 19 300 т, длиной 136 м, шириной 28 м с осадкой по конструктивную ватерлинию 11 м. Общая полезная мощность его трехвальной турбоэлектрической установки 55 200 кВт (75 000 л. с.), максимальная скорость на чистой воде 40 км/ч (21 узел), а во льдах толщиной до 2,5 м свыше 3,6 кг/ч (2 узлов).

Корпус ледокола разделен главными водонепроницаемыми перегородками на восемь отсеков. Дополнительно наиболее важные помещения выделены в самостоятельные водонепроницаемые и газоплотные отсеки. Благодаря этому обеспечивается непотопляемость ледокола при затоплении любых двух отсеков, а также необходимая радиационная безопасность.

Рис. 15.10. Схема расположения ЯЭУ ледокола «Арктика»:

1, 12 — дифферентные цистерны; 2 — бортовой гребной электродвигатель; 3 — средний гребной электродвигатель; 4 — кормовая электростанция; 5 — ледовый ящик; 6 — реакторное помещение; ППУ; 7 — главная турбина; 8 — помещения вспомогательных механизмов; 9 — главные генераторы; 10 — главные генераторные помещения; 11 — грузоместные каюты; 13 — водоприемные установки; 14 — водоприемные каюты; 15 — двухместные каюты; 16 — кормовой пост управления ледоколом; 17 — помещения буксирной лебедки; 18 — медпункт; 19 — центральный пост управления ЯЭУ; 20 — санпропускник центрального отсека; 21 — аппаратная помещения ППУ; 22 — парогенераторы низкого давления; 23 — вспомогательные котлы; 24 — столовая команды



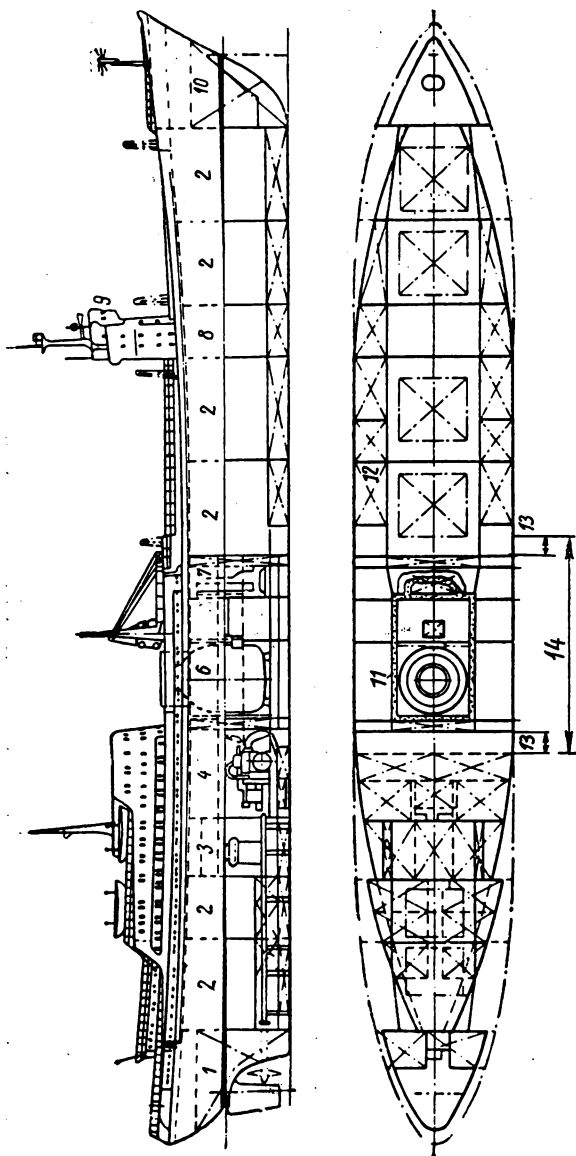


Рис. 15.11. Схема расположения реакторной установки грузового судна «Отто Хан»:

1 — актерник; 2 — трюмы; 3 — рефрижераторная; 4 — отсек ГТЗА; 5 — отсек вспомогательного котла; 6 — реакторный отсек; 7 — отсек хранения топлива; 8 — отсек вспомогательных механизмов; 9 — ходовая рубка; 10 — форник; 11 — биологическая защита; 12 — бортовые балластные цистерны; 13 — коффердам; 14 — зона конструктивной защиты реактора

Паропроизводящая часть ЯЭУ расположена в средней части судна в специальном газоплотном отсеке, имеющем легкую вторичную защиту. Отсек разделен по высоте на две части. Вверху находится аппаратное отделение, внизу реакторное. Перекрытие между ними выполнено герметичным и снабжено биологической защитной. В реакторном отделении в кессонных баках железноводной защиты размещаются два реактора. Кроме реакторов, каждый паропроизводящий блок включает в себя четыре парогенератора, четыре циркуляционных насоса, компенсатор объема, ионообменный фильтр с холодильником и другое оборудование. Оборудование в реакторном и аппаратном отделении не требует постоянного обслуживания, однако аппаратное отделение относится к полубслуживаемым помещениям и имеет герметичные двери. Попасть в центральный отсек (аппаратное и реакторное отделение) можно только через санпропускник. В нос от ППУ расположено главное машинное отделение, где размещены два главных турбогенератора (ГТГ) по 27 600 кВт, два вспомогательных турбогенератора (ВТГ) по 2000 кВт и обслуживающие их вспомогательные механизмы. В корму от ППУ размещается кормовая электростан-

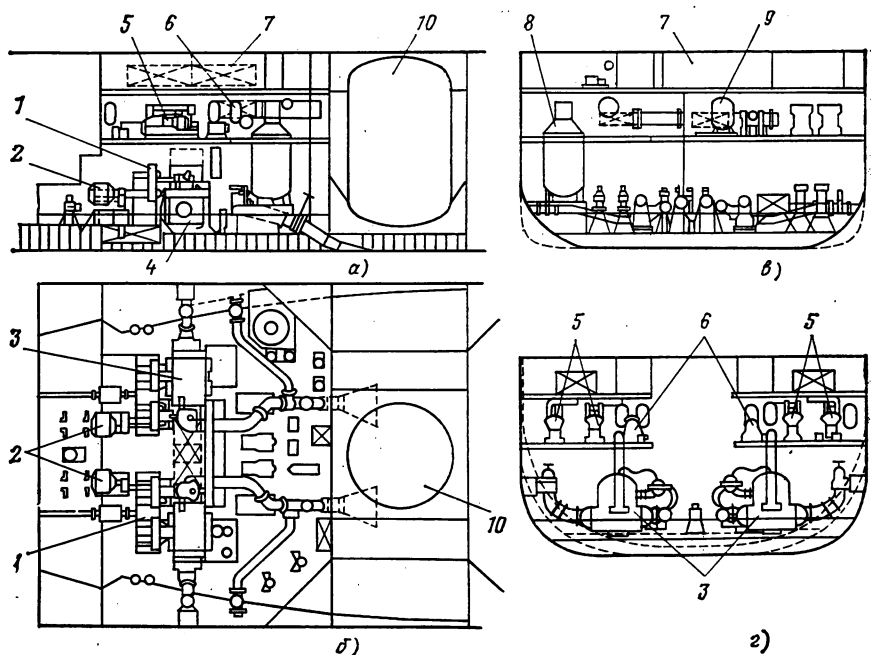


Рис. 15.12. Размещение оборудования паротурбинной ЯЭУ судна «Отто Хан»: а — вид на борт; б — план нижней палубы; в — вид на корму; г — вид на нос; 1 — редуктор ГТЗА; 2 — аварийные ходовые электродвигатели; 3 — турбины низкого давления; 4 — главные самопроточные конденсаторы; 5 — резервные дизель-генераторы; 6 — вспомогательные турбогенераторы; 7 — пост управления установкой; 8 — вспомогательный парогенератор; 9 — ионообменные фильтры; 10 — контейнер с ППУ

ция, состоящая из трех ВТГ по 2000 кВт и одного резервного дизель-генератора мощностью 1000 кВт. За кормовой электростанцией находятся помещения главных распределительных щитов гребных электродвигателей и затем отделения среднего и бортовых гребных электродвигателей. Гребная электрическая установка выполнена на постоянном токе. Переменный ток, вырабатываемый шестью генераторами, преобразуется при помощи кремниевых выпрямителей в постоянный ток, который и поступает на три гребных двигателя постоянного тока мощностью по 16 000 кВт (22 000 л. с.). Часть электрического и вспомогательного оборудования ЯЭУ, не связанного с первым контуром, размещается в средней части палубной надстройки ледокола (опреснительные установки, вспомогательные котлы, парогенераторы низкого давления,

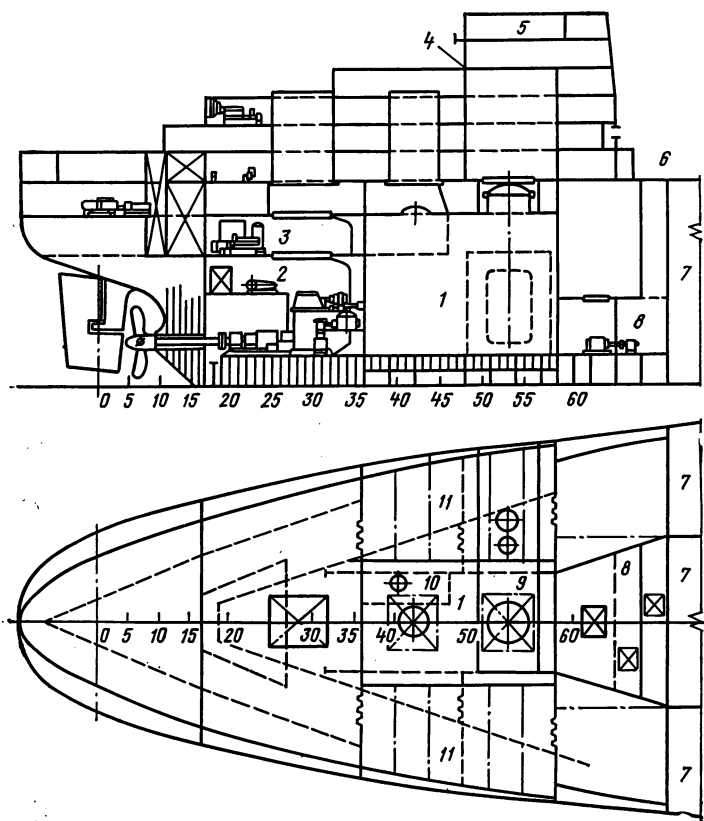


Рис. 15.13. Компонка на танкере ядерной газотурбинной установки на гелии (мощность 24 МВт):

1 — реакторное и машинное отделения; 2 — платформа; 3 — палуба вспомогательных механизмов; 4 — кормовая надстройка; 5 — ходовая рубка; 6 — верхняя палуба; 7 — танки; 8 — насосное отделение; 9 — люк к реактору; 10 — люк к турбокомпрессорной группе; 11 — защита от столкновений

деаэратор, два аварийных дизель-генератора мощностью по 200 кВт и т. п.).

На рис. 15.11 показано общее расположение реакторной установки на грузовом судне «Отто Ган», предназначенном для перевозки насыпных грузов.

Паротурбинная часть ЯЭУ, как правило, по составу оборудования и его размещению мало отличается от обычных судовых паротурбинных установок. Это можно видеть на рис. 15.12, где показано размещение оборудования двухвальной ЯЭУ сухогрузного судна мощностью 44 200 кВт на винтах. Кроме главных турбин и ПЗА в состав установки входят два турбогенератора мощностью 1600 кВт каждый, четыре на 1750 кВт и другое вспомогательное оборудование.

На рис. 15.13 показана схема компоновки оборудования ядерной газотурбинной установки на гелии на танкере (проект). При такой компоновке реактор и основное энергетическое оборудование расположены в реакторном и машинном отсеках, общие размеры которых: ширина 9,6 м; длина 18,4 м; высота 13,5 м. Реактор, вертикально расположенная турбокомпрессорная группа и турбина низкого давления размещены последовательно в центральной и средней части судна. По левому борту около турбомашины расположены очистительная установка и аккумуляторы гелия. По правому борту находятся регенераторы, размещенные один над другим, концевой и промежуточный холодильники. По обоим бортам предусмотрена защита от столкновения судов. За машинным отделением расположены редуктор, упорный подшипник и некоторые вспомогательные механизмы. Над этим помещением установлены два дизель-генератора. Центральный пульт управления расположен выше рулевой рубки.

15.4. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ КОСМИЧЕСКИХ ЯЭУ

Применение ядерного реактора как источника тепла и использование для отвода тепла из цикла холодильников-излучателей определяют основные ограничения на компоновочные схемы ракетных блоков с ЯЭУ на борту. Во-первых, необходима защита от воздействия излучения и, во-вторых, ввиду относительно больших размеров холодильников-излучателей необходимо выделение значительных объемов и наружных поверхностей в ракетном блоке для их размещения. Как правило, реактор и холодильник-излучатель располагают по оси симметрии ракетного блока, что упрощает его силовую схему. Для уменьшения уровня излучения и массы радиационной защиты реактор целесообразно располагать на максимально возможном по условиям компоновки космического аппарата расстоянии от обитаемого или приборного отсека. При этом пространство между реактором и указанными отсеками используется для размещения холодильника-излучателя. Вариант такой компоновки показан на рис. 15.14. В этом варианте излучатель имеет неизменную геометрию как в стартовом, так и в рабочем положении.

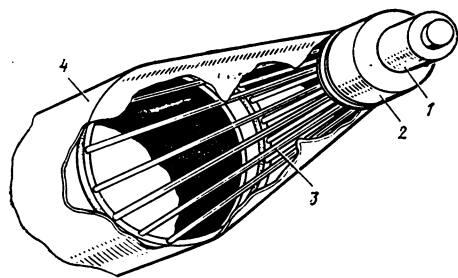


Рис. 15.14. Компоновочная схема энергоустановки:

1 — реактор; 2 — радиационная защита; 3 — излучатель; 4 — приборный отсек

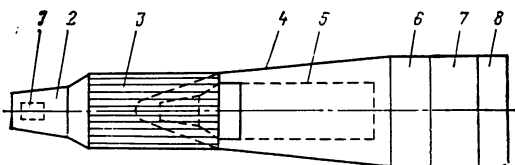


Рис. 15.15. Космический аппарат с выдвигаемой энергоустановкой:

1 — реактор; 2 — радиационная защита; 3 — излучатель; 4 — кожух; 5 — стартовое положение энергоустановки; 6 — отсек вспомогательного оборудования; 7 — орбитальный отсек; 8 — отсек управления

Возможны другие варианты, когда геометрия аппарата изменяется перед началом работы установки. На рис. 15.15 показана компоновка обитаемой космической станции. Как видно, в стартовом положении энергоустановка 5 располагается внутри теплозащитного кожуха 4, а в рабочем положении она выдвигается из кожуха по продольной оси космического аппарата на некоторое расстояние от обитаемого отсека, благодаря чему уменьшается плотность падающего на этот отсек потока излучения.

Реактор с радиационной защитой можно отодвинуть от остальных агрегатов энергоустановки на специальной трубе, внутри которой расположены магистрали теплоносителя и кабели системы управления, или на решетке из труб.

Большим разнообразием отличаются варианты выполнения холодильников-излучателей, которые в основном определяют конструктивные формы всего космического аппарата. Наиболее простая форма излучателей — плоские панели, расположенные в одной плоскости. В стартовом положении они, как правило, сложены в компактную систему. Помимо плоских широко распространены излучатели конической и цилиндрической формы. Они могут также раскрываться в рабочем положении в два полуцилиндра или полуконуса, разделенных по образующим меридиональной плоскостью.

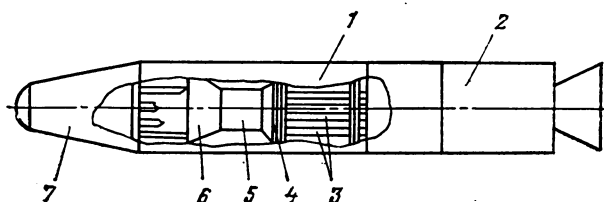
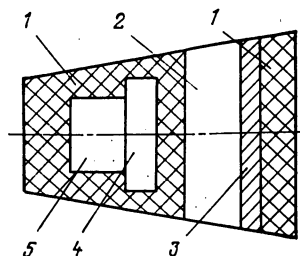


Рис. 15.16. Ракетный блок с энергоустановкой

Рис. 15.17. Реактор энергоустановки с радиационной защитой:

1 — нейтронная защита (гидрид лития); 2 — отсек для размещения термоэлектрических преобразователей; 3 — защита от γ -излучения (^{238}U); 4 — свинцовая защита; 5 — реактор



Известны варианты компоновок космических аппаратов, в которых энергоустановка целиком, вместе с реактором, размещается в средней части аппарата. Такой аппарат показан на рис. 15.16. В нем реактор 5, защита 6, парогенератор 4 и турбоагрегат 3 размещены в средней части космического аппарата внутри цилиндрического излучателя 1, при этом в головной части аппарата расположен приборный отсек 7, а в хвостовой — двигательный отсек 2.

На рис. 15.17 показан характерный пример компоновки биологической защиты вокруг реактора энергоустановки электрической мощностью 25 кВт. Энергоустановка предназначена для использования в пилотируемом космическом аппарате со сменой экипажа. С учетом этих условий защита расположена не только со стороны обитаемого отсека, но и с других сторон реактора, чтобы обеспечить защиту от излучения при подходе к станции другого космического аппарата. Защита от нейтронов обеспечивается с помощью гидрида лития, для защиты от γ -излучения применяются тяжелые металлы — свинец и ^{238}U .

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

К Г Л А В Е 1

1. Кузнецов В. А. Ядерные реакторы космических энергетических установок. М.: Атомиздат, 1977. 240 с.
2. Кузнецов Н. М., Канаев А. А., Копп И. З. Энергетическое оборудование блоков АЭС. Л.: Машиностроение, 1979. 352 с.
3. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.
4. Судовые ядерные энергетические установки / А. М. Головинин, В. А. Кузнецов, Б. Г. Пологих и др.; Под ред. В. А. Кузнецова. М.: Атомиздат, 1976.
5. Фаворский О. Н. Установки для непосредственного преобразования тепловой энергии в электрическую. М.: Высшая школа, 1965. 288 с.

К Г Л А В Е 2

1. Жидкометаллические теплоносители / Боришанский В. М., Кутателадзе С. С., Новиков И. И., Федынский И. С. М.: Атомиздат, 1976. 328 с.
2. Канаев Л. А., Копп И. З. Неводяные пары в энергомашиностроении. Л.: Машиностроение, 1973. 216 с.
3. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. 2-е изд. М.: Атомиздат, 1980. 360 с.
4. Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники: Справочник. М.: Атомиздат, 1968. 484 с.

К Г Л А В Е 3

1. Гохштейн Д. П., Верхивкер Г. П. Анализ тепловых схем атомных электрических станций. М.: Атомиздат, 1978. 240 с.
2. Канаев А. А., Ратников Е. Ф., Копп И. З. Термодинамические циклы, схемы и энергооборудование атомных электростанций М.; Атомиздат, 1976.
3. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. 472 с.
4. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.
5. Ракицкий Б. В. Судовые ядерные энергетические установки. Л.: Судостроение, 1976. 384 с.
6. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1972. 448 с.
7. Фаворский О. Н., Фишгойт В. В., Янтовский Е. И. Основы теории космических электрореактивных двигательных установок. М.: Высшая школа, 1970.

К Г Л А В Е 4

1. Батов В. В., Корякин Ю. И. Экономика атомной энергетики. М.: Атомиздат, 1969. 400 с.
2. Методика технико-экономических расчетов в энергетике. М.: Изд-во Гос. Комитета СМ СССР по науке и технике, 1966.
3. Прузнер С. П., Златопольский А. Н., Некрасов А. М. Экономика энергетики СССР. М.: Высшая школа, 1978. 471 с.
4. Синев Н. М., Батунов Б. Б. Экономика атомной энергетики. М.: Атомиздат, 1980. 344 с.

К Г Л А В Е 5

1. Воронин Л. М. Особенности эксплуатации и ремонта АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1981. 168 с.
2. Динамические режимы работы судовых ядерных энергетических установок / А. А. Саркисов, А. А. Крайнов, Б. М. Лихтеров и др. Л.: Судостроение, 1971. 270 с.
3. Емельянов И. Я., Гаврилов П. А., Селиверстов Б. Н. Управление и безопасность ядерных энергетических реакторов. М.: Атомиздат, 1975. 280 с.
4. Емельянов И. Я., Ефанов А. И., Константинов Л. В. Научно-технические основы управления ядерными реакторами. М.: Энергониздат, 1981. 360 с.

5. Шальман М. П., Плутинский В. П. Контроль и управление на атомных электростанциях. М.: Энергия, 1979. 171 с.

6. Шульц М. Регулирование энергетических ядерных реакторов/Пер. с англ. М.: Изд-во иностр. лит., 1957. 460 с.

К Г Л А В Е 6

1. Андреев П. А., Гремилов Д. И., Федорович Е. Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. 2-е изд. Л.: Судостроение, 1969. 352 с.

2. Васильев Л. Л., Конев С. В. Теплопередающие трубки/Под ред. А. В. Лыкова. Минск: Наука и техника, 1972. 151 с.

3. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1978. 256 с.

4. Кузнецов Н. М., Канаев А. А., Копп И. З. Энергетическое оборудование блоков АЭС. Л.: Машиностроение, 1979. 352 с.

5. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.

6. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 408 с.

7. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. 2-е изд. М.: Атомиздат, 1980. 360 с.

8. Романов Д. Ф., Лебедев А. М., Саваренский С. С., Шаманов Н. П. Судовые ядерные паропроизводящие установки. Л.: Судостроение, 1967. 404 с.

9. Фаворский О. П., Каданер Я. С. Вопросы теплообмена в космосе. 2-е изд. М.: Высшая школа, 1972. 280 с.

10. Энергетические установки космических аппаратов/С. А. Подшивалов, Э. И. Иванов, Л. И. Муратов и др.; Под ред. Д. Д. Неверовского и В. С. Викторов. М.: Атомиздат, 1981. 240 с.

К Г Л А В Е 7

1. Васильев Л. Г., Хожанинов А. И. Магнитная гидродинамика в судовой технике. Л.: Судостроение, 1967. 247 с.

2. Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1978. 276 с.

3. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.

4. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.

5. Паротурбинные установки атомных электростанций/Под. ред. Ю. Ф. Косыка. М.: Энергия, 1978.

6. Робожев А. В. Насосы для атомных электростанций. М.: Энергия, 1979.

7. Синев Н. М., Удовиченко М. П. Бессальниковые водяные насосы. М.: Атомиздат, 1972. 494 с.

8. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970.

9. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия, 1978. 232 с.

10. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергия, 1976. 368 с.

К Г Л А В Е 8

1. Арматура ядерных энергетических установок. М.: Атомиздат, 1978. 352 с.

2. Гарбер Д. Х. Энергетическая арматура высоких параметров. М.: Машиностроение, 1968. 264 с.

3. Добровольский М. В. Жидкостные ракетные двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 396 с.

4. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.

5. Стерман Л. С., Шарков А. Г., Тевлин С. А. Тепловые и атомные электростанции. 2-е изд. Под ред. Л. С. Стермана. М.: Энергоиздат, 1982. 496 с.

6. Судовые ядерные энергетические установки/А. М. Головизин, В. А. Кузнецов, Б. Г. Пологих и др.; Под ред. В. А. Кузнецова. М.: Атомиздат, 1976.

7. Эксплуатация реакторных установок Нововоронежской АЭС/Ф. Я. Овчинников, Л. М. Воронин, С. Н. Самойлов и др. М.: Атомиздат. 1972.

К Г Л А В Е 9

1. Елисеев Б. М. Расчет деталей центробежных насосов: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 206 с.
2. Жирицкий Г. С., Стрункин В. А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение, 1968. 520 с.
3. Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М.: Металлургия, 1973. 408 с.
4. Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М.: Металлургия, 1973.
5. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. М.: Металлургия, 1976. 95 с.

К Г Л А В Е 10

1. Безопасность ядерной энергетики / Под ред. Дж. Раста, Л. Уивера. Пер. с англ. М.: Атомиздат, 1980. 153 с.
2. Доллежалъ Н. А., Емельянов И. Я. Канальный уран-графитовый реактор. М.: Атомиздат, 1980. 208 с.
3. Егоров Ю. А. Основы радиационной безопасности атомных электростанций. М.: Энергоиздат, 1982. 271 с.
4. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.

К Г Л А В Е 11

1. Бедениг Д. Газоохлаждаемые высокотемпературные реакторы / Пер. с нем. М.: Атомиздат, 1975. 224 с.
2. Герасимов В. В., Касперович А. И., Мартынова О. И. Водный режим атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1976. 400 с.
3. Технические проблемы реакторов на быстрых нейтронах / Ю. Е. Багдасаров, М. С. Пинхасик, М. А. Кузнецов и др. Под ред. Ю. Е. Багдасарова. М.: Атомиздат, 1969. 611 с.

К Г Л А В Е 12

1. Доллежалъ Н. А., Емельянов И. Я. Канальный ядерный энергетический реактор. М.: Атомиздат, 1980. 208 с.
2. Технические проблемы реакторов на быстрых нейтронах / Ю. Е. Багдасаров, М. С. Пинхасик, М. А. Кузнецов и др.; Под ред. Ю. Е. Багдасарова. М.: Атомиздат, 1969. 611 с.
3. Эксплуатация реакторных установок Нововоронежской АЭС / Ф. Я. Овчинников, Л. М. Воронин, С. Н. Самойлов и др. М.: Атомиздат, 1972.

К Г Л А В Е 13

1. Зимон А. Д. Дезактивация. М.: Атомиздат, 1975. 280 с.
2. Крупчатников В. М. Вентиляция при работе с радиоактивными веществами. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Атомиздат, 1973. 368 с.
3. Стерман Л. С., Шарков А. Т., Тевлин С. А. Тепловые и атомные станции. 2-е изд. / Под ред. Л. С. Стермана. М.: Энергоатомиздат, 1982. 496 с.

К Г Л А В Е 14

1. Канаев А. А., Ратников Е. Р., Копп И. З. Термодинамические циклы, схемы и энергооборудование атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1976. 320 с.
2. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.
3. Строительство атомных электрических станций. Под ред. В. Б. Дубровского. М.: Энергия, 1979. 232 с.

К Г Л А В Е 15

1. Куландин А. А., Тимашев С. В., Иванов В. П. Энергетические системы космических аппаратов. М.: Машиностроение, 1972. 426 с.
2. Поздеев А. В. Судовые атомные энергетические установки. Л.: Судостроение, 1964.
3. Ракицкий Б. В. Судовые ядерные энергетические установки. Л.: Судостроение, 1976. 384 с.
4. Судовые ядерные энергетические установки / А. М. Головизин, В. А. Кузнецов, Б. Г. Пологих и др.; Под ред. В. А. Кузнецова. М.: Атомиздат, 1976.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Аварийная ситуация 391
Аварийный питательный насос 25
Активация примесей 422
Активность газовая 421
— осколочная 421
Амортизационные отчисления 116
Аниониты 427
Антикавитационный запас энергии 275
— — — критический 275
Арматура запорная 370, 373
— обратная 370, 381
— предохранительная 370, 381
— приводная 371
— регулирующая 370, 376
— самодействующая 371
— фазоразделительная 370, 385
Барботер 21
Быстродействующая редукционная установка 25
Вальцовка 192
Вода 21, 48
Время удвоения мощности 115
Втулочное отношение 264
Выбег 320
Высота лопаток рабочей решетки 282
— сопл на выходе 281
Генеральный план 461
Герметичные электронасосы 311
— — с сухим статором электродвигателя 311
Геттеры 432
Гидравлическое сопротивление 45, 169
Главные циркуляционные насосы (ГЦН) 21, 310
Глубина выгорания топлива 119
Густота решетки 264
Давление допустимое 396
— критическое 396
— рабочее 370
— расчетное 392
— пробное 370
— условное 370
Движущийся напор 177
Деаэратор 196
Диссоциирующие газы 104
Дистанционирование труб 195
Дифлелтор 196
Длина критическая 396
Жидкие металлы 29
Загрузка насосов 287
— турбин 289
— уплотнений 300
Задвижка 373
— главная запорная 21
Запас прочности 402
Зона контролируемая 450
— свободного режима 450
Инжектируемая среда 350
Испаритель 28
Испарительные установки 85
Кавитация местная 274
— развитая 274
Каскадные установки 97
Катиониты 427
Кипение в большом объеме 185
— в трубах 186
— подогретой жидкости 187
Клапан запорный 373
— обратный 381
— предохранительный 21, 382
— регулирующий 386
Комбинированные циклы ЯЭУ 96
Компоновка главного корпуса 465
Компенсатор давления газовый 388
— — — линзовый 387
— — — паровой 21, 388
Конденсатор 81, 221, 233
Конденсационная АЭС 56
Конденсация 189
Корпус 197
Коррозионное растрескивание 210
Коррозия металла 208
— — межкристаллитная 212
— — общая 208
Косой срез 277
Коэффициент возврата топлива 131
— воспроизводства ядерного топлива 118
— использования установленной мощности 128
— накопления плутония 132
— недовыработки энергии 60
— полезной работы 91
— потерь давления 94
— прочности 393
— сепарации 330
— скорости 176
— теплопередачи 45, 278
— трения 170
КПД АЭС брутто 58
— — нетто 58
— термический 56
— эксергетический 56
— эффективный 56
КПД ступени насоса гидравлический 269
— — — механический 269
— — — объемный 269
— — — турбины 46
— — — абсолютный 251
— — — внутренний 57, 280
— — — лопаточный 278
— — — относительный 57, 251
— — — термический 46
Кратность циркуляции 176
Кризис теплообмена 185
Критическая степень расширения 257
— частота вращения 405
Критический расход 257
Критическое паросодержание 186
Лопатки отогнутые вперед 261
— — назад 261
— радиальные 261

- Магнитно-гидродинамический генератор 17, 105
- МГД-насосы 355
 - индукционные 355, 356
 - кондукционные 355, 356
- Метод приведенных (расчетных) затрат 123
- Модуль 163
- Насос 247
 - быстроходный 258
 - герметичный 22, 310
 - диагональный 258, 263
 - для жидких металлов 316
 - нормальной быстроходности 258
 - осевой 258, 266
 - погружной 318
 - питательный 87, 320
 - подобный 258
 - поршневой 22
 - с замерзающим уплотнением 317
 - с контролируемой герметизированной протечкой 317
 - с ограниченной контролируемой протечкой 310
 - центробежный 22, 258
 - тихоходный 258
 - шнековый 265
- Напряжение допустимое 392
- Нарушение нормальных условий эксплуатации 391
- Непредусмотренные изменения реактивности реактора 153
- Нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений 123
- Нормативный срок окупаемости 123
- Обеспечение собственных нужд ЯЭУ 153
- Общестанционные затраты 117
- Опоры трубопроводов 388
- Отводы лопаточные 268
 - спиральные 266
- Охладитель дренажа 74
- Пайка 192
- Параллельное включение насосов 272
- Параметры торможения 257
- Паровой баланс конденсационной турбины 63
- Парогенератор 21, 213, 230
- Пароперегреватель 31
 - промежуточный 23
- Перегрев пара 337
 - промежуточный 337
- Перегрузочная машина 440
- Перепад давления 169
- Питательный насос двухкорпусный 320
 - однокорпусный 320
 - секционный 320
- Плотность 44
- Поверхность нагрева 190
 - трубчатая 190
- Подшипник 303
 - качения 304
 - скольжения 304
 - динамический 304
 - статический 304
 - с переменным дросселированием на входе и выходе 308
 - с постоянным дросселированием на входе 308
- Последовательное включение насосов 272
- Постоянная спирального отвода 267
- Потери в соплах в рабочих решетках 278
 - на вентиляцию 280
 - на выколачивание 280
 - на трение 280
 - с выходной скоростью 278
- Предельный вакуум 329
- Привод питательных насосов 88
- Прогиб вала 404
- Пропускная способность арматуры 370
 - условная 379
- Пузырьковое кипение 185
- Рабочая среда 350
- Рабочая точка 271
- Рабочее тело 16
- Радионуклидный источник 36
- Разгрузочно-загрузочная машина 435, 436, 442
- Разуплотнение первого контура 155
- Располагаемая энергия ступени 279
- Расход энергии на собственные нужды 58
- Расходная характеристика 379
- Расхолаживание 412
- Реактор БН-600 19
 - ВВЭР-440 19
 - ВВЭР-1000 19
 - РБМКП-2400 19
- Регенеративный подогрев 23, 64
 - подогреватель 225
- Регенерация 92
- Регулирование насоса байпасированием 271
 - дросселированием 271
 - изменением условий входа в насос 271
 - — — выхода из насоса 271
 - — — частоты вращения ротора 271
- Режим базисный 139
 - номинальный 139, 140
 - нестационарный 139
- Режим номинальный 139
 - переменный 139
 - пусковой 151
 - стационарный 139
 - эксплуатации нормальный 139
- Сварка 192
- Себестоимость отпускаемой энергии 116:
- Секция 163
- Сепаратор 23
 - жалюзийный 203
- Сепарация 201
 - влаги в турбине 334
 - внешняя 334
 - внутренняя 334
- Система аварийного охлаждения 22, 415
- Скорость критическая 204
- Солесодержание 199
- Статическая программа изменения параметров 141
- Степень парциальности 280, 282
 - реактивности 255
 - кинематическая 255
 - термодинамическая 276
 - регенерации 67
- Струйные аппараты 350
 - насосы 350
- Ступень турбины 351
 - скорости 284, 330
 - давления 276
 - последняя 330
 - промежуточная 330
 - реактивная 276
 - регулирующая 330
- Схемы регенеративного подогрева воды 74
- Температура кипения 44
 - плавления 45
- Температурный напор 181
- Тепловая схема принципиальная 53
 - развернутая 54
- Тепловая труба 244
- Тепловое загрязнение 448
- Теплоемкость удельная 44
- Теплоноситель 14, 44
- Теплообменник 14
- Теплопроводность 44
- Теплота 14
 - парообразования 45

Термическое обессоливание 85
Термокомпенсатор 198
Термоэлектрический генератор 17, 109
Термоэмиссионный преобразователь 17
Толщина стенки номинальная 393
Топливная составляющая себестоимости
 электроэнергии 118
Топливный цикл внешний 116
 — замкнутый 125
 — разомкнутый 125
Турбина 16
 — АЭС 338
 — вспомогательная 347
 — газовая 16
 — многоступенчатая 327
 — паровая 327
 — судовая 344
Увлажнение 204
Угол атаки 260, 277
Удельные капиталовложения 116
Удельный расход теплоты 59
Уплотнения 282
 — дроссельные 293
 — замерзающие 301
 — комбинированные 302
 — лабиринтные 294, 295
 — сальниковые 292
 — с плавающими кольцами 301
 — торцевые 298
 — щелевые 294
Усилия осевые 286, 290
 — радиальные 286, 289

Условно постоянная составляющая себе-
стоимости электроэнергии 117
Утечки 21
Характеристика гидравлическая 179
 — насоса 270
 — приведенная 273
Характеристический коэффициент ступе-
ни 279
Холодильник-излучатель 108, 232
Цикл бинарный 100
 — Брайтона 90
 — газотурбинный 89
 — парогазовый 97
 — Ренкина 56
Циклоны 205
Цилиндр высокого давления 23
 — низкого давления 23
 — среднего давления 23
Эжектор 83
Эксплуатационные расходы 116
Энергетический коэффициент регенера-
тивного цикла 66
Эффективность ребра 241
Физический пуск 151
Фильтр анионитовый 427
 — катионитовый 427
Ядерная энергетическая установка 14
 — — — двухконтурная 15
 — — — одноконтурная 15

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	5

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Глава 1. Схемы и состав оборудования ядерных энергетических установок	14
1.1. Принципиальные схемы	14
1.2. Стационарные ЯЭУ	19
1.3. Судовые ЯЭУ	33
1.4. Особенности космических ЯЭУ	36
Глава 2. Теплоносители и рабочие тела ядерных энергетических установок	44
2.1. Общая характеристика	44
2.2. Основные теплоносители	47
Глава 3. Расчет и обоснование выбора тепловой схемы ядерной энергетической установки	52
3.1. Особенности тепловых схем	52
3.2. Состав и назначение принципиальной тепловой схемы АЭС	53
3.3. Паротурбинные АЭС	61
3.4. Регенеративный подогрев питательной воды	64
3.5. Расчет различных элементов тепловой схемы паротурбинной АЭС	78
3.6. Газотурбинная ЯЭУ	89
3.7. Комбинированные ЯЭУ	96
3.8. Космические ЯЭУ	108
Глава 4. Вопросы экономики ядерных энергетических установок	114
4.1. Техничко-экономические показатели АЭС	114
4.2. Топливные циклы ядерной энергетики	124
4.3. Определение потребности в делящихся материалах и расчет производительности предприятий топливного цикла АЭС	129
4.4. Техничко-экономические особенности применения ЯЭУ на морских судах	134
Глава 5. Работа ядерных энергетических установок на неноминальных режимах	139
5.1. Режимы работы ЯЭУ	139
5.2. Стационарные режимы на неноминальных уровнях мощности	140
5.3. Реализация программ регулирования	143
5.4. Переходные режимы и передаточные функции элементов ЯЭУ	146
5.5. Режимы пуска и нормальной остановки ЯЭУ	151
5.6. Аварийные режимы ЯЭУ	153

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ОБОРУДОВАНИЕ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Глава 6. Теплообменные аппараты	156
6.1. Классификация теплообменных аппаратов	156
6.2. Основы теплового и гидравлического расчетов	164
6.3. Гидравлический расчет по усредненным параметрам	169
6.4. Тепловой расчет по усредненным параметрам	181
6.5. Основные конструкционные элементы	190
6.6. Обеспечение качества пара	199
6.7. Коррозия в теплообменных аппаратах	208
6.8. Теплообменные аппараты стационарных ЯЭУ	213
6.9. Теплообменные аппараты судовых ЯЭУ	230
6.10. Теплообменные аппараты космических энергоустановок	232
Глава 7. Машинное оборудование	247
7.1. Общие сведения	247
7.2. Ступень лопаточной машины	253
7.3. Осевые и радиальные усилия в турбомашинах и их уравнивание	285
7.4. Уплотнение силового оборудования	291
7.5. Опоры роторов машин	303
7.6. Главные циркуляционные насосы первого контура	310
7.7. Питательные насосы	320
7.8. Конденсатные насосы	326
7.9. Многоступенчатые турбины	327
7.10. Струйные насосы	350
7.11. МГД-насосы	355
Глава 8. Трубопроводы, арматура и компенсаторы давления	364
8.1. Трубопроводы	364
8.2. Арматура	370
8.3. Компенсаторы давления	388
Глава 9. Расчет оборудования на прочность	391
9.1. Общие положения	391
9.2. Выбор толщины стенок оболочек, днищ и крышек	392
9.3. Расчет разъемного соединения	398
9.4. Расчет вала	401
9.5. Расчет дисков и барабанов	407
9.6. Расчет лопатки осевой ступени	408
ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ	
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	
Глава 10. Системы аварийного расхолаживания и локализации последствий аварий на ЯЭУ	411
10.1. Системы расхолаживания	411
10.2. Системы локализации последствий аварий	412
Глава 11. Системы очистки и подпитки теплоносителя	421
11.1. Физико-химические процессы, протекающие в контурах ЯЭУ	421
11.2. Очистка водного теплоносителя	424
11.3. Очистка жидкометаллического теплоносителя	429
11.4. Очистка газообразного теплоносителя	633
Глава 12. Перегрузка топлива на ядерных реакторах	434
12.1. Способы перегрузки топлива	434
12.2. Системы перегрузки топлива и их особенности	336

12.3. Меры ядерной и радиационной безопасности при перегрузке топлива	446
Глава 13. Прочие вспомогательные системы	447
13.1. Техническое водоснабжение	447
13.2. Система вентиляции	450
13.3. Дезактивационные установки	453
ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ	
УСТРОЙСТВО И КОМПОНОВКА ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	
Глава 14. Размещение и компоновка производственных сооружений и оборудования АЭС	459
14.1. Выбор места и генеральный план АЭС	459
14.2. Компоновка оборудования в главном корпусе АЭС	464
14.3. Типовые компоновки главного корпуса АЭС с реакторами ВВЭР и РБМК	472
Глава 15. Размещение и компоновка ядерных энергетических установок на судах и космических объектах	479
15.1. Общие требования к размещению судовой энергетической установки	479
15.2. Особые требования к размещению и компоновке оборудования СЭУ	483
15.3. Примеры размещения ЯЭУ на судне	488
15.4. Особенности компоновки космических ЯЭУ	493
Список рекомендуемой литературы	496
Предметный указатель	500

БОРИС ГАНЧЕВИЧ ГАНЧЕВ, ЛЕВ ЛЬВОВИЧ КАЛИШЕВСКИЙ,
РУСЛАН СТЕПАНОВИЧ ДЕМЕШЕВ и др.

ЯДЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Редактор Г. В. Чернышова
Технический редактор А. С. Давыдова
Корректор И. А. Володьева
ИБ № 561

Сдано в набор 12.05.83. Подписано в печать 02.12.83. Т-22755
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 1 Гарнитура литературная
Печать высокая. Усл. печ. л. 31,5. Усл. кр.-отт. 31,5. Уч.-изд. л. 36,38.
Тираж 5200 экз. Заказ 402. Цена 1 р. 50 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли.
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.