

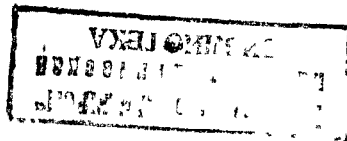
Кислород

Справочник

Часть I

Под редакцией
канд. техн. наук Д. Л. ГЛИЗМАНЕНКО

38906



Издательство • МЕТАЛЛУРГИЯ •

Москва 1967

Авторы: Докт. техн. наук МАЛКОВ М. П.—гл. I; М. Б. СТОЛПЕР, С. С. ПРЕСС—гл. II; Л. А. ЛИФШИЦ—гл. III; В. Д. НИКИТКИН—гл. IV; К. С. БУТКЕВИЧ—гл. V—VI; Ю. А. МИРОСЛАВСКАЯ—гл. VII; А. М. ГОРШКОВ—гл. VIII; Р. Р. ЗАЙДЕЛЬ—гл. IX; Е. И. МИХАЙЛОВ, В. Н. ТОНИН—гл. X; канд. хим. наук Н. М. ДЫХНО, канд. хим. наук Е. В. ВАГИН, канд. хим. наук А. Е.РОВИНСКИЙ, Б. А. ЧЕРНЫШОВ—гл. XI; В. С. ЧЕРНЯК—гл. XII; канд. хим. наук В. М. БРОДЯНСКИЙ, Ф. И. МЕЕРЗОН, И. М. БИРМАН—гл. XIII; Г. А. ГИТЦЕВИЧ, М. М. КОПЕЛИОВИЧ—гл. XIV; В. С. ЧЕРНЯК—гл. XV.

АННОТАЦИЯ

В справочнике даны сведения по всем основным вопросам кислородного производства: физическим основам сжижения и разделения воздуха методом глубокого охлаждения для получения кислорода, азота, аргона, криптона и других газов; технологическим схемам воздухоразделительных установок; эксплуатации воздухо-разделительных агрегатов; типовым расчетам и конструкциям аппаратов, машинного оборудования для установок разделения воздуха; контрольно-измерительным приборам и автоматике техники безопасности.

Справочник предназначен для инженеров, техников и мастеров, работающих по эксплуатации оборудования кислородных станций и цехов на металлургических заводах. Он может быть использован также специалистами проектно-конструкторских организаций и студентами высших и средних технических учебных заведений, занимающимися вопросами получения кислорода, азота и редких газов из атмосферного воздуха.

Оглавление

Предисловие	7	3. Ректификационные колонны	76
Глава I. Физические основы разделения воздуха глубоким охлаждением	9	Конструкция колонн. Материальный баланс, разделительного аппарата. Тепловой баланс. Расчет процесса ректификации. Расчет ректификации тройной смеси по методу М. Б. Столпера. Расчет насадочной колонны. Расчет колонны для извлечения криптона. Гидравлический расчет и определение размеров элементов колонн	76—92
1 Термодинамические основы глубокого охлаждения	9	4. Конденсаторы-испарители	94
Определение термина «охлаждение». Параметры состояния. Законы идеального газа. Два основных начала термодинамики. Частные виды процессов и термодинамические функции. Теория взаимного перехода тепла и работы. Реальные газы и конденсированное состояние. Эффект Джоуля — Томсона. Изотропное расширение газа ($S = \text{const}$). Диаграммы состояния. Основные соотношения термодинамики смесей и растворов. Экспериментальные данные по равновесию жидкость — пар	9—46	Конструкции конденсаторов-испарителей. Тепловой расчет. Конструктивный расчет	94—99
2. Холодильные циклы	50	5. Регенераторы	101
Минимальная работа сжижения газов. Физические основы холодильных циклов	50—51	Регенераторы с насадкой из металлической ленты. Регенераторы со встроенными поверхностями теплообмена (змеевиками)	101—112
Литература	61	6. Теплообменники, переохладители, оживители	116
Глава II. Схемы и аппараты блоков разделения воздуха	62	Конструкции. Тепловой расчет. Конструктивный расчет витых теплообменников. Конструктивный расчет прямотрубных теплообменников. Гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов	116—131
1. Выбор схемы воздухоразделительной установки	62	7. Фильтры для очистки сжиженных газов	133
Установки для получения газообразных продуктов разделения. Установки для получения жидкого кислорода или жидкого азота	62—65	Конструкции. Конструктивный расчет	133—134
2. Материально-тепловой баланс блока разделения воздуха	65	8. Адсорберы	136
Основные параметры. Внешний материальный баланс. Тепловой баланс. Практика тепловых расчетов (рекомендации)	65—75	Адсорберы ацетилена. Адсорберы двуокиси углерода	136—140
		9. Трубопроводы внутриблочных коммуникаций	141
		Конструкция. Расчет	141—144
		10. Кожухи и изоляция блоков разделения воздуха	141—145
		Литература	150

Глава III. Вспомогательное оборудование воздухо-разделительных установок 151

1. Водяные скрубберы и азотно-водяные холодильники для воздуха 151
 Схема и конструкции. Охлаждение воды и воздуха
 Расчет азотно-водяного охлаждения 151—154
2. Скрубберы и декарбонизаторы для очистки воздуха от двуокиси углерода 158
 Поглощение CO_2 из воздуха. Аппаратура для химической очистки воздуха от CO_2 . Расчет щелочных скрубберов и декарбонизаторов 158—163
3. Масл Vlaгоотделители . . . 165
4. Аппаратура для осушки воздуха и кислорода 171
 Влажность воздуха. Способы осушки воздуха. Адсорбция влаги. Регенерация адсорбента. Гидравлическое сопротивление адсорбента. Характеристика адсорбентов. Схема адсорбционного блока осушки. Конструкция аппаратов блока осушки. Расчет блока осушки. Осушка кислорода 171—183
5. Аппаратура для очистки воздуха от ацетилена 185
- Литература 186

Глава IV. Технологические схемы воздухо-разделительных установок 188

1. Установки высокого давления с дросселированием . . . 188
 Азотно-кислородная установка АКГ-115/18. Кислородная установка КГН-30. Кислородная установка КГН-30Т 188—198
2. Установки высокого давления с детандером 198
 Установка жидкого кислорода КЖ-1. Установка жидкого азота ЖА-1. Установка жидкого кислорода КЖ-1АР 198—206
3. Установки среднего давления 210
 Кислородная установка УКГС-100. Азотно-кислородная установка УАКГС-760 215

4. Установки двух давлений с поршневым детандером . . . 216
 Кислородная установка КГ-300М. Кислородная установка КТ-1000 216—219
5. Установки двух давлений с аммиачным охлаждением и с турбодетандером 222
 Кислородная установка КТ-3600. Кислородно-азотная установка БР-4А. Кислородная установка КТ-3600АР 222—230
6. Установки низкого давления 232
 Агрегат разделения воздуха ВНИИКИМАШ БР-1. Агрегат разделения воздуха ВНИИКИМАШ БР-1М. Агрегат разделения воздуха ВНИИКИМАШ БР-5. Агрегат разделения воздуха ВНИИКИМАШ БР-6 232—247
 Литература 251

Глава V. Поршневые компрессоры 252

1. Некоторые данные по теории поршневых компрессоров 252
 Требования, предъявляемые к поршневым компрессорам воздухо-разделительных установок. Принцип действия поршневого компрессора. Формулы теплового расчета 252—253
2. Особенности работы компрессоров кислородных станций 257
 Особенности режима работы. Сокращение потерь воздуха в компрессорах. Изменение режима работы компрессора 257—260
3. Охлаждение воздуха в компрессорах 261
 Значение и способы охлаждения. Нормы расхода воды 261—262
4. Смазка компрессоров . . . 262
 Способы смазки, применяемые масла и нормы расхода смазки. Меры борьбы с загрязнением воздуха маслами. Поршневые уплотнения сухого трения . 262—268
5. Расход энергии на сжатие газов 270
6. Эксплуатация компрессоров 272

Основные правила пуска и остановки компрессоров. Основные неполадки в работе компрессоров их выявление и устранение. Автоматизация работы компрессоров 272—282

Глава VI. Поршневые детандеры 286

1. Общие сведения о детандерах 286

Принцип действия. Рабочий процесс. Холодопроизводительность детандера. Изменение температуры в конце расширения и холодопроизводительности детандера в зависимости от параметров режима 286—289

2. Основные формулы для расчета детандеров 293

Определение размеров цилиндра. Динамический расчет детандера. Динамический расчет привода клапанов 293—296

3. Конструкции основных узлов детандеров 302

Кривошипно-шатунный механизм. Поршневая группа. Клапанное распределение . 302—305

4. Эксплуатация детандеров . 314

Регулирование холодопроизводительности детандеров. Смазка детандеров. Очистка детандерного воздуха от масла. Монтаж детандеров. Правила обслуживания детандеров 314—317

Литература 322

Глава VII. Насосы для сжиженных газов 323

1. Конструкции насосов 323

Области применения насосов. Классификация насосов. Конструкция основных узлов насосов 323—328

2. Расчет насосов 332

Производительность насоса для переохлажденной жидкости. Производительность насоса для непереохлажденной жидкости. Температура жидкости в нагнетательной трубе за насосом 332—334

3. Эксплуатация насосов 334

Подготовка к пуску, пуск и остановка насоса-газификатора. Подготовка к пус-

ку, пуск и остановка насоса, работающего с блоком разделения. Техническое обслуживание работающего насоса. Основные неполадки в работе насосов, их выявление и предупреждение. Консервация насоса 334—336

Глава VIII. Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) 338

1. Общие данные о центробежных компрессорах 338

Типы центробежных компрессоров, применяемых для воздухоразделительных установок. Основные требования, предъявляемые к центробежным компрессорам. Основные направления в турбокомпрессостроении. Привод центробежных компрессоров. Конструкции воздушных центробежных компрессоров. Кислородные центробежные компрессоры 338—351

2. Основы теории центробежных компрессоров 354

Работа сжатия газа. Число ступеней, окружные скорости, размеры рабочих колес и число оборотов. Устройства для преобразования энергии. Устойчивость работы центробежных компрессоров. Регулирование. Автоматическая защита и управление 354—362

3. Некоторые вопросы эксплуатации центробежных компрессоров. 363

Экономические показатели и пересчет характеристик. Вопросы качества изготовления и монтажа. Установки с центробежными компрессорами и их эксплуатация 363—364

Глава IX. Турбодетандеры воздухоразделительных установок 366

1. Общие сведения о турбодетандерах. Устройство ступени турбодетандера. К. п. д. турбодетандера. Области применения турбодетандеров 366—369

2. Основы теории центростремительной ступени 369

Параметры ступени. Течение в соплах. Расход газа через направляющий аппарат. Течение в каналах колеса. Удельная работа и к. п. д. на лопатках. Расход газа через колесо. Дисковое трение колеса. Утечка газа через уплотнения колеса. К. п. д. ступени. Диаметр и число оборотов рабочего колеса. Пределы применения одноступенчатых турбодетандеров. Расчет ступени и направляющего аппарата. Расчет улитки. Регулирование расхода . . . 369—388

3. Конструктивное выполнение турбодетандеров 390

Направляющий аппарат. Рабочие колеса. Корпус. Ротор. Подшипники. Устройства для торможения. Редуктор. Система смазки. Устройства для защиты от разгона. Конструкции турбодетандеров 390—411

4. Монтаж и эксплуатация турбодетандеров 414

Монтаж. Эксплуатация . . . 414—415

Литература 417

Приложения 418

Далее главы 10, 11, 12, 13, 14, 15 см. вторую часть.

Предисловие

Решениями Партии и Правительства намечена широкая программа дальнейшего развития ведущих отраслей народного хозяйства — черной и цветной металлургии, химии, машиностроения на основе внедрения современной передовой техники.

Применение кислорода для интенсификации основных технологических процессов в металлургии, химии, газификации топлив и др. является одним из важных направлений технического прогресса в этих отраслях и необходимо для их дальнейшего роста.

Металлургическая промышленность является наиболее крупным потребителем кислорода как средства интенсификации процессов выплавки чугуна и стали. На крупнейших металлургических комбинатах нашей страны построены и работают мощные станции по производству кислорода, применяемого в доменных и мартеновских печах, конвертерах, электрошлакоплавильных агрегатах, прокатном производстве при зачистке проката, отрезке прибылей, при разделке скрапа и для ряда других производственных целей.

В воздухоразделительных агрегатах осуществлено комплексное разделение воздуха с целью получения наряду с технологическим и техническим кислородом также чистого азота, аргона и криптоксенона.

Получение совместно с кислородом также и других продуктов разделения воздуха, особенно чистого азота, существенно снижает стоимость кислорода и повышает рентабельность его применения в металлургии. Особенно широкие перспективы для применения кислорода открываются в процессах использования его вместе с природным газом в металлургических печах. Получение кислорода и чистого азота создает возможности кооперирования металлургических и химических производств соответствующих промышленных районов, поскольку химическая промышленность является не только потребителем азота для производства химических удобрений и других важ-

ных продуктов, но также и кислорода для технологических процессов получения углеводородных газов, спиртов и другой продукции. По уровню потребления кислорода химическая промышленность занимает второе (после металлургии) место.

С каждым годом в нашей стране осуществляется планомерное строительство новых и расширение действующих воздухоразделительных цехов на заводах металлургии, химии и других отраслей промышленности, непрерывно растет выпуск оборудования воздухоразделительных агрегатов, расширяется их номенклатура. Созданы и освоены в изготовлении крупнейшие агрегаты производительностью 35 тыс. m^3 кислорода в час. Ведется разработка еще более крупных блоков разделения воздуха.

При использовании сложного комплекса энергетического и технологического оборудования воздухоразделительных цехов на металлургических заводах предъявляют высокие требования к квалификации обслуживающего и инженерно-технического персонала соответствующих служб предприятий. В связи с этим возникает необходимость в расширении издания специальной технической, в том числе справочной, литературы

по производству кислорода, азота и других газов разделения воздуха для специалистов, работающих в этой новой и неуклонно развивающейся области техники.

К составлению и редактированию материалов справочника был привлечен большой коллектив ведущих специалистов — работников научно-исследовательских, проектных организаций и заводов кислородного машиностроения.

Следует ожидать, что выпуск справочника окажет существенную помощь инженерно-техническим работникам, связанным с вопросами эксплуатации оборудования воздухоразделительных цехов не только металлургической, но и других отраслей промышленности.

При подготовке материалов справочника были учтены достижения техники глубокого охлаждения и разделения газов за последние годы.

Все замечания по данному справочнику и пожелания о дальнейшем его улучшении будут приняты с благодарностью и учтены в последующих изданиях.

Для большего удобства пользования справочник выпускается в двух частях с приложением комплекта диаграмм состояния для воздуха и продуктов его разделения.

Глава I

Физические основы разделения воздуха глубоким охлаждением¹

1. Термодинамические основы глубокого охлаждения

Определение термина «охлаждение»

Под термином «охлаждение» подразумевают искусственный отвод тепла от какого-либо тела с более низкой температурой, чем температура окружающей среды. Такой искусственный отвод тепла в сущности является процессом, включающим перевод теплоты с одного температурного уровня на другой, более высокий, и это определяет основные элементы любого холодильного цикла.

Состояние тела при низкой температуре характеризуется не только слабым тепловым движением части, но и низким значением энтропии.

Низкие температуры практически можно получить различными способами:

- 1) при помощи фазовых превращений тела, сопровождающихся поглощением тепла, например испарением воды, аммиака, фреона или другого подобного хладагента, плавления льда или растворения соли;
- 2) расширением газа или пара, сопровождающимся совершением ими внешней работы;
- 3) дросселированием газа или пара;
- 4) десорбцией газа;
- 5) адиабатным размагничиванием некоторых солей;
- 6) пропусканием тока через спай двух металлов (эффект Пельтье).

Первым, вторым и шестым способами обычно пользуются для получения температур «умеренного холода» (примерно до 170°K).

Второй и третий способы являются основными, применяемыми для получения температур «глубокого холода» ($170 \div 0,5^{\circ}\text{K}$) (иногда пользуются четвертым способом).

Наконец, пятый способ служил пока единственной основой для получения сверхнизких температур (ниже $0,5^{\circ}\text{K}$).

¹ В настоящей главе приводятся только некоторые основные сведения о физических основах глубокого охлаждения, которые могут потребоваться при эксплуатационных расчетах процессов разделения воздуха, а также диаграммы состояния газов, входящих в его состав.

Более подробные данные со ссылками на первоисточники содержатся в специальном издании; Малков М. П., Данилов И. Б., Зельдович А. Г., Фрадкин А. Б. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения. Госэнергоиздат, 1963.

Параметры состояния

При изучении процессов глубокого охлаждения рассматривают главным образом два вида взаимодействия между телом и внешней средой: механическое, при котором телом или внешней средой совершается работа, и термическое, при котором происходит теплообмен между телом и внешней средой.

Таким образом, в этом случае у тела имеются две степени свободы — механическая и тепловая. Исходя из этого, можно считать, что основными термодинамическими параметрами, характеризующими состояние тела, являются объем V , давление p^* и температура T .

Общее уравнение состояния тела имеет вид

$$f(p, V, T) = 0. \quad (1-1)$$

Каждый из параметров, являясь функцией состояния, определяется значениями двух других параметров, принятых за независимые переменные. Практически пользуются двумерными графиками. Так, получают графики $T-p$ (с кривыми $V = \text{const}$), $V-p$ (с кривыми $T = \text{const}$) и $V-T$ (с кривыми $p = \text{const}$).

Термические коэффициенты характеризуют упругие и термические свойства тел:

коэффициент сжатия

$$\chi = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T; \quad (1-2)$$

коэффициент термического расширения

$$\alpha_p = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p; \quad (1-3)$$

коэффициент термической упругости

$$\alpha_V = \frac{1}{p_0} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V. \quad (1-4)$$

Законы идеального газа

Под идеальным газом понимают модель газа, представляющую собой совокупность упругих молекул, находящихся в хаотическом движении и непрерывно соударяющихся; при этом полагают, что, во-первых, объем, занимаемый молекулами, пренебрежимо мал по сравнению с объемом, занимаемым газом, и, во-вторых, что силы взаимодействия между молекулами отсутствуют. К состоянию идеального газа приближаются реальные газы по мере понижения их давления, т. е. по мере увеличения длины свободного пробега молекулы. Идеальные газы описываются законами Гей-Люссака, Бойля—Мариотта и уравнением Менделеева—Клапейрона.

Закон Бойля—Мариотта

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \text{ при } T = \text{const}. \quad (1-6)$$

Закон Гей-Люссака

$$V = V_0 (1 + \alpha t) \text{ при } p = \text{const}, \quad (1-7)$$

$$p = p_0 (1 + \alpha t) \text{ при } V = \text{const}, \quad (1-7a)$$

где V — объем газа при температуре t ;
 V_0 — объем газа при 0°C ;

α — коэффициент теплового расширения газов,

$$\alpha = 1/273,16 = 0,003661.$$

Уравнение Менделеева—Клапейрона

Это уравнение называют характеристическим уравнением состояния идеального газа:

$$pV = GRT, \quad (1-8)$$

где G — количество газа, кг;

R — газовая постоянная, $\text{кГ} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{град})$

В табл. 1-1 приведены величины R , выраженные в различных единицах.

Физический смысл R заключается в том что она численно выражает работу расширения, совершаемую 1 кг газа при нагревании его на 1 град при постоянном давлении

ТАБЛИЦА 1-1. РАЗЛИЧНЫЕ ВЫРАЖЕНИЯ R

Единицы, в которых измерены		R
давление	объем	
дин/см ²	см ³	8,317·10 ⁷ эрг/(град·моль)=1,987 кал/(град·моль)= = 8,314 дж/(град·моль)
кГ/см ²	см ³	84,8 кГ·см/(град·моль)
кГ/м ²	м ³	0,848 кГ·м/(град·моль)
атм	см ³	82,057 атм·см ³ /(град·моль)
атм	л	0,082054 атм·л/(град·моль)
атм	м ³	8,2057·10 ⁻⁵ атм·м ³ /(град·моль)
мм рт. ст.	см ³	6,236·10 ⁴ мм рт. ст.·см ³ /(град·моль)

Эти коэффициенты взаимосвязаны, поскольку

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T dV + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V dT. \quad (1-5)$$

* В этой главе под буквой p подразумевается абсолютное давление.

Для 1 кмоль любого газа

$$R = \frac{p_0 V_m}{T_0} = \frac{10332 \cdot 22,4}{273,16} = 848 \text{ кГ} \cdot \text{м}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}),$$

где 22,4 — объем 1 кмоль газа в 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст., м³

Газовые смеси

Состав смеси газов может быть задан в массовых и объемных или мольных долях. Доля — отношение соответственно массы, числа молей или объема данного газа к общей массе, ко всему числу молей или объему смеси. Средняя молекулярная масса смеси равна

$$m_{см} = \sum r_i m_i,$$

где r_i — доли компонентов смеси;

m_i — молекулярная масса.

Закон Дальтона

Общее давление смеси газов $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений ее составляющих:

$$p_{см} = \sum_{i=1}^i p_i.$$

По определению парциальным давлением компонента p_i в газовой смеси называется давление, которое производил бы этот компонент в отсутствие остальных, находясь в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси.

Газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \frac{848}{m_{см}} = \frac{848}{\sum r_i m_i} = \sum g_i R_i,$$

где g_i , r_i ,

m_i и R_i — соответственно массовая и объемная доли, молекулярная масса и газовая постоянная компонентов.

Для каждого компонента парциальное давление равно

$$p_i = p_{см} \frac{V_i}{V_{см}} = p_{см} r_i.$$

Парогазовая смесь

Абсолютной влажностью называют выработанное в кг количество пара, содержащегося в 1 м³ парогазовой смеси; оно равно плотности пара ρ_p , находящегося в данной смеси при данной температуре.

Паросодержанием (влажносодержанием) x газа называют количество пара, выраженное в кг, приходящегося на 1 кг сухого газа, т. е.

$$x = \frac{G_p}{G_r},$$

где G_p и G_r — соответственно количества сухого газа и находящегося в нем пара, кг.

Относительная влажность или степень насыщения ϕ представляет собой отношение величин фактической абсолютной влажности газа к абсолютной влажности насыщенного газа при той же температуре:

$$\phi = \frac{p_{факт}}{p_{нас}} = \frac{p_{факт}}{p_{нас}},$$

где $p_{факт}$ — фактическое парциальное давление пара;

$p_{нас}$ — давление насыщенного пара при температуре смеси.

Часто удобнее пользоваться вместо ϕ другим отношением, выражающим относительное насыщение:

$$\psi = \frac{x_{факт}}{x_{нас}},$$

где $x_{факт}$ — фактическое паросодержание;

$x_{нас}$ — паросодержание при насыщении.

Зависимость между ϕ и ψ характеризуется уравнением

$$\psi = \phi \frac{p_{см} - p_{нас}}{p_{см} - p_{факт}},$$

где $p_{см}$ — общее давление смеси.

Для парогазовой смеси паросодержание x связано с ϕ уравнением

$$x = \frac{m_p \phi p_{нас}}{m_r (p_{см} - \phi p_{нас})}, \quad (I-9)$$

где m_p и m_r — молекулярные массы пара и газа, входящие в состав смеси.

Для паровоздушной смеси

$$x = 0,622 \frac{\phi p_{нас}}{p_{см} - \phi p_{нас}}.$$

Два основных начала термодинамики

Различают два состояния термомеханической системы: количественно неизменная система, ограниченная замкнутой поверхностью и находящаяся под равномерно распределенным внешним давлением, и поточная система, под которой понимают установившийся во времени поток вещества в закрытых каналах с характерным для потока неравномерным распределением давления.

В инженерной практике почти всегда приходится иметь дело со вторым случаем — поточной системой.

Первое начало термодинамики

Первое начало термодинамики может быть сформулировано следующим образом. Разные формы энергии переходят друг в друга в строго эквивалентных, всегда одинаковых соотношениях.

Применительно к теплу Q и механической работе L этот закон выражается уравнением

$$Q = AL,$$

где A — тепловой эквивалент механической

$$\text{работы, } A = \frac{1}{427} \text{ ккал/(кг} \cdot \text{м);}$$

$$\text{тепловой эквивалент кВт} \cdot \text{ч} — 860 \text{ ккал/(кВт} \cdot \text{ч),}$$

$$\text{тепловой эквивалент л. с} \cdot \text{ч} — 632,3 \text{ ккал/(л. с} \cdot \text{ч).}$$

Математические выражения для первого начала

Количественно неизменная система

В общем виде для единицы массы рабочего тела

$$dQ = dE + AdL = dU + A \left(d \frac{w^2}{2g} + dh \right) + AdpV. \quad (I-10)$$

Собственная энергия E в общем случае складывается из внешней энергии, равной сумме кинетической энергии $\frac{w^2}{2g}$, потенциальной h и внутренней энергии U .

Абсолютная работа, производимая телом (расширение), считается положительной. Работа, воспринимаемая телом (сжатие), считается отрицательной. Тепло, подводимое к телу, считается положительным, отводимое от тела — отрицательным.

Обычно внешней энергией можно пренебречь, тогда получаем так называемое термодинамическое тождество:

$$dQ = dU + AdpV = dU + AdL. \quad (I-11)$$

Уравнение для энтальпии

$$\left. \begin{aligned} I &= U + ApV, \\ dI &= d(U + ApV) = dU + AdpV + AVdp = dQ + AVdp. \end{aligned} \right\} \quad (I-12)$$

Как видно, при $p = \text{const}$

$$dQ = dI,$$

поэтому функцию I называют также теплотой содержания при постоянном давлении.

Поточная система (отнесенная к единице массы потока)

$$dQ = dU + Ad(pV) + A \left(d \frac{w^2}{2g} + dh \right) + AdL_T, \quad (I-13)$$

где L_T — внешняя работа, совершенная потоком или над потоком.

В этом уравнении в отличие от уравнения (I-10) есть слагаемое $Ad(pV)$; это объясняется тем, что для потока в плоскостях входа и выхода подводится и отводится работа вытеснения ($p_{\text{вх}}V_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}V_{\text{вых}}$).

Введя функцию I и исключив кинетическую и потенциальную энергии получим

$$\begin{aligned} dQ &= dV + Ad(pV) + AdL_T \approx \\ &\approx dI + AdL_T. \end{aligned} \quad (I-14)$$

Для поточной системы сохраняет силу уравнение первого начала (I-11). Из уравнений (I-11) и (I-13)

$$\begin{aligned} pdV &= dL_T + d(pV) = dL_T + pdV + Vdp, \\ dL_T &= -Vdp. \end{aligned} \quad (I-15)$$

Уравнение (I-11) имеет сходную структуру с уравнением (I-14). Только для поточной системы энтальпия I аналогична по смыслу внутренней энергии U в стандартных условиях термодинамики.

На рис. I-1 дана графическая интерпретация работы pdV и технической работы Vdp . Пусть fb — путь процесса поточной

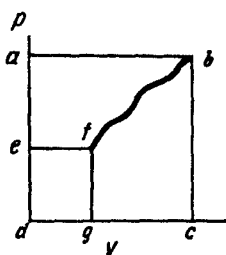


Рис. I-1. Изображение абсолютной и технической работ в диаграмме $V-p$

системы. Для любого процесса площадь $gfbc$ — абсолютная работа, выражаемая интегралом $\int pdV$. Для стандартной и обратной системы это есть работа, отданная или полученная из окружающей среды. Для обратимых условий поточной системы работа, отданная или полученная из окружающей среды, будет $p_f V_f$ (площадь $efgd$) плюс $\int pdV$ (площадь $gfbc$) и минус $p_b V_b$ (площадь $abce$).

Из рисунка видно, что эта алгебраическая сумма есть площадь $abfe$, представляющая собой $-\int Vdp$. Итак, для поточной системы технической работа, т. е. работа, суммарно отданная или полученная из окружающей среды, равна

$$L_T = - \int Vdp. \quad (I-16)$$

Второе начало термодинамики и энтропия

Существует несколько формулировок второго начала:

1) теплота может производить работу в двигателе только в том случае, если температурный уровень этой теплоты выше температуры окружающей среды или теплота с более низкой температурой может быть переведена к высшей температуре только при затрате работы;

2) все самопроизвольные процессы, протекающие в природе, необратимы;

3) всякая замкнутая система стремится к равновесному состоянию, причем энтропия системы стремится к максимуму;

4) perpetual mobile второго рода невозможен, т. е. при отсутствии положительного перепада температур невозможно тепловую энергию превести в работу.

Из 2-го начала термодинамики следует:

а) тепловой двигатель может работать при наличии двух источников тепла: горячего (верхнего, высокопотенциального) и холодного (нижнего, низкопотенциального — холодилика);

б) рабочий процесс двигателя совершается таким образом, что из общего количества тепла, забираемого из верхнего источника, только часть превращается в работу, в то время как оставшаяся большая часть бесполезно поглощается холодильником. Применительно к наиболее мощному тепловому двигателю — паровой турбине — это выражается в том, что лишь часть тепла, поступающего с паром в турбину, превращается в работу, а оставшаяся часть поступает в конденсатор и поглощается протекающей по его трубкам холодной водой.

Математическое выражение второго начала для обратимых изменений состояния имеет вид

$$dQ = T dS. \quad (1-17)$$

Энтропия так же, как и внутренняя энергия, является функцией состояния, т. е. ее изменение зависит только от начального и конечного состояний системы.

Энтропию выражают в ккал/(кг·°К).

Для естественного самопроизвольного процесса $\frac{dQ}{T} < dS$; для искусственного

процесса $\frac{dQ}{T} > dS$ и для любого обратимо-

го процесса $\frac{dQ}{T} = dS$.

Энтропия есть величина, пропорциональная логарифму термодинамической вероятности W состояния тела:

$$S = K \lg W,$$

где K — постоянная Больцмана.

Энтропия обладает свойствами аддитивности.

Энтропия идеального газа

Для выражения энтропии идеального газа напишем уравнение

$$dQ = dU + A p dV = c_V dT + A \frac{RT}{V} dV.$$

Энтропия идеального газа выразится уравнением

$$\frac{dQ}{T} = dS = c_V \frac{dT}{T} + AR \frac{dV}{V}.$$

После преобразования и интегрирования, а также для других пар независимых переменных имеем:

$$\left. \begin{aligned} S &= c_V \ln T + AR \ln V + S_0, \\ S &= c_p \ln T + AR \ln p + S_0, \\ S &= c_V \ln p + c_p \ln V + S_0. \end{aligned} \right\} \quad (1-18)$$

Теорема Нернста

При абсолютном нуле все частицы тела должны находиться в наименьшем одном квантовом состоянии. Поэтому $W = 1$ и $S = K \ln W = 0$. Поэтому энтропия всех кристаллических тел будет равна нулю при абсолютном нуле и, следовательно, может иметь только положительное значение.

Математическая формулировка теоремы

$$S = \int_0^{T_1} -\frac{c_p dT}{T}.$$

Для определения S необходимо знать изменение c_p с температурой. С приближением температуры к абсолютному нулю теплоемкость всех тел падает по закону

$$c = aT^3,$$

Исходя из этого, при $T \rightarrow 0$

$$\frac{c}{T} = aT^2,$$

т. е. теплоемкости c_p и $c_V = 0$ при $T = 0$.

Частные виды процессов и термодинамические функции

Процессы

В табл. 1-2 приведены характеристики отдельных процессов. Политропическим процессом называют изменение состояния, подчиняющееся уравнению

$$pV^n = \text{const},$$

где n — постоянное число.

Политропы при $n < k$ протекают с подводом к газу тепла; политропы при $n > k$ протекают с отводом тепла от газа. Если $c_V = \text{const}$, то политропный процесс может быть определен как изменение состояния, при котором доля тепла α , затрачиваемого на изменение внутренней энергии U , и доля тепла $(\alpha - 1)$, расходуемого на внешнюю работу, находятся в постоянном определенном соотношении.

На рис. 1-2 нанесены линии различных процессов в координатах $V - p$. Эlemen-

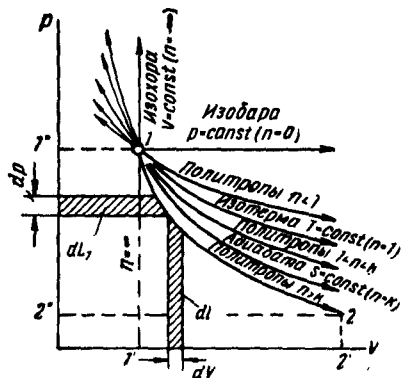


Рис. 1-2. Изображение процессов в координатах $V - p$

тарная абсолютная работа $dL_{абс} = p dV$ на рисунке имеет вид вертикальной заштрихованной площади; $L_{абс}^{1-2} = \int_1^2 p dV$ (площадь $1-2-2'-1'$). Элементарная техническая работа изображена: горизонтальной заш-

ТАБЛИЦА 1-2. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
(индексы 1 и 2 обозначают начальное и конечное состояния)

Процессы					
наименование величин	изохорный $V = \text{const}$	изобарный $p = \text{const}$	изотермический $T = \text{const}$	адиабатный или изэнтропный $S = \text{const}; q = 0$	политропный $pV^n = \text{const}$
Показатель полнотропы	$n = \pm \infty$	$n = 0$	$n = 1$	$n = k = \frac{c_p}{c_v}$	$n = \text{const}$
Соотношение параметров	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$pV = \text{const}$ $\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2}$	$pV^k = \text{const}$ $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$; $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$	Те же формулы, что и для адиабатного процесса, но k заменяется на n
Изменение температуры ΔT	$\Delta T = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right)$	$\Delta T = T_1 \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right)$	$\Delta T = 0$	$\Delta T = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ $\Delta T = T_1 \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} - 1 \right]$	Те же формулы, что и для адиабатного процесса, но k заменяется на n
Тепло Q	$Q = U_2 - U_1 =$ $= G c_v (T_2 - T_1) =$ $= \frac{V (p_2 - p_1)}{k - 1}$	$Q = I_2 - I_1 =$ $= G c_p (T_2 - T_1) =$ $= \frac{k}{k - 1} p (V_2 - V_1)$	$Q = AL = GRT \ln \frac{p_2}{p_1} =$ $= T (S_2 - S_1)$	$Q = 0$	$Q = G c_v \frac{n - k}{n - 1} (T_2 - T_1) =$ $= \frac{k - n}{k - 1} A =$ $= \frac{k - n}{(k - 1)(n - 1)} \cdot GR (T_2 - T_1) =$ $= \frac{(k - n) RT_1}{(k - 1)(n - 1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$

Продолжение табл. 1-2

наименование величины	Процессы				
	изохорный $V = \text{const}$	изобарный $p = \text{const}$	изотермический $T = \text{const}$	адиабатный или изэнтропный $S = \text{const}; q = 0$	политропный $pV^n = \text{const}$
Работа абсолютная $L_{абс} = \int p dV$	$L_{абс} = 0$	$L_{абс} = p(V_2 - V_1) =$ $= GR(T_2 - T_1)$	$L_{абс} = RT \ln \frac{p_2}{p_1} =$ $= RT \ln \frac{V_1}{V_2} =$ $= \frac{1}{A} T(S_2 - S_1)$	$L_{абс} = U_2 - U_1 = \frac{Gc_V}{A} \times$ $\times (T_2 - T_1) =$ $= \frac{1}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) =$ $= \frac{GRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$	$L_{абс} = \frac{k-1}{A(k-1)} Q =$ $= \frac{GR(T_2 - T_1)}{n-1} =$ $= \frac{1}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) =$ $= \frac{GRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
Работа техническая $L_T = - \int V dp$	$L_T = V(p_2 - p_1)$	$L_T = 0$	$L_T = GRT \ln \frac{p_2}{p_1} =$ $= GRT \ln \frac{V_1}{V_2} =$ $= \frac{T}{A} (S_2 - S_1)$	$L_T = \frac{1}{A} (I_2 - I_1) = \frac{Gc_p}{A} \times$ $\times (T_2 - T_1) = kL_{абс} =$ $= \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) =$ $= \frac{GkRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$	$L_T = \frac{GnR}{n-1} (T_2 - T_1) =$ $= \frac{n}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) =$ $= \frac{GnRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
Изменение энthalпии ΔI	$\Delta I = Gc_p(T_2 - T_1) =$ $= \frac{kGV(p_2 - p_1)}{A(k-1)}$	$\Delta I = Gc_p(T_2 - T_1) =$ $= \frac{k}{A(k-1)} \times$ $\times p(V_2 - V_1)$	$\Delta I = 0$	$\Delta I = AL_{\text{тех}}$	$\Delta I = G \frac{k}{k-1} R(T_2 - T_1) =$ $= G \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$
Изменение энтропии ΔS	$\Delta S = Gc_V \ln \frac{T_2}{T_1} =$ $= Gc_V \ln \frac{p_2}{p_1}$	$\Delta S = Gc_p \ln \frac{T_2}{T_1} =$ $= Gc_p \ln \frac{V_2}{V_1}$	$\Delta S = GR \ln \frac{V_2}{V_1} =$ $= GR \ln \frac{p_1}{p_2}$	$\Delta S = 0$	$\Delta S = Gc_V \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}$

трихованной площадью $dL_T = -Vdp$ и $L_T^{1-2} = - \int_1^2 Vdp$ (площадь $1-2-2'-1'$).

На рис. 1-3 нанесены линии различных процессов и координатах $S - T$.

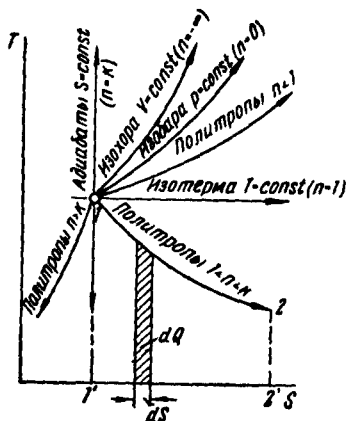


Рис. 1-3. Изображение процессов в координатах $S - T$

Элементарное тепло, участвующее в процессе, изображено в виде заштрихованной

площади $dQ = TdS$ и $Q^{1-2} = \int_1^2 TdS$ (площадь $1-2-2'-1'$)

Термодинамические функции

1. Изохорно-изотермический потенциал или свободная энергия F

$$F = U - TS. \quad (I-19)$$

Обратимая работа $L_{обр}$ при переходе системы из одного состояния в другое при T и V постоянных соответствует изменению F :

$$\Delta L_{обр} = \Delta F = \Delta U - T\Delta S.$$

2. Изобарно-изотермический потенциал Z

$$Z = U - TS + pU = I - TS. \quad (I-20)$$

Величина Z находится в таком же соотношении с функцией F , что и энтальпия I с внутренней энергией U .

В системах с постоянными p и T работа $L_{обр}$ соответствует изменению Z :

$$\Delta L_{обр} = \Delta Z = \Delta I - T\Delta S.$$

Часто пользуются величиной

$$\mu = \frac{\partial Z}{\partial N},$$

где N — число молекул, называемой химическим потенциалом; для тела, состоящего из одинаковых частиц, это есть потенциал Z , отнесенный к одной молекуле.

Для систем с постоянными T и p функции Z и μ при установлении равновесия стремятся к минимуму. При фазовом равновесии значения этих функций для жидкости и пара должны быть равны и иметь минимальное значение.

Для идеального газа $Z = Z_0 + RT \ln p$.

3. Пригодность

или работоспособность B

$$B = I - T_0 S, \quad (I-21)$$

где T_0 — температура окружающей среды.

Эта функция имеет особо важное значение при исследовании всех действительных тепловых и холодильных машин, поскольку для них всегда характерно условие передачи тепла из цикла только на уровне T_0 , т. е. при температуре окружающей среды (холодильнику тепловых машин и конденсатору или компрессору холодильных установок).

Теория взаимного перехода тепла и работы

Циклы

Каждый процесс, в котором происходит расширение или сжатие газа, рассматривают как процесс перехода тепловой энергии в механическую или механической в тепловую. Чтобы тепловая машина работала непрерывно, необходимо последовательное сочетание нескольких процессов, в результате которых рабочее тело приходит в первоначальное состояние. Подобное последовательное изменение состояний тела называется циклом. Если отдельные процессы, входящие в цикл, обратимы, то и весь цикл также обратимый. Процесс называется обратимым, если физически допустимо вообразить изменение направления процесса к исходному состоянию одновременно с приведением всех взаимодействующих тел тоже к их исходному состоянию. В противном случае процесс называется необратимым.

На рис. 1-4 изображен произвольный цикл в координатах $V - p$. Работа, получаемая

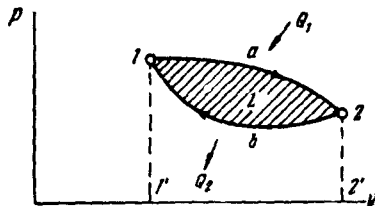


Рис. 1-4. Изображение кругового цикла в координатах $V - p$

при расширении газа (рабочий процесс) по ветви $1-a-2$, т. е. L_1 соответствует площади $1-a-2-2'-1'$. Работа, затрачиваемая на сжатие газа (вспомогательный процесс) по ветви $2-b-1$, т. е. L_2 , соответ-

ствует площади $2-b-1-1'-2'$. Полезная отводимая работа $L = L_1 - L_2$ изображается в цикле замкнутой площадью (заштрихованной).

Уравнение тепла цикла имеет вид

$$Q_1 - Q_2 = Q_1 \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right) = AL,$$

где Q_1 — тепло, подведенное на высоком температурном уровне T_1 ;

Q_2 — тепло, отведенное на низком температурном уровне T_2 .

К. п. д. цикла представлено уравнением

$$\eta_l = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Цикл Карно

Обратимый цикл Карно дает предельное максимальное количество работы, получаемое из данного количества тепла при его переходе с одного заданного температурного уровня на другой. Цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат.

На рис. 1-5 цикл Карно изображен в координатах $V-p$ и $S-T$.

Для цикла Карно

$$\left. \begin{aligned} AL &= Q_1 \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \\ &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \\ \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} &= \Delta S_1 + \Delta S_2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1-22)$$

Любой обратимый цикл может быть разбит на элементарные бесконечно малые циклы Карно между соответствующими температурами, обусловленными протеканием данного цикла. Для всякого обратимого цикла

$$\oint dS = \oint \frac{dQ}{T} = 0. \quad (1-23)$$

Обратный (холодильный) цикл Карно (процесс холодильной машины)

Если в цикле Карно, рассмотренном ранее, все процессы направить в обратном направлении (на рис. 1-5 стрелочки, указанные штриховыми линиями), то получим холодильный цикл, смысл которого заключается в перенесении тепла Q_2 с уровня низкой температуры T_2 на уровень высокой температуры T_1 . Для осуществления такого процесса необходимо затратить работу AL . Этот цикл служит для искусственного перенесения теплоты от холодного тела к более нагретому. Подобного рода машины называются холодильными. Количество тепла Q_2 называют холодопроизводительностью цикла.

Для обратного цикла Карно

$$AL = Q_2 \frac{T_1 - T_2}{T_2},$$

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2},$$

т. е. холодильный коэффициент зависит только от уровня температур, между которыми протекает цикл; $Q_1 = Q_2 + AL$ — количество тепла, отводимое на высоком

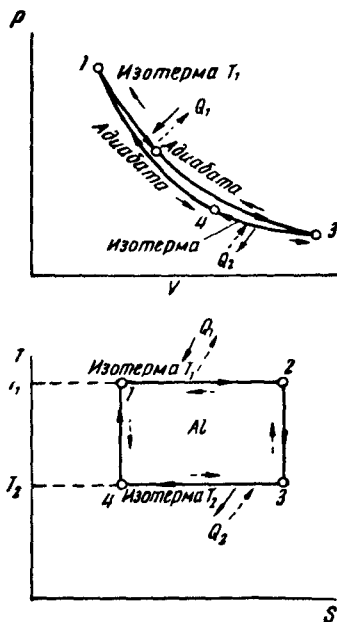


Рис. 1-5. Изображение цикла Карно в координатах $V-p$ и $S-T$

температурном уровне, равное сумме холодопроизводительности и затраченной работы.

Необратимые циклы

Все действительно осуществляемые процессы и циклы необратимы.

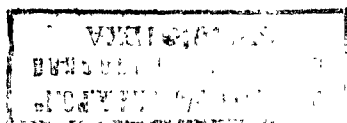
Для необратимых циклов во всех случаях справедливы основные неравенства

$$\oint \frac{dQ}{T} < 0 \text{ и } \oint dS > 0. \quad (1-24)$$

Абсолютная термодинамическая температура

Соотношения (1-22), действительные для цикла Карно, дают основания для построения абсолютной температурной шкалы. Соотношение между двумя какими-либо температурами T_1 и T_2 можно принципиально определить независимо от свойств термо-

$$\text{Холодильный коэффициент } \varepsilon = \frac{Q_2 \text{ (холод)}}{AL \text{ (работа)}} = \frac{\text{холодопроизводительность}}{\text{затраченная работа}}$$



метров, если экспериментально найти соотношение Q_1 и Q_2 :

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

т. е. цикл Карно использовать как термометр. Величина градуса в такой термодинамической шкале может быть произвольной и, в частности, соответствующей 1°C . Наибольшее значение $\eta_i = 1$ достигается при $T_2 = 0$, которая есть наинизшая из возможных температур и представляет собой начало шкалы. Это придает реальный физический смысл понятию абсолютного нуля, которое определено только на основании поведения идеального газа.

Энтропия
как мера потерь
и необратимости

Потери при обратимых циклах. Из всего запаса тепловой энергии Q_1 в работу переходит лишь часть:

$$Q_1 - Q_2 = Q_1 - \frac{Q_1}{T_1} T_2.$$

Тепло $Q_2 = \frac{Q_1}{T_1} T_2 = Q_{\text{потерь}}$ не может быть превращено в работу — это неизбежная потеря при трансформации тепловой энергии в механическую. Обычно во всех тепловых технических процессах T_2 строго зафиксировано — это температура окружающей среды, обозначаемая T_0 . Для идеального процесса

$$\frac{Q_1}{T_1} = \Delta S.$$

Таким образом,

$$Q_{\text{потерь}} = Q_2 = T_2 \Delta S = T_0 \Delta S. \quad (1-25)$$

Отсюда ΔS — увеличение энтропии теплоприемника с температурой T_0 является мерой безвозвратно потерянной части тепла.

Потери при необратимых циклах. При переходе системы из одного определенного состояния в другое, согласно основным неравенствам (1-24), приращение энтропии окружающей среды при необратимых процессах должно быть больше, чем при обратимом, т. е.

$$\delta S = \Delta S_{\text{необр}} - \Delta S_{\text{обр}} > 0.$$

Для всех технических циклов окружающей средой является атмосфера с примерно постоянной температурой T_0 . Всякое изменение энтропии связано с поглощением тепла, поэтому $\delta Q = T_0 \delta S$. В рассмотренной нами изолированной системе передача окружающей среде дополнительного количества тепла возможна только при условии уменьшения полезной производимой работы, т. е.

$$\delta AL = AL_{\text{обр}} - AL_{\text{необр}} = \delta Q = T_0 \delta S. \quad (1-26)$$

Для обратимых циклов $\delta S = 0$.

При необратимых процессах любого рода полезная работа уменьшается на величину.

пропорциональную возрастанию энтропии всех взаимодействующих тел, обусловленному необратимостью. Коэффициентом пропорциональности является температура приемника тепла T_0 окружающей среды.

Потери при теплообмене. Процесс теплообмена может протекать между телами при неравенстве температур и поэтому всегда сопровождается потерей — обесцениванием энергии, т. е. возрастанием энтропии системы в целом. Если от одного тела с температурой T_1 передается тепло dQ другому телу с температурой T_2 , то

$$dS = dS_1 - dS_2 = -\frac{dQ}{T_1} + \frac{dQ}{T_2} = dQ \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} \right) > 0,$$

$$AL_{\text{потерь}} = dST_0.$$

Это неравенство всегда больше нуля, так как T_1 всегда больше T_2 .

Изложенное положение иллюстрируется на рис. 1-6. Тепло передается от тела A к телу B . Площади $S_{0ab}S_1$ и $S_{0cd}S_2$, а также площади $abcs$ и edS_2S_1 равны между собой. Видно, что $S_1 - S_2 = \Delta S_{\text{необр}}$. Энергоспособность тела A изображена площадью $abmk$, тела B — площадью $cdnk$. Из рисунка следует, что потеря работы $T_0 \Delta S_{\text{необр}}$ изображается площадью mnS_2S_1 . Термодинамический к. п. д. теплообменника вычисляются с помощью функции B (работоспособности).

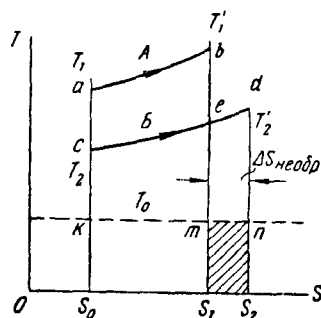


Рис. 1-6. Возрастание энтропии и потеря работоспособности при передаче тепла от тела A к телу B

Изменение функции работоспособности тела A составит

$$\Delta B_A = \Delta I_A - T_0 \Delta S_A = I_b - I_a - T_0 (S_1 - S_0),$$

а тела B

$$\Delta B_B = \Delta I_B - T_0 \Delta S_B = I_d - I_c - T_0 (S_2 - S_0),$$

отсюда термодинамический к. п. д. теплообменника

$$\eta = \frac{\Delta B_B}{\Delta B_A} = \frac{\Delta I_B - T_0 \Delta S_B}{\Delta I_A - T_0 \Delta S_A} = \frac{T_d - T_c - T_0 \ln T_d/T_c}{T_b - T_a - T_0 \ln T_b/T_a}.$$

Последнее равенство действительно для теплотопотоков с одинаковыми и постоянными c_p .

Предельное значение работы перехода системы из одного состояния в другое

Температура окружающей среды является температурой холодильника (нижней изотермой) для циклов двигателей, т. е. при переводе тепла в механическую энергию. Для обратных (холодильных) циклов, т. е. при передаче тепла с более низкого температурного уровня на более высокий, температура среды является температурой теплоприемника (верхняя изотерма). Из сопоставления уравнения первого основного начала

$$U_2 - U_1 = Q - AL$$

и второго

$$(S_2 - S_1) - \frac{Q}{T} \geq 0$$

можно получить

$$AL \leq U_1 - U_2 - T_0(S_1 - S_2) = \Delta U - T_0 \Delta S. \quad (1-27)$$

Знак равенства соответствует случаю обратимого идеального протекания процесса, знак неравенства — необратимому процессу. AL по формуле (1-27) есть полная работа сжатия. Полезно используемая работа $AL_{пл}$ меньше полной на величину работы, совершаемой против давления атмосферы p_0 при изменении объема тела от V_1 до V_2 и равной $Ap_0(V_1 - V_2)$:

$$\begin{aligned} AL_{пл} &= U_1 - U_2 - T_0(S_1 - S_2) + \\ &+ Ap_0(V_1 - V_2) = (U_1 - T_0 S_1 + Ap_0 V_1) - \\ &- (U_2 - T_0 S_2 + Ap_0 V_2). \end{aligned} \quad (1-28)$$

Формула (1-28) действительна при постоянном количестве вещества. Полезно используемая работа потока — внешняя техническая работа L_T определяется из сопоставления уравнений $S_2 - S_1 - \frac{Q}{T_0} \geq 0$ и (1-15):

$$AL_T = I_1 - I_2 - T_0(S_1 - S_2) = \Delta I - T_0 \Delta S. \quad (1-29)$$

Следует отметить, что правая часть уравнения (1-29) есть изменение функции B [см. уравнение (1-21)]. Таким образом, термодинамически необходимая работа какого-либо процесса равна изменению функции B . Это уравнение очень важно для расчетов холодильной техники, так как дает возможность найти, например, в условиях непрерывного процесса, минимальную работу для ожижения газа или решить другую аналогичную задачу по перенесению тепла с одного температурного уровня на другой.

2*

Работа компрессора

На рис. 1-7 в координатах $V-p$ и $S-T$ изображены процессы сжатия в компрессоре.

Площадь, эквивалентная технической работе L_T , равна сумме трех площадей: $CBV'B'$ (L_1 — работа сжатия), $DCC'D'$

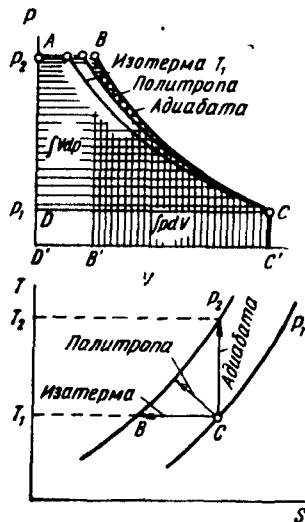


Рис. 1-7. Изображение процесса сжатия газа в координатах $V-p$ и $S-T$

(L_2 — работа воздуха при всасывании) и $BAD'B'$ (L_3 — работа выталкивания):

$$\begin{aligned} L_T &= L_1 + L_3 - L_2 = \\ &= \int_{V_1}^{V_2} p dV + p_2 V_2 - p_1 V_1 = - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \end{aligned}$$

Работа L_T графически на диаграмме $V-p$ изображается площадью $CBAD$ (горизонтальная штриховка).

Для любого процесса сжатия техническая работа, исходя из уравнения (1-14), равна

$$L_T = \int_1^2 V dp = (I_2 - I_1) - \int_1^2 T dS. \quad (1-30)$$

Работа сжатия (L и техническая работа L_T зависят от характера процесса сжатия в компрессоре и могут быть определены по формулам, приведенным в табл. 1-2. На рис. 1-7 под адиабатой вертикально заштрихованная площадь представляет изменение энергии $U_2 - U_1$ — работу сжатия, а горизонтально заштрихованная площадь — изменение теплосодержания $I_2 - I_1$ — техническую работу.

На рис. 1-8 изображен в координатах $V-p$ и $S-T$ процесс сжатия в многоступенчатом (трехступенчатом) компрессоре.

Наиболее рационально, чтобы мощность каждой ступени была одинаковой; это соответствует одинаковой степени сжатия по

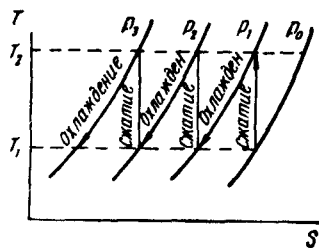
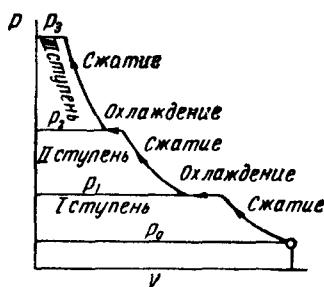


Рис. 1-8. Изображение теоретического процесса трехступенчатого сжатия газа в координатах $V-p$ и $S-T$

ТАБЛИЦА 1-3. ПОТРЕБНАЯ РАБОТА НА СЖАТИЕ 1 КМОЛЯ ГАЗА ПРИ 300 °К

Отношение давления сжатого газа к его начальному давлению	Работа изотермического сжатия квт·ч	Работа адиабатного сжатия ($\kappa=1,4$) квт·ч	Отношение давления сжатого газа к его начальному давлению	Работа изотермического сжатия квт·ч	Работа адиабатного сжатия ($\kappa=1,4$) квт·ч	Отношение давления сжатого газа к его начальному давлению	Работа изотермического сжатия квт·ч	Работа адиабатного сжатия ($\kappa=1,4$) квт·ч
1,10	0,0660	0,0667	4,5	1,040	1,302	30	2,350	3,680
1,15	0,0967	0,0972	4,6	1,056	1,324	35	2,460	3,955
1,20	0,1262	0,1296	4,7	1,070	1,348	40	2,555	4,180
1,25	0,1543	0,1600	4,8	1,086	1,372	45	2,635	4,410
1,30	0,1810	0,1890	4,9	1,102	1,393	50	2,705	4,610
1,35	0,2075	0,2170	5,0	1,115	1,416	55	2,780	4,805
1,40	0,2330	0,2450	5,1	1,126	1,439	60	2,830	4,985
1,45	0,2570	0,2715	5,2	1,140	1,460	65	2,890	5,145
1,50	0,2810	0,2980	5,3	1,151	1,480	70	2,940	5,310
1,6	0,3260	0,3490	5,4	1,166	1,500	75	2,985	5,465
1,7	0,3670	0,3980	5,5	1,180	1,520	80	3,035	5,610
1,8	0,4060	0,4140	5,6	1,191	1,542	85	3,070	5,736
1,9	0,4440	0,4870	5,7	1,205	1,562	90	3,115	5,865
2,0	0,4800	0,5310	5,8	1,215	1,581	95	3,140	6,000
2,1	0,5130	0,5720	5,9	1,229	1,600	100	3,185	6,115
2,2	0,5450	0,6120	6,0	1,240	1,620	105	3,220	6,240
2,3	0,5750	0,6510	6,1	1,251	1,640	110	3,260	6,335
2,4	0,6050	0,6880	6,2	1,261	1,660	115	3,285	6,440
2,5	0,6340	0,7250	6,3	1,271	1,675	120	3,310	6,650
2,6	0,6610	0,7610	6,4	1,283	1,695	125	3,340	6,660
2,7	0,6865	0,7950	6,5	1,293	1,715	130	3,360	6,770
2,8	0,7130	0,8280	6,6	1,303	1,730	135	3,395	6,870
2,9	0,7370	0,8630	6,7	1,318	1,750	140	3,420	6,950
3,0	0,7600	0,8950	6,8	1,325	1,768	145	3,440	7,040
3,1	0,7830	0,9260	6,9	1,335	1,788	150	3,460	7,140
3,2	0,8055	0,9550	7,0	1,348	1,800	155	3,490	7,240
3,3	0,8250	1,9840	7,2	1,365	1,838	160	3,515	7,330
3,4	0,8460	1,015	7,4	1,382	1,871	165	3,525	7,410
3,5	0,8660	1,043	7,6	1,403	1,904	170	3,550	7,480
3,6	0,8860	1,070	7,8	1,420	1,938	175	3,580	7,570
3,7	0,9050	1,097	8,0	1,440	1,935	180	3,585	7,640
3,8	0,9235	1,125	8,5	1,480	2,025	185	3,605	7,730
3,9	0,9420	1,152	9,0	1,520	2,120	190	3,623	7,800
4,0	0,9600	1,177	9,5	1,559	2,188	195	3,650	7,880
4,1	0,9760	1,212	10	1,593	2,245	200	3,665	7,940
4,2	0,9930	1,227	15	1,872	2,622	220	3,730	8,240
4,3	1,010	1,253	20	2,075	3,033	250	3,830	9,310
4,4	1,024	1,280	25	2,225	3,387	300	3,955	9,920

ступеням. Степень сжатия λ по ступеням при n ступенях определяется по формуле

$$\lambda = \sqrt[n]{p_{\text{кон}}/p_{\text{нач}}}.$$

Допустимые степени сжатия в ступени составляют $3 \div 6$.

Сжатие реального газа

При сжатии реальных газов (например, метана, этилена) нельзя пренебрегать отступлением их свойств от идеального газа. При изотермическом сжатии техническая работа по уравнению (I-30) составит

$$L_T = T_0 (S_1 - S_2) - (I_1 - I_2).$$

Для реального газа I_1 и I_2 не равны друг другу при данной температуре; из диаграмм $S-T$ (рис. I-9) L_T равна площади $a-2-1-d$ минус площадь $b-3-1-d$.

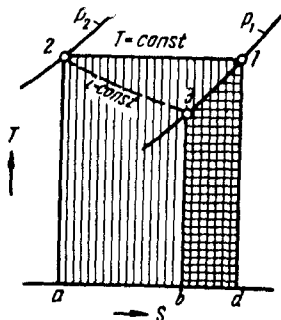


Рис. I-9. Изображение процесса изотермического сжатия реального газа в координатах $S-T$

Таким образом, окружающей среде при сжатии передается больше тепла, чем затрачено работы на сжатие, на величину $I_1 - I_2$. Это положение действительно для любого процесса сжатия (не только изотермического).

Определение потребляемой компрессором мощности $L_{\text{комп}}$

$$L_{\text{комп}} = \frac{L_1^{\text{adiaб}}}{\eta_{\text{adiaб}}} = \frac{L_1^{\text{изот}}}{\eta_{\text{изот}}},$$

где $L_1^{\text{adiaб}}$, $L_1^{\text{изот}}$ — техническая работа адиабатного и изотермического сжатия газа при его секундном расходе; определяются по формулам из табл. I-2;

$\eta_{\text{adiaб}}$, $\eta_{\text{изот}}$ — адиабатический и изотермический к. п. д.; обычно $\eta_{\text{adiaб}} = 0,65 \div 0,80$; $\eta_{\text{изот}} = 0,5 \div 0,65$.

В табл. I-3 указана потребная работа на сжатие 1 кмоль газа при 300°K .

Реальные газы и конденсированное состояние

Критические параметры

На рис. I-10 приведены изотермы реального газа (сплошные линии). Для сравнения нанесены две изотермы идеального газа (штриховые линии). Косыми линиями заштрихована область сосуществования жидкости и пара. Верхняя пограничная кривая

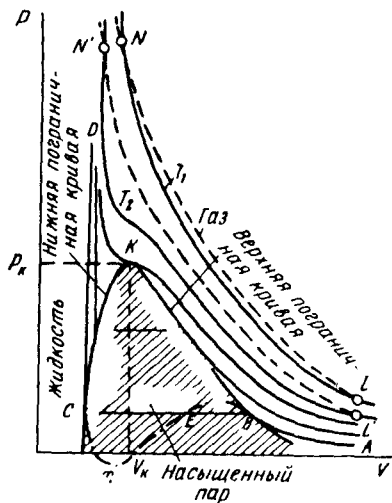


Рис. I-10. Изотермы реального газа в координатах $V-p$

(кривая пара) и нижняя пограничная кривая (кривая жидкости) сливаются в точке K — критической точке. Температура, давление и объем, соответствующие этой точке, называются критическими параметрами вещества и обозначаются T_k , p_k , V_k . Левее нижней пограничной кривой вещество существует только в виде жидкости, правее верхней пограничной кривой — в виде перегретого пара. При температуре выше критической перегретый пар называют газом. При давлении, большем p_k , вещество всегда остается однородным и его невозможно получить в двух фазах. Значения критических параметров газов даны в табл. I-4.

Уравнения состояния реального газа

Уравнение Ван-дер-Ваальса для реальных газов

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT. \quad (\text{I-31})$$

Это уравнение качественно отражает поведение реальных газов, включая и область ожигения. Величины a и b — характерные константы газов.

ТАБЛИЦА 1-4. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ

Название газа	Химическая формула	Плотность кг/м^3 при 0°C и 760 мм рт. ст.	Атомная или молекулярная масса	Газовая по- стоянная R
				$\frac{\text{кг}\cdot\text{м}}{(\text{кг}\cdot\text{град})}$
Азот	N_2	1,25046	28,016	30,26
Аммиак	NH_3	0,7714	17,03	49,79
Аргон	Ar	1,78394	39,944	21,26
Ацетилен	C_2H_2	1,1747	26,03	32,59
Водород	H_2	0,08988	2,016	420,56
Воздух	—	1,2928	28,96	29,27
Гелий	He	0,17846	4,003873	212
Кислород	O_2	1,42895	32	26,5
Криптон	Kr	3,74	83,80	10,23
Ксенон	Xe	5,851	131,30	6,51
Метан	CH_4	0,7168	16,04	52,85
Неон	Ne	0,8999	20,183	41,98
Озон	O_3	2,144	48,0	17,7
Двуокись углерода	CO_2	1,977	44,01	19,27

Название газа	Химическая формула	Температура тройной точки $^\circ\text{K}$	Теплота испарения при тем- пературе кипения		Теплота плавления
			дж/моль	ккал/кг	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$
Азот	N_2	63,15	5530	47,10	6,15
Аммиак	NH_3	195,42	23300	327	79,3
Аргон	Ar	83,77	6517	39	7,05
Ацетилен	C_2H_2	192,4	20850 (субл.)	191 (субл.)	37,4
Водород	H_2	13,95	916	108,5	13,9
Воздух	—	—	5942	49	—
Гелий	He	1,78 (замер. 30 атм)	81,3	4,85	1,365 (3,5 $^\circ\text{K}$)
Кислород	O_2	54,363	6800	50,92	3,33
Криптон	Kr	115,97	9050	25,8	4,67
Ксенон	Xe	161,36	12600	23	4,18
Метан	CH_4	90,66	8200	122,0	14
Неон	Ne	24,56	1755	20,8	3,97
Озон	O_3	80,65	15200	75,6	
Двуокись углерода	CO_2	216,56	24100 (субл.)	130,8 (субл.)	47,54

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВ

Теплоемкость при 20 °С и 760 мм рт. ст.				$\frac{c_p}{c_v}$	Вязкость при 0 °С и 1 ат (10 ⁻⁸ лз) (в скобках — коэфици Сатерленда)	Температура кипения при 760 мм рт. ст. °К
c_p дж (моль·град)	c_p ккал (кг·град)	c_v дж (моль·град)	c_v ккал (кг·град)			
29,3	0,250	20,9	0,178	1,40	167 (114)	77,36
36,8	0,516	27,9	0,391	1,32	92 (626)	239,76
20,83	0,125	12,48	0,0746	0,68	209 (142)	87,29
43,7	0,401	35,2	0,323	1,24	93,5 (198)	189,05 (субл.)
28,78	3,408	20,4	2,42	1,407	84,2 (73)	20,39 78,8 (ком.)
29,12	0,241	20,8	0,172	1,4	173 (124)	81,8 (конд.)
21,1	1,26	12,7	0,76	1,66	188 (78)	4,215
25,55	0,218	18,3	0,156	1,4	191 (131)	90,19
21,0	0,0594	12,6	0,036	1,67	232 (188)	119,75
20,9	0,0378	12,65	0,023	1,7	210 (290)	165,0
35,7	0,532	27,1	0,404	1,31	103 (162)	111,65
20,9	0,248	12,48	0,148	1,68	297 (56)	27,07
43,5	0,2167	—	—	—	—	161,25
37,2	0,204	28,6	0,155	1,300	138 (254)	194,71 (субл.)

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. I-4

Плотность кг/м ³ (в скобках — температура, °К)	Критические параметры			Теплопроводность при 1 ат и 0 °С		Объем газа (0 °С и 760 мм рт. ст.) при испарении 1 л жидкостн
	температура °К	давление атм	Плотность кг/м ³	$\left[\frac{\text{вт}}{(\text{см} \cdot \text{град})} \right] \cdot 10^{-4}$	$\frac{\text{ккал}}{(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град})}$	
804 (77,36)	126,26	33,54	310,96	2,386	0,0205	643
682 (239,8)	405,6	111,5	235	2,2	0,0189	884
1390 (37,29)	150,72	48,0	530	1,73	0,0149	780
610 (192,4)	308,7	61,65	231	1,84	0,0158	520
70,80 (20,39)	33,24	12,797	30	16,65	0,143	788
873 (78,8)	132,42	37,25	327	2,44	0,021	675
	132,52	37,17	319			
124,9 (4,24)	5,199	2,26	68,0	14,4	0,124	700
1142 (90,19)	154,78	50,14	380	2,428	0,0209	800
2136 (119,8)	209,39	54,182	908,5	0,84	0,0072	570
3060 (166)	289,76	58,22	1154	0,525	0,0045	523
424 (111,6)	190,6	45,6	162	0,30	0,0258	591
1204 (27,1)	44,45	26,86	483,5	4,45	0,0382	1340
1572,7 (90)	261,05	54,6	537			735
1180 (216)	304,2	72,85	468	1,43	0,0123	—

ТАБЛИЦА I-5. ЗНАЧЕНИЯ КОНСТАНТ УРАВНЕНИЯ ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА
ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ГАЗОВ

Газ	$a, \text{ат} \cdot \text{см} \cdot 10^{-6}$	$b, \text{см}^3$	Газ	$a, \text{ат} \cdot \text{см} \cdot 10^{-6}$	$b, \text{см}^3$
Азот	1,348	38,60	Двуокись азота	5,280	44,3
Аргон	1,350	32,2	Кислород	1,362	31,8
Ацетилен	4,398	51,37	Криптон	2,310	39,8
н-Бутан	14,100	120,0	Ксенон	4,118	51,0
Водород	0,245	26,6	Метан	2,204	42,8
Водяной пар	5,454	30,6	Неон	2,16	17,6
Воздух	1,338	36,34	Двуокись углерода	3,604	42,8
Гелий	0,0334	23,2	Этан	5,419	64,15
			Этилен	4,48	57,2

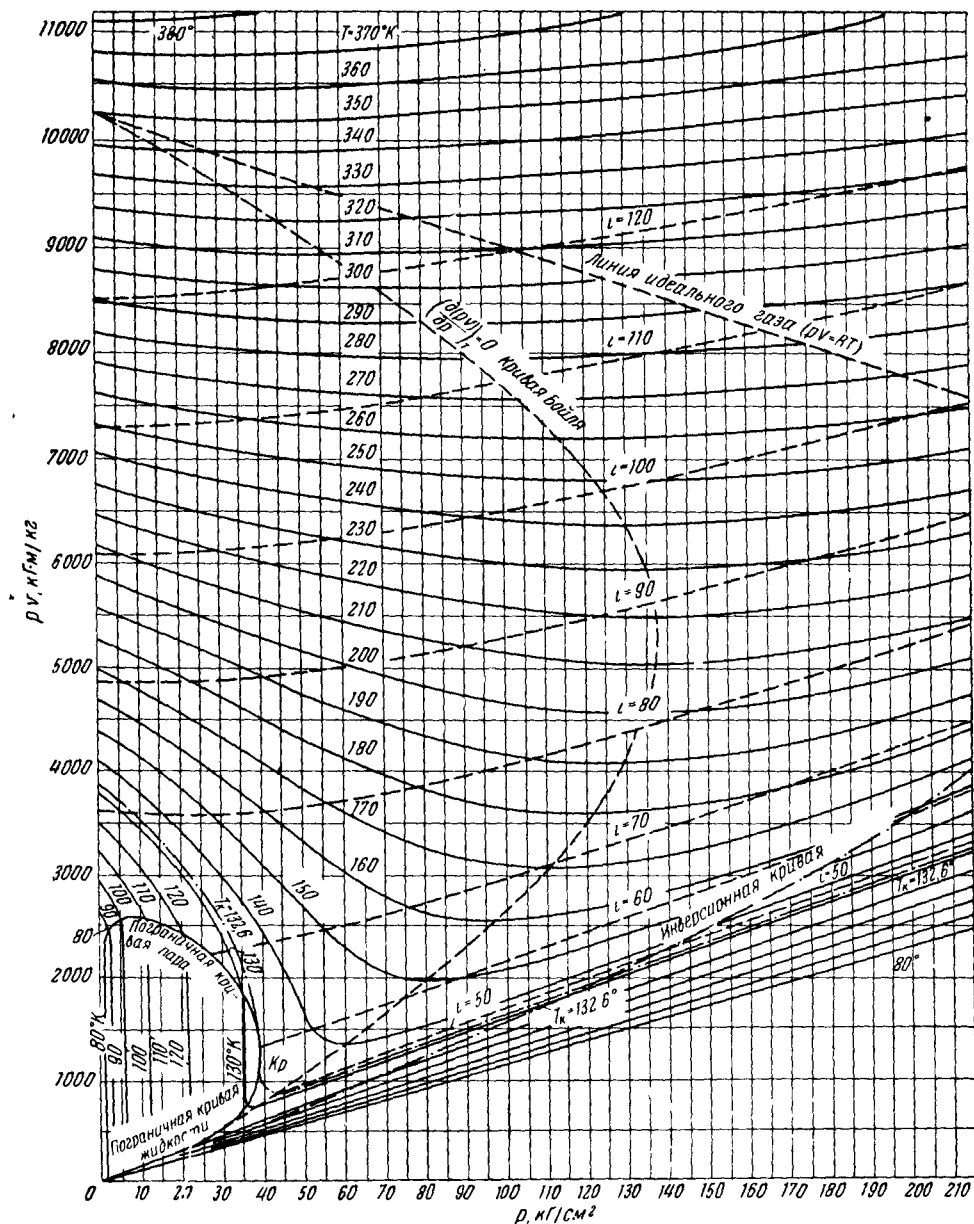


Рис. I-11. Диаграмма $p-v$ для воздуха

В табл. I-5 помещены значения этих констант для 1 моля некоторых газов [3]. Давление следует подставлять в физических атмосферах, температуру в градусах Кельвина, объем в см^3 и $R = 82,07 \text{ см}^3 \cdot \text{атм}/(\text{моль} \cdot ^\circ\text{K})$.

Уравнение (I-31) является кубичным по отношению к V . Ход этой кривой в области насыщенного пара показан пунктиром на рис. I-10.

Точки C , B и E являются тремя корнями при данной T . Участок от точки B до крестика соответствует состоянию перерождения или перенасыщения пара, участок от точки C до крестика — перегретой жидкости.

Из уравнения Ван-дер-Ваальса для условий критической точки можно получить

$$p_k = \frac{a}{27b^2}; \quad V_k = 3b; \quad T_k = \frac{8a}{27bR}. \quad (\text{I-32})$$

Таким образом, если известны критические параметры вещества, то можно для него найти коэффициенты a и b , а также уравнение состояния, и наоборот.

Приведенное уравнение Ван-дер-Ваальса

Если из уравнений (I-32) найти a , b и R и подставить их в уравнение (I-31), то получим

$$\left(\pi + \frac{3}{\varphi^2}\right)(3\varphi - 1) = 8\tau, \quad (\text{I-33})$$

где

$$\pi = \frac{p}{p_k}; \quad \varphi = \frac{V}{V_k}; \quad \tau = \frac{T}{T_k}.$$

Последнее уравнение не содержит каких-либо индивидуальных, характерных для отдельного вещества констант и является общим для всех газов, подчиняющихся уравнению Ван-дер-Ваальса.

Все результаты вычисления по уравнению Ван-дер-Ваальса являются приближенными, качественно отражающими термические свойства реальных газов.

Часто пользуются для записи реальных свойств газа уравнением Камерлинг—Оннеса:

$$pV = RT + \frac{B}{V} + \frac{C}{V^2} + \frac{D}{V^3} + \frac{E}{V^4} + \frac{F}{V^5}. \quad (\text{I-34})$$

Константы B , C и последующие называются первым, вторым и т. д. вириальными коэффициентами, которые в свою очередь являются функциями температуры вида

$$B = b_1T + b_2 + \frac{b_3}{T} + \frac{b_4}{T^2} + \text{и т. д.} \quad (\text{I-35})$$

Имеется большое число предложенных различными авторами эмпирических уравнений состояния.

На рис. I-11 приведена диаграмма p — pV для воздуха.

Сжимаемость

Сжимаемость газов может быть выражена: степенью сжимаемости (число Амага)

$$\delta = \frac{p_1 V_1}{p_0 V_0},$$

где p_0 , V_0 — давление и объем для состояния газа при 0°C и 1 атм;

коэффициентом сжимаемости

$$Z = \frac{pV}{RT}.$$

Степень сжимаемости и коэффициент сжимаемости связаны простым соотношением

$$Z = \delta \frac{T_0}{T}.$$

Сжимаемость веществ в конденсированном состоянии часто характеризуется коэффициентом изотермической сжимаемости χ :

$$\chi = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T.$$

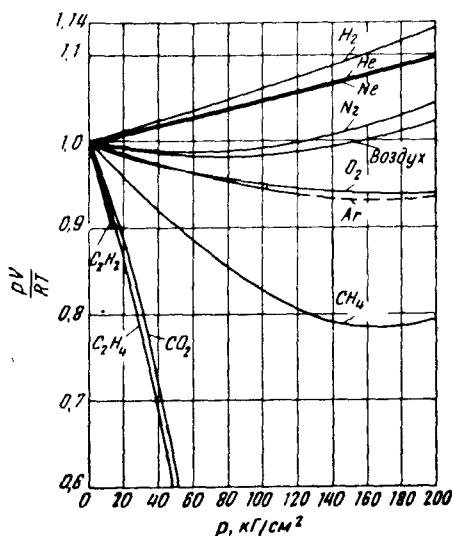


Рис. I-12. Значения коэффициента сжимаемости некоторых газов при 15°C

В табл. I-6 — I-8 приведены значения сжимаемости воздуха, азота и кислорода. На рис. I-12 дан график коэффициента сжимаемости некоторых газов. Диаграмма S — T для кислорода дана в приложениях I-XIX.

ТАБЛИЦА 1-6. СТЕПЕНЬ
(δ = при

Давление °C атм	Темпера							
	—170	—165	—160	—155	—145	—135	—125	—115
0	0,37786	0,39617	0,41449	0,43280	0,46944	0,50607	0,54270	0,57933
1	0,371	0,390	0,408	0,42728	0,46473	0,50203	0,53920	0,57630
1,35	0,368	0,387	0,406	0,42533	0,46307	0,50060	0,53797	0,57522
2	0,363	0,383	0,402	0,42166	0,45996	0,49795	0,53567	0,57323
3	0,356	0,376	0,396	0,41590	0,45511	0,49382	0,53213	0,57016
4	0,348	0,369	0,390	0,41001	0,45019	0,48965	0,52855	0,56708
5	0,339	0,361	0,383	0,40398	0,44519	0,48543	0,52495	0,56398
6	0,331	0,354	0,376	0,39779	0,44011	0,48115	0,52132	0,56087
8				0,38486	0,42965	0,47247	0,51397	0,55459
10				0,37112	0,41877	0,46350	0,50648	0,54827
15				0,33147	0,38936	0,44017	0,48726	0,53209
20					0,35544	0,41475	0,46701	0,51542
30						0,35528	0,42319	0,48066
40						0,27141	0,37353	0,44402
50						0,16097	0,31706	0,40590
60						0,15851	0,26244	0,36837
70						0,17125	0,23594	0,33629
80						0,18662	0,23430	0,31589
90						0,20280	0,24254	0,30831
100						0,21927	0,25466	0,30983
150						0,30144	0,32987	0,36629
200						0,38130	0,40852	0,44070
250						0,45880	0,48598	0,51682
300							0,56180	0,59224
350							0,63606	0,66649
400								0,73952
450								0,81146
500								
550								
600								
650								
700								
750								
800								
850								
900								
950								
1000								
1100								
1200								
1300								
1400								
1500								
1600								
1700								
1800								
1900								
2000								
2100								
2200								

СЖИМАЕМОСТИ ВОЗДУХА

1 ат и 0 °C)

тура, °C

—100	—85	—70	—50	—25	0	25	50	75
0,63428	0,68923	0,74417	0,81744	0,90902	1,00060	1,09218	1,18376	1,27533
0,63179	0,68719	0,74250	0,81613	0,90810	1,00000	1,09182	1,18360	1,27535
0,63093	0,68647	0,74192	0,81571	0,90780	0,99979	1,09170	1,18356	1,27539
0,62931	0,68515	0,74083	0,81487	0,90722	0,99941	1,09147	1,18347	1,27542
0,62682	0,68311	0,73916	0,81360	0,90634	0,99882	1,09133	1,18333	1,27547
0,62432	0,68107	0,73750	0,81233	0,90545	0,99824	1,09079	1,18319	1,27552
0,62182	0,67903	0,73583	0,81107	0,90458	0,99767	1,09045	1,18305	1,27556
0,61932	0,67700	0,73417	0,80981	0,90370	0,99710	1,09012	1,18292	1,27562
0,61428	0,67292	0,73087	0,80730	0,90198	0,99598	1,08948	1,18268	1,27573
0,60924	0,66888	0,72759	0,80486	0,90028	0,99493	1,08885	1,18245	1,27584
0,59650	0,65869	0,71939	0,79870	0,89612	0,99224	1,08762	1,18196	1,27616
0,58363	0,64855	0,71133	0,79276	0,89214	0,98976	1,08607	1,18161	1,27657
0,55762	0,62842	0,69553	0,78123	0,88460	0,98525	1,08389	1,18129	1,27774
0,53147	0,60871	0,68033	0,77043	0,87775	0,98138	1,08227	1,18144	1,27939
0,50569	0,58977	0,66600	0,76044	0,87161	0,97804	1,08110	1,18203	1,28139
0,48096	0,57195	0,65266	0,75132	0,86621	0,97532	1,08046	1,18299	1,28378
0,45840	0,55565	0,64065	0,74321	0,86160	0,97325	1,08040	1,18447	1,28658
0,43948	0,54142	0,63005	0,73621	0,85779	0,97184	1,08085	1,18650	1,28976
0,42547	0,52972	0,62115	0,73039	0,85484	0,97110	1,08183	1,18881	1,29329
0,41708	0,52102	0,61414	0,72579	0,85281	0,97102	1,08336	1,19174	1,29720
0,43736	0,52199	0,60999	0,72348	0,85642	0,98102	1,09909	1,21249	1,32238
0,49922	0,56880	0,64546	0,75142	0,88177	1,00723	1,12747	1,24356	1,35597
0,57034	0,63231	0,70095	0,79852	0,92327	1,04647	1,16649	1,28331	1,39685
0,64354	0,70149	0,76518	0,85632	0,97527	1,09515	1,21361	1,32995	
0,71682	0,77254	0,83314	0,91979	1,03381	1,15023	1,26667	1,38186	
0,78947	0,84398	0,90263	0,98613	1,09628	1,20957	1,32392	1,43756	
0,86129	0,91516	0,97257	1,05389	1,16104	1,27170	1,38404	1,49630	
0,93223	0,98578	1,04243	1,12223	1,22710	1,33562	1,44616	1,55699	
1,00230	1,05574	1,11194	1,19070	1,29388	1,40065	1,50960	1,61916	
	1,12499	1,18096	1,25900	1,36095	1,46630	1,57395	1,68235	
	1,19352	2,24940	1,32701	1,42806	1,53229	1,63882	1,74622	
		2,31728	1,39460	1,49503	1,59837	1,70398	1,81052	
		2,38457	1,46173	1,56173	1,66440	1,76925	1,87507	
			1,52839	1,62809	1,73025	1,83449		
			1,59455	1,69407	1,79587	1,89961		
				1,75964	1,86122	1,96452		
				1,82481	1,92624	2,02920		
				1,88956	1,99093	2,09362		
					2,11925	2,22159		
					2,24616			
					2,37165			
					2,49576			
					2,61854			
					2,74006			
					2,86038			
					2,97956			
					3,09767			
					3,21475			
					3,33085			
					3,44606			

ТАБЛИЦА I-7. СТЕПЕНЬ СЖИМАЕМОСТИ АЗОТА
($\delta=1,0$ при 1 ат и 0 °C) [7,8]

Давление атм	Температура, °C							
	-146,3	-130	-100	-70	-50	-25	0	50
1	—	0,5209	0,6319	0,7426	0,8162	0,9077	1,0000	1,0730
10	—	0,4873	0,6109	0,7292	0,8060	0,9010	0,9962	1,0705
20	0,3539	0,4465	0,5874	0,7130	0,7951	0,8940	0,9925	1,0690
30	0,2670	0,4005	0,5637	0,7010	0,7851	0,8886	0,9894	1,0677
40	—	0,3487	0,5404	0,6850	0,7757	0,8830	0,9870	1,0668
50	—	0,2943	0,5180	0,6716	0,7672	0,8790	0,9848	1,0669
60	—	0,2483	0,4970	0,6620	0,7596	0,8764	0,9840	1,0670
80	—	0,2986	0,4632	0,6432	0,7476	0,8700	0,9835	1,0687
100	—	—	0,4471	0,6362	0,7424	0,8676	0,9848	1,0749
200	—	—	—	0,6823	0,7854	0,9151	1,0355	1,1309
300	—	—	—	0,8053	0,8986	1,0179	1,1335	1,2293

ТАБЛИЦА I-8. СТЕПЕНЬ СЖИМАЕМОСТИ
КИСЛОРОДА

($\delta=1$ при 0 °C и 1 атм)

Давление атм	Температура, °C		
	0	25	50
0	1,00097	1,09259	1,18420
1	1,00000	1,09186	1,18368
10	0,99135	1,08550	1,17918
20	0,98206	1,07877	1,17452
30	0,97314	1,072340	1,17023
40	0,96462	1,06643	1,16631
50	0,95653	1,06087	1,16278
60	0,94892	1,05574	1,15965
70	0,94181	1,05105	1,15693
80	0,93524	1,04683	1,15461
90	0,92924	1,04308	1,15272
100	0,92383	1,03982	1,15124
110	0,91904	1,03705	1,15018
120	0,91488	1,03477	1,14954
130	—	1,03300	1,14932

Плотность

Плотность (ρ) — масса единицы объема какого-либо тела. Размерность плотности в Международной системе единиц кг/м^3 . Величина, обратная плотности, — удельный объем $V = \frac{1}{\rho}$ $\text{м}^3/\text{кг}$. Часто плотность выражают в размерности г/см^3 .

Плотность газов при нормальных условиях дана в табл. I-9—I-11. Плотность технически важных газов при различных давлениях и температурах удобно определять по диаграммам состояния, на которые обычно наносят линии постоянных удельных объемов (изохоры). В табл. I-9 приведены значения плотности газов и равновесных с ними паров в зависимости от температуры.

ТАБЛИЦА I-9. ПЛОТНОСТЬ СЖИЖЕННЫХ
ГАЗОВ $\rho_{\text{ж}}$ И РАВНОВЕСНЫХ С НИМИ ПАРОВ $\rho_{\text{п}}$
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ, кг/м^3

T, °K	$\rho_{\text{ж}}$	$\rho_{\text{п}}$	T, °K	$\rho_{\text{ж}}$	$\rho_{\text{п}}$
Азот			Аргон		
126,26*	310,96		134,86	1009	135,5
125,08	431,4	200,0	130,03	1074	104,1
119,51	533,2	117,7	124,22	1131	75,46
111,96	607,1	69,87	116,71	1196	49,77
99,43	692,2	29,62	110,98	1237	34,92
90,65	743,3	15,76	105,97	1276	25,31
78,07	804,3	4,98	99,20	1323	15,65
64,80	864,2	0,868	94,43	1349	10,75
			87,29	1392	5,707
			83,78*	1416	4,010
Ацетилен			Воздух**		
308,7*	230,6		132,52*	320,0	
307,8	298,2	163,7	130,91	446	215,8
300,0	370,8	107,1	127,26	520	155,2
290,4	413,8	75,45	123,30	575	117,4
284,9	431,7	62,87	118,77	621	87,6
278,9	448,8	51,75	113,35	670	62,3
271,6	469,0	41,58	107,47	724	40,31
263,0	489,3	32,37	101,04	758	28,14
253,2	511,4	23,81	96,38	784	20,28
240,7	537,8	15,74	90,94	818	12,49
230,4	537,4	11,02	85,55	842	8,54
221,5	573,3	7,912	78,80	874	4,48
209,4	592,9	4,802			
200,9	605,3	3,320			
192,4*	609,6	2,166			
Аргон			Гелий-4		
150,72*	530		5,2*	68,0	
146,12	820,2	256,7	4,4	121,5	18,0
139,06	944,3	170,8	4,0	128,56	13,0
			3,6	134,43	8,80
			3,2	139,18	5,60
			2,8	142,85	3,30
			2,4	145,50	1,82

* Критическая точка.

** Плотность жидкости и пара в зависимости от температуры жидкости.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛИЦЫ 1-9

$T, ^\circ K$	$\rho_{ж}$	$\rho_{п}$	$T, ^\circ K$	$\rho_{ж}$	$\rho_{п}$	$T, ^\circ K$	$\rho_{ж}$	$\rho_{п}$	$T, ^\circ K$	$\rho_{ж}$	$\rho_{п}$
Гелий-4			Криптон			Ксенон			Озон		
2,17 (λ -точка)	1,14		209,32*	908,5		263,16	2169	313	261,05	537	
	146,57		208,22	1192,6	646,7	253,16	2292	238	257,16	—	320
2,0	145,99		201,92	1459,0	421,7	243,16	2410	180	252,36	—	240
1,8	145,72		193,61	1637,9	290,3	233,16	2511	137	247,66	955	—
1,6	145,57		188,40	1725,5	235,0	223,16	2605	108	243,66	1010	—
1,4	145,50		170,94	1957,4	120,1	213,16	2699	79	208,16	—	30
1,2	145,47		153,35	2136,3	57,74	203,16	2792	48	180,0	1292	—
			134,14	2304	21,96				160,0	1358	—
Кислород***			Ксенон			Неон					
154,78*	380					44,40*	484		100,0	1544	—
152,7	603,2	270,1				43	749,6	248,5	90,16	1971	—
149,8	677,9	202,2	289,76*	1154		40	893,5	136,2	85,16	1595	—
143,2	778,1	132,0	289,16	1486	844	35	1044	55,63	77,76	1614	—
132,9	874,2	80,5	283,16	1745	602	30	1152	19,96			
118,6	975,8	38,5	273,16	1987	421	27	1208	9,34			
91,1	1141,5	4,9				25	1240	5,11			
62,7	1274,6	0,0865									
61,0	1282										

*** Данные по плотности жидкого кислорода при различных давлениях см. табл. 1-11.

ТАБЛИЦА 1-10. ПЛОТНОСТЬ СЖИЖЕННЫХ СМЕСЕЙ O_2-N_2 ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ($^\circ K$), $кг/м^3$ [16]

100% N_2		20,4% N_2		35% N_2		53,85% N_2		68,35% N_2		81,35% N_2		89,33% N_2		100% O_2	
T	ρ	T	ρ	T	ρ	T	ρ	T	ρ	T	ρ	T	ρ	T	ρ
80	795,0	75,7	884,9	77,3	934,1	75,8	1013,5	77,5	1059,3	75,5	1126,7	79,15	1147,9	80	1191,5
75	817,5	73,45	894,9	72,9	954,4	73,05	1025,3	73,95	1081,5	73,0	1139,0	77,8	1152,3	75	1215,5
70	840,0	70,4	908,7	68,85	974,9	66,9	1051,7	68,45	1106,2	67,7	1161,3	73,6	1171,8	70	1239,7
65	861,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	67,65	1201,2	65	1263,5

ТАБЛИЦА 1-11. ПЛОТНОСТЬ ЖИДКОГО КИСЛОРОДА

Температура $^\circ K$	Давление насыщения $кг/см^2$	Плотность жидкости при давлении насыщения $г/м^3$	Плотность при различных давлениях ($кг/см^2$), $г/см^3$							
			10	20	40	60	80	100	150	200
153	48,62	0,590	—	—	—	0,683	0,744	0,779	0,835	0,872
148	40,15	0,705	—	—	—	0,765	0,799	0,824	0,868	0,900
143	32,72	0,774	—	—	0,789	0,822	0,845	0,864	0,900	0,927
138	26,32	0,828	—	—	0,846	0,867	0,884	0,899	0,929	0,923
133	20,89	0,873	—	—	0,890	0,906	0,919	0,932	0,957	0,979
128	16,32	0,912	—	0,914	0,928	0,941	0,952	0,963	0,985	1,004
123	12,52	0,948	—	0,951	0,963	0,973	0,983	0,992	1,011	1,029
118	9,40	0,981	0,981	0,985	0,995	1,004	1,012	1,020	1,037	1,052
113	6,88	1,011	1,013	1,017	1,025	1,033	1,039	1,046	1,061	1,075
108	4,91	1,041	1,043	1,046	1,053	1,059	1,065	1,072	1,085	1,097
103	3,45	1,068	1,070	1,073	1,079	1,085	1,090	1,096	1,108	1,119
98	2,34	1,095	1,097	1,100	1,105	1,100	1,114	1,120	1,130	1,141
93	1,42	1,121	1,123	1,125	1,130	1,134	1,138	1,143	1,153	1,162
88	0,76	1,145	1,147	1,150	1,154	1,158	1,162	1,166	1,174	1,182
83	0,41	1,169	1,171	1,173	1,176	1,180	1,184	1,188	1,195	1,202

В первом приближении, допуская аддитивность, плотности жидких смесей веществ можно определять исходя из плотности жидких чистых компонентов по формуле:

$$\rho_{см} = \frac{1}{\frac{a}{\rho_1} + \frac{b}{\rho_2}}, \quad (I-36)$$

где a и b — массовые доли компонентов в смеси;

ρ_1 и ρ_2 — плотности компонентов a и b при заданной температуре.

Теплоемкость

Теплоемкость есть отношение количества тепла, подведенного к телу при данных условиях, к соответствующему повышению температуры. Удельной теплоемкостью называют количество тепла, которое необходимо подвести к единице массы или объема вещества для повышения его температуры на 1 град. Мольная теплоемкость — то же, но если тепло отнесено к 1 моль или 1 кмоль. При подводе тепла в изохорическом процессе имеем

$$c_V = \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_V;$$

при изобарическом процессе

$$c_p = \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{\partial I}{\partial T} \right)_p.$$

Средняя теплоемкость данного процесса в интервале температур от T_1 до T_2 определяется уравнением

$$c_{mx} = \frac{Q_{1-2, x}}{T_2 - T_1}. \quad (I-37)$$

Истинная теплоемкость в каком-либо процессе есть отношение подведенного тепла к изменению температуры, когда последняя стремится к 0:

$$c_x = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_x}{\Delta T} = \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_x. \quad (I-38)$$

Теплоемкость реальных газов в аналитически часто выражают в виде суммы двух слагаемых:

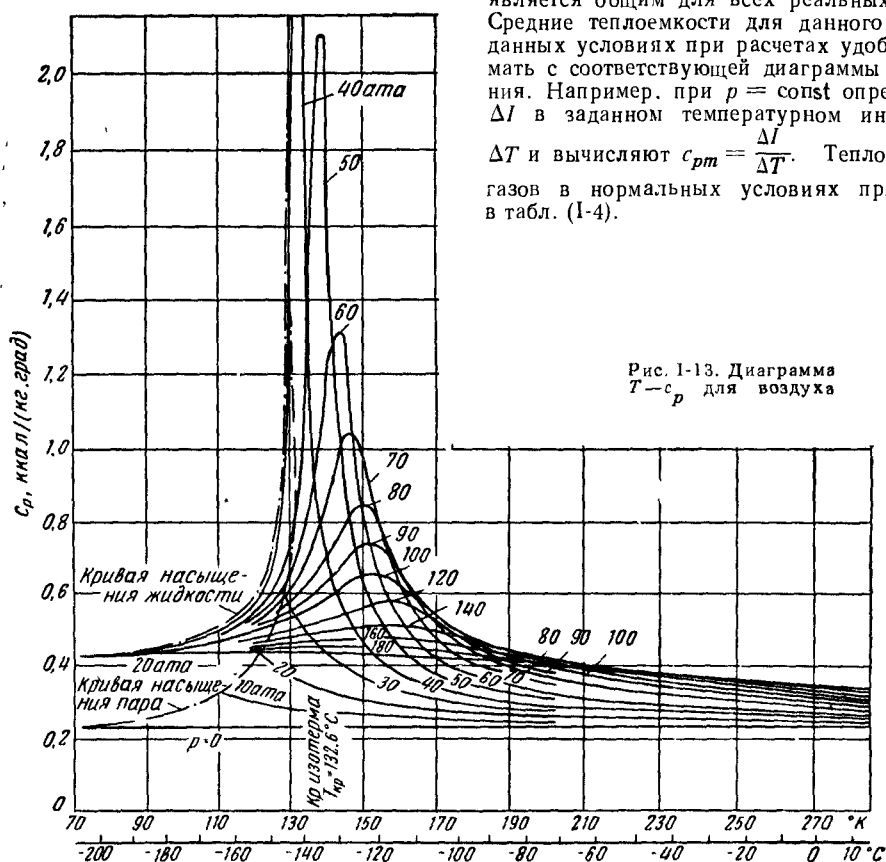
$$c_V = c_{V\infty} + \Delta c_V; \quad c_p = c_{p0} + \Delta c_p,$$

где $c_{V\infty}$ и c_{p0} — теплоемкость газов в идеальном состоянии;

Δc_V и Δc_p — слагаемые, являющиеся функциями T и p .

На рис. 13 дана зависимость c_p от T и p для воздуха. Такой характер зависимости является общим для всех реальных газов. Средние теплоемкости для данного газа в данных условиях при расчетах удобно снимать с соответствующей диаграммы состояния. Например, при $p = \text{const}$ определяют ΔI в заданном температурном интервале ΔT и вычисляют $c_{pm} = \frac{\Delta I}{\Delta T}$. Теплоемкость газов в нормальных условиях приведена в табл. (I-4).

Рис. I-13. Диаграмма T — c_p для воздуха



На рис. I-14 приведены значения теплоемкости некоторых конденсированных газов.

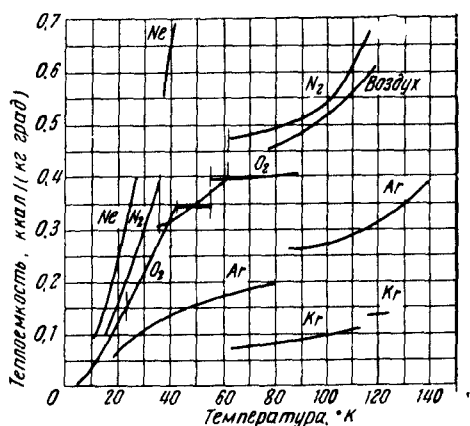


Рис. I-14. Значения теплоемкости некоторых конденсированных газов

Фазовый переход

Фаза — это определенное состояние вещества, причем различные фазы могут существовать одновременно, находясь в равновесии друг с другом, и отделяться друг от друга поверхностями раздела. При равновесии фаз должны соблюдаться следующие условия: равенство температур равновесных фаз $T_1 = T_2$ и т. д.; равенство давлений в фазах $P_1 = P_2$ и т. д.; равенство химических потенциалов $\mu_1 = \mu_2$ и т. д.; Для растворов и смесей должны быть, кроме того, равны химические потенциалы каждого компонента $\mu_1^A = \mu_2^A$; $\mu_1^B = \mu_2^B$ и т. д.

На рис. I-15 дан общий вид зависимости между температурой и давлением насыщенного пара. В характерной для каждого вещества точке кривые кипения и плавления пересекаются. В этой точке, называемой тройной, одновременно существуют три фазы: пар, жидкость, кристалл.

Скрытая теплота превращения

Переходы из одного агрегатного состояния в другое сопровождаются выделением или поглощением тепла, называемого скрытой теплотой превращения (теплота испа-

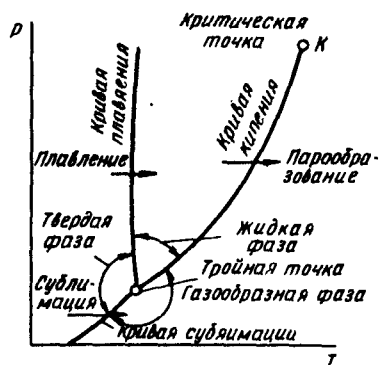


Рис. I-15. Кривые фазовых переходов

рения или конденсации, теплота плавления, теплота сублимации). Процесс парообразования является изотермическим и изобарным.

Теплота испарения может быть определена по эмпирической формуле Нернста:

$$r = \frac{T_{\text{кип}}(9,51 \lg T_{\text{кип}} + 0,007 T_{\text{кип}})}{M} \text{ ккал/кг}, \quad (\text{I-39})$$

где M — молекулярная масса вещества.

По правилу Трутона теплота испарения ориентировочно может быть определена по формуле

$$r = K \frac{T_{\text{кип}}}{M} \text{ ккал/кг};$$

коэффициент K в большинстве случаев изменяется в интервале 17—22.

ТАБЛИЦА I-12. УРАВНЕНИЯ КРИВЫХ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОТ ПАРООБРАЗОВАНИЯ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

(r —теплота парообразования, ккал/кг, T_K —критическая температура, °K, T —температура кипения)

Вещество	Уравнение
Азот	$r^2 = 89,9621 (T_K - T) - 1,47242 (T_K - T)^2 + 0,011606 (T_K - T)^3$
Аргон	$r^2 = 41,59246 (T_K - T) - 0,448963 (T_K - T)^2 + 0,0026163 (T_K - T)^3$
Кислород	$r^2 = 81,9234 (T_K - T) - 0,99282 (T_K - T)^2 + 0,0052205 (T_K - T)^3$
Криптон	$r^2 = 0,01896 T \sqrt{T_K - T} + 0,3837 T - 0,004346 T^2 + 1,212 \cdot 10^{-5} T^3$
Неон	$r^2 = 43,56922 (T_K - T) - 1,744347 (T_K - T)^2 + 0,0371203 (T_K - T)^3$

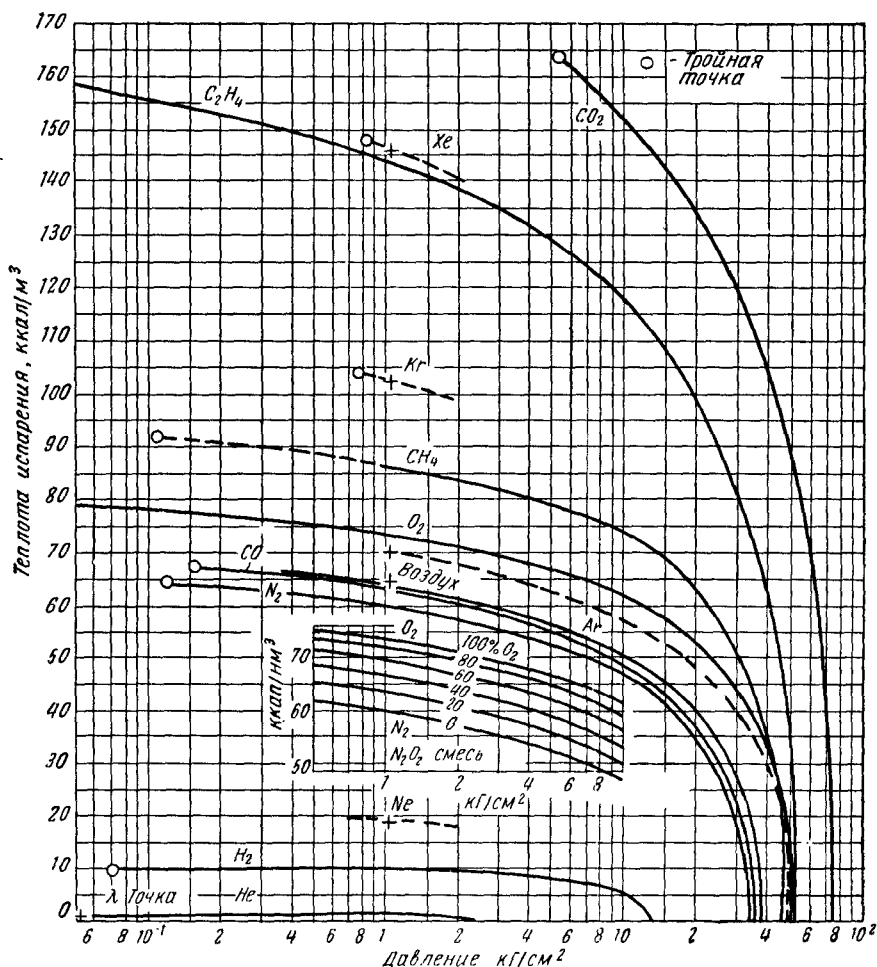


Рис. I-16. Зависимость теплоты испарения от давления для некоторых газов

При расчетах значения теплоты испарения удобнее всего находить по диаграммам состояния $S-T$, $\lg p-I$. Теплота испарения на основании экспериментальных данных может быть эмпирически связана с температурой кипения T и критической температурой T_k . Соответствующие уравнения приведены в табл. I-12. На рис. I-16 даны значения теплот испарения важнейших сжиженных газов в зависимости от давления. Теплоты испарения при нормальной температуре кипения и теплоты плавления помещены в табл. I-4.

Давление насыщенного пара

Исключительно важная зависимость давления насыщенного пара от температуры и теплоты испарения представлена уравнением Клапейрона—Клаузиуса:

$$\frac{r}{v'' - v'} = AT \frac{dp}{dT}, \quad (\text{I-40})$$

где $\frac{dp}{dT}$ — наклон кривой изменения p от T ;
 v'' и v' — соответственно удельные объемы пара и жидкости.

Уравнение (I-40) справедливо также для возгонки и плавления, только в этом случае r должно быть заменено теплотой плавления s или теплотой сублимации $r+s$ и соответственно объемами кристалла и жидкости.

Для условий, когда к пару можно применить законы идеальных газов и пренебречь объемом жидкости по сравнению с объемом пара, можно представить уравнение (I-40) в виде

$$d \ln p = \frac{r}{RT^2} dT$$

$$\text{или } d \lg p = \frac{r}{4,575 T^2} dT, \quad (\text{I-41})$$

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{r}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right). \quad (\text{I-42})$$

Если принять r за постоянную, то

$$\lg p = -\frac{r}{4,575 T} + \text{const}$$

$$\text{или } \lg p = \frac{A}{T} + B. \quad (\text{I-43})$$

ТАБЛИЦА 1-13. ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ НЕКОТОРЫХ ГАЗОВ

Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.
Азот (над кристаллом)		Аргон		Кислород		Криптон	
21,2	$1,1 \cdot 10^{-10}$	70,0	57,7	39,0	0,0044	179,81	21,984
21,6	$2,3 \cdot 10^{-10}$	72,0	83,5	43,1	0,01	191,12	31,848
22,0	$4,6 \cdot 10^{-10}$	74	118,5	44,1	0,022	201,11	43,989
22,5	$1,2 \cdot 10^{-9}$	76	165,1	46,0	0,045	205,12	48,192
23,0	$2,5 \cdot 10^{-9}$	78	226,1	54,363	1,14*	209,39	54,182**
24,0	$1,3 \cdot 10^{-8}$	80	304,8	55	1,38		
25,0	$5,0 \cdot 10^{-8}$	82	405,0	60	5,44		
26,0	$1,0 \cdot 10^{-7}$	83,77	514,1*	65	17,4	Ксенон	
26,4	$3,2 \cdot 10^{-7}$	86	661,4	70	46,8	77,3	$1,93 \cdot 10^{-3}$
37,4	$8,8 \cdot 10^{-3}$	87,29	760	75	108,7	103,7	1,0
43,5	0,105	88	818,3	80	225,3	114,2	4,3
49,6	2,62	90	1002,5	85	425,4	120,9	10,0
52	5,7		Давление,	90	745,0	130	32,5
54	10,2		атм	90,19	760,0	143,2	132,2
56	17,6	95	2,105	95	1223,3	158,3	476,0
58	29,4	100	3,198	100	1905,0	161,36	612,2*
60	47,2	105	4,665	105	2838,2	162,33	648
62	73,6	110	6,571	110	4072,9	163,99	715
63,15	94,01*	115	8,985	115	5661,6	165,0	760
64	109,4	120	11,97	120	7658,6		Давление,
66	154,1	125	15,61	125	Давление,	166,05	атм
68	212,6	130	19,98		атм	175,64	1,0602
70	287,6	135	25,16	125	13,316	184,7	1,7718
72	382,5	140	31,22	130	17,239	193,01	2,72667
74	500,0	145	38,26	135	21,934	201,2	3,8982
76	643,0	150,72	48,0**	140	27,489	214,0	5,3899
77,36	760,0	Ацетилен		145	34,004	230,15	8,5094
80	1019,0	90	$1,4 \cdot 10^{-4}$	150	41,620	247,2	14,0562
	Давление,	95	$6,5 \cdot 10^{-3}$	154,78	50,14**	265,82	22,3117
82	атм	100	$2,7 \cdot 10^{-3}$			277,53	34,7593
84	2,026	105	$9,6 \cdot 10^{-3}$	Криптон		286,0	44,7817
86	2,46	110	$3,0 \cdot 10^{-2}$	72	0,498	289,18	53,387
88	2,967	115	$8,6 \cdot 10^{-2}$	73	0,630	289,76	58,22**
90	3,548	120	0,229	74	0,805		
92	4,203	125	0,556	75	1,01	Неон	
94	4,937	130	1,26	80	3,11	15	0,39
96	5,76	140	5,50	85	8,34	16	1,14
98	6,68	150	19,0	90	20,05	17	2,92
100	7,70	160	58,9	95	43,94	18	6,78
102	7,83	173,16	205	100	89,2	19	14,40
104	10,07	183,16	469	105	169,4	20	28,40
106	11,42	189,13	760	110	302,0	20,4	36,7
108	12,91	192,4	962*	115	507,0	22,7	138,51
110	14,52		Давление,	115,97	547,5*	23,55	205,4
112	16,26		атм		Давление,	24,56	325*
114	18,15	203,16	2,2		атм	25,73	495,18
116	20,20	213,16	3,48	117,03	0,805	26,43	605,2
118	22,41	223,16	5,24	119,75	1,000	27,07	760
120	24,81	233,16	7,63	121,65	1,1576	Давление,	
122	27,40	243,16	10,8	124,58	1,4368	атм	
124	30,21	253,16	14,9	129,53	2,0198	29,4	1,888
126	33,27	263,16	20,0	133,2	2,5581	31,32	2,980
126,26	33,54**	273,16	26,3	141,09	4,0703	32,84	4,173
	Аргон	283,16	34,1	149,01	6,1624	36,27	4,97
65,58	21,57	293,16	43,3	157,32	9,1038	39,49	13,213
67,77	38,3	303,16	54,2	169,52	15,09	41,38	17,428
		308,7	61,65**				

* Тройная точка.

** Критическая точка.

Продолжение табл. I-13.

Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.	Температура °К	Давление мм рт. ст.
Неон		Озон		Озон		Озон	
43,83	24,305	80,65	—	130,46	55,79	215,98	11380
44,45	26,86**	(температура плавления)		135,55	94,59	223,90	14870
		90,19	0,10	144,56	212,3	235,15	20660
		99,32	0,90	153,98	447,9	261,05	41484
		110,87	4,32	160,93	723,7		54,6 атм**)
		115,70	9,93	161,25	760		
		118,15	13,16	163,52	914,7		
		124,77	28,84	171,29	1457		
				191,30	4249		
				207,17	8247		

** Критическая точка.

Эти уравнения приближенные, но они пригодны для достаточно точных вычислений p_2 , если известно p_1 и T_1 и когда ($T_2 - T_1$) не более нескольких градусов. Если теплота испарения связана с температурой зависимостью типа $r = r_0 + aT$, то при интегрировании уравнения (I-41) получают следующую широко известную эмпирическую зависимость:

$$\lg p = \frac{A}{T} + B \lg T + C. \quad (I-44)$$

ТАБЛИЦА I-14. ТЕМПЕРАТУРА КИПЕНИЯ КИСЛОРОДА, АЗОТА И АРГОНА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ

Абсолютное давление ат	Температура, °К		
	кислорода	азота	аргона
0,5	84,0	71,9	81,6
0,75	87,6	75,1	85,0
1,00	90,2	77,4	87,5
1,1	91,2	78,3	88,5
1,2	92,0	79,1	89,0
1,3	92,9	79,8	89,5
1,4	93,6	80,4	90,0
1,5	94,3	81,0	90,5
1,6	95,0	81,7	91,0
2,0	97,5	84,0	94,0
3,0	102,2	88,2	99,0
3,5	104,2	89,9	101,0
4,0	106,0	91,4	103,0
4,5	107,4	93,0	105,0
5,0	109,0	94,2	106,5
5,2	109,3	94,7	—
5,4	110,0	95,1	—
5,6	110,5	95,6	—
5,8	111,0	96,1	—
6,0	111,5	96,5	109,0
7,0	114,0	98,6	111,0
8,0	116,0	110,4	113,0
9,0	118,1	102,4	115,0
10,0	119,7	103,9	117,0

В табл. I-13—I-15 и на рис. I-17 приведены экспериментальные данные давления пара в зависимости от температуры для наиболее технически важных газов.

Иногда приходится находить давление насыщенного пара в области, для которой нет экспериментальных данных. В этом случае можно производить экстраполяцию графически в координатах $\lg p - \frac{1}{T}$, исходя из имеющихся данных. В этих координатах для большинства веществ величины давления насыщенного пара представляются как прямолинейную зависимость от температуры с точностью до 1—2%.

Давление насыщенного пара можно также находить по диаграммам состояния веществ (диаграммы состояния даны в приложении). Точка пересечения пограничной кривой пара с изобарой и изотермой дает значение температуры или давления насыщенного пара.

Теплопроводность

Теплопроводностью называют явление переноса тепла, при котором частицы тела совершают движение только молекулярно-кинетического характера.

По закону Фурье для одномерного теплового потока

$$dQ = -\lambda F \frac{dT}{dx} d\tau, \quad (I-45)$$

где λ — коэффициент теплопроводности;

F — сечение теплопровода;

x — длина теплопровода.

Коэффициент теплопроводности λ зависит от рода вещества и его состояния. На основании молекулярно-кинетической теории коэффициент теплопроводности газа не зависит от давления. Фактически при значительном увеличении давления теплопроводность газа увеличивается.

ТАБЛИЦА I-15. ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННОГО ПАРА ДВУОКСИ УГЛЕРОДА

$t, ^\circ\text{C}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Над твердой CO_2, мм рт. ст.</i>										
-180	0,013	0,008	0,006	0,004	0,003	0,0017	0,0011	0,0077	0,0005	0,0003
-170	0,37	0,27	0,20	0,14	0,10	0,074	0,052	0,037	0,026	0,018
-160	5,9	4,6	3,6	2,7	2,1	1,56	1,19	0,90	0,67	0,50
-150	60,5	48,8	39,2	31,4	25,1	19,9	15,8	12,4	9,80	7,6
-140	431	359	298	247	204	168	138	113	92	75
<i>Над твердой CO_2, мм рт. ст.</i>										
-130	2,31	1,97	1,68	1,43	1,22	1,03	0,87	0,73	0,61	0,51
-120	9,81	8,57	7,46	6,49	5,63	4,88	4,22	3,64	3,13	2,69
-110	34,63	30,76	27,27	24,14	21,34	18,83	16,58	14,58	12,80	11,22
-100	104,81	94,40	84,91	76,27	68,43	61,30	54,84	48,99	43,71	38,94
-90	279,5	254,7	231,8	210,8	191,4	173,6	157,3	142,4	128,7	116,2
-80	672,2	618,3	568,2	521,7	478,5	438,6	401,6	367,4	335,7	306,5
-70	1486,1	1377,3	1275,6	1180,5	1091,7	1008,9	931,7	859,7	792,7	730,3
-60	3073,1	2865,1	2669,7	2486,3	2314,2	2152,8	2001,5	1859,7	1726,9	1602,5
-50	—	—	—	—	—	—	—	3780,9	3530,2	3294,6
<i>Над жидкой CO_2, мм рт. ст.</i>										
-50	5127,8	4922,7	4723,9	4531,1	4344,3	4163,2	3987,9	3818,2*	3653,9*	3495,0*
-40	7545	7271	7005	6746	6494	6250	6012	5781	5557	5339
-30	10718	10363	10017	9679	9350	9029	8716	8412	8115	7826
-20	14781	14331	13891	13464	13040	12630	12229	11838	11455	11082
-10	19872	19312	18764	18228	17703	17189	16686	16194	15712	15241
0	26142	25457	24786	24127	23482	22849	22229	21622	21026	20443
10	33763	34607	35467	36343	37236	38146	39073	40017	40980	41960
20	42959	43977	45014	46072	47150	48250	49370	50514	51680	52871
30	54086	55327	—	—	—	—	—	—	—	—

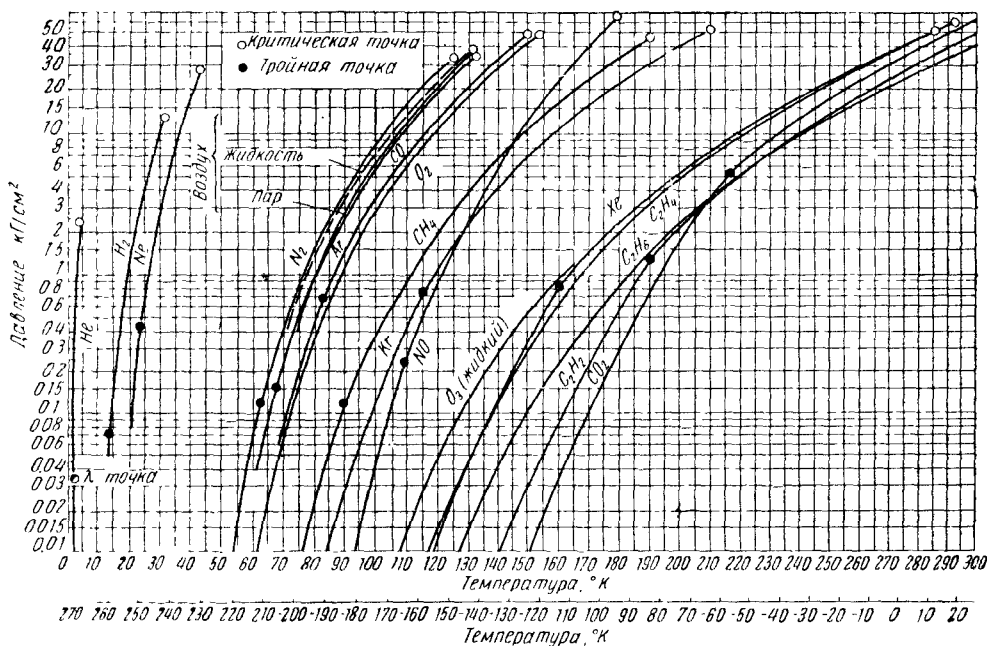
* Над переохлажденной жидкостью; уд. вес жидкости 13,5951 г/см³.

Рис. I-17. Зависимость давления насыщенных паров от температуры

ТАБЛИЦА 1-16. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ КИСЛОРОДА
ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДАВЛЕНИЯХ, ккал/(м·ч·град)

Температура °K	Давление, атм					
	1	20	40	60	80	100
73,15	0,0056	0,148	0,148	0,148	0,149	0,150
93,15	0,0072	0,126	0,126	0,127	0,128	0,218
113,15	0,0088	0,103	0,104	0,106	0,107	0,108
133,15	0,0104	0,0132	0,082	0,084	0,086	0,087
153,15	0,0120	0,0141	0,0192	0,053	0,057	0,061
173,15	0,0136	0,0151	0,0179	0,0232	0,0306	0,0397
193,15	0,0152	0,0164	0,0184	0,0212	0,0249	0,0300
213,15	0,0167	0,0178	0,0194	0,0214	0,0240	0,0272
233,15	0,0182	0,0193	0,0205	0,0221	0,0243	0,0264
253,15	0,0196	0,0205	0,0216	0,0229	0,0248	0,0266
273,15	0,0210	0,0218	0,0228	0,0240	0,0255	0,0270
293,15	0,0224	0,0232	0,0241	0,0252	0,0265	0,0279
313,15	0,0238	0,0246	0,0255	0,065	0,0276	0,0288

Примечание. Выше горизонтальной черты—теплопроводность жидкого кислорода.

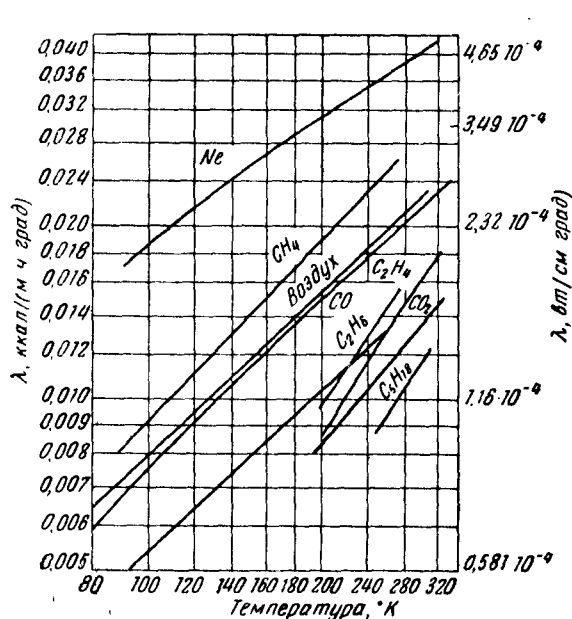


Рис. 1-18. Теплопроводность газов при 1 атм

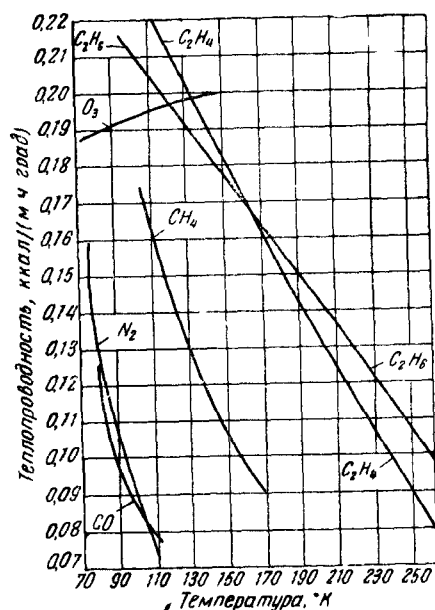


Рис. 1-19. Теплопроводность сжиженных газов

ТАБЛИЦА 1-17. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ
ЖИДКОГО НЕОНА

Температура, °K	Теплопроводность ккал/(м·ч·град)
25	0,101
27	0,098
29	0,092
30	0,079

Зависимость теплопроводности газа от температуры дается уравнением Сатерленда:

$$\lambda_T = \lambda_0 \frac{273 - C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} \quad (1-46)$$

Теплопроводности λ_0 газов при 0 °C и 1 атм приведены в табл. 1-4.

На рис. 1-18—1-21 и в табл. 1-16—1-18 приведены значения теплопроводности газов некоторых веществ в газообразном и сжиженном состояниях.

Рис. 1-20. Теплопроводность азота в зависимости от давления и температуры ($T_{кр} = 126,14^\circ\text{К}$, $p_{кр} = 33,49\text{ атм}$)

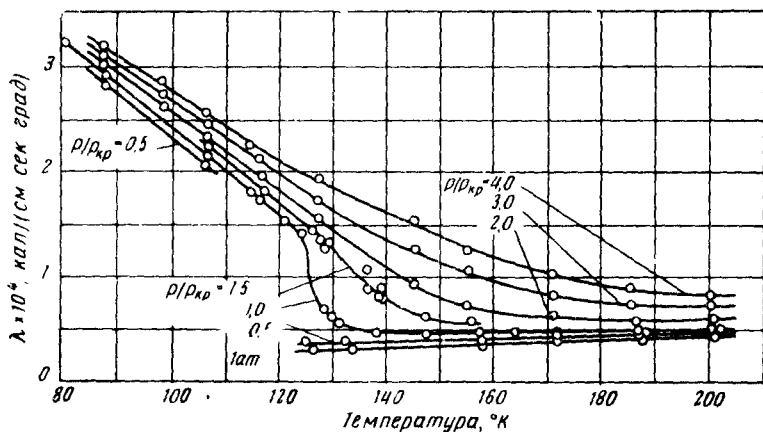


Рис. 1-21. Теплопроводность аргона в зависимости от давления и температуры ($T_{кр} = 150,65^\circ\text{К}$, $p_{кр} = 48,0\text{ атм}$)

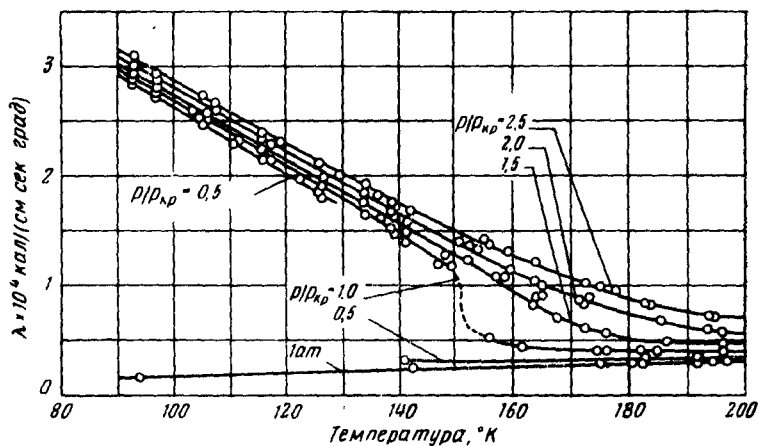


ТАБЛИЦА 1-18.
ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ГАЗООБРАЗНОГО
АЗОТА ПРИ 760 мм рт. ст.

Температура °К	Теплопроводность $\frac{\text{ккал}}{\text{м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}}$	Температура °К	Теплопроводность $\frac{\text{ккал}}{\text{м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}}$
80	0,0064	200	0,01560
90	0,0073	210	0,01635
100	0,008083	220	0,01705
110	0,00885	230	0,01776
120	0,00964	240	0,01849
130	0,01041	250	0,01915
140	0,01115	260	0,01983
150	0,01194	270	0,02052
160	0,01268	280	0,02116
170	0,01343	290	0,02180
180	0,01416	300	0,02240
190	0,01490		

Вязкость

Абсолютная (динамическая) вязкость η или μ является мерой сопротивления, оказываемого жидкостью или газом при относительном сдвиге отдельных частиц вещества.

Абсолютная вязкость η представляет собой коэффициент пропорциональности в уравнении Ньютона:

$$\tau = \eta A \frac{dw}{dn}, \quad (1-47)$$

где τ — усилие сдвига;

A — площадь;

dw — разность скоростей двух соседних слоев;

dn — расстояние между слоями.

Отсюда размерность абсолютной вязкости

$$\eta = \frac{\tau dn}{A dw} = \frac{[\text{сила}] L}{L^2 L/T} = \frac{[\text{сила}] T}{L^2},$$

где T — время.

Величину, обратную вязкости, называют текучестью и обозначают $\frac{1}{\eta}$.

ТАБЛИЦА 1-19. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ВЯЗКОСТЬ АЗОТА, АРГОНА И ВОЗДУХА ПРИ РАЗЛИЧНОМ ДАВЛЕНИИ $\nu \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{сек}$

Вещество	Температура °K	Давление, ат					
		35	50	75	100	125	150
Азот	275	—	—	19	—	11,3*	—
	175	—	10,7	83	6,8	6,3*	—
	155	—	($p=55$) $\sim 8,8$	—	6,14	6,42*	—
	90	12,8	—	13,4	16 ($p=88$)	14,8*	16,3
Аргон	275	32	24	17	13	11	10
	250	27,5	19	13,4	10,5	8,7	8,0
	200	17	13	9	7	6,3	6,5
	135	6,3	6,6	6,9	8,0	7,2	8,0
	90	—	19,5	20,6	21,7	22	20,9 ($p=141$)
Воздух	275	34,9	—	20,5	13,5	12,4	—
	250	30,2	23	16,2	12,75	—	8,83
	200	15	13,5	9,5	7,1	6,2	—
	155	9,4	9,1	6	5	5	—
	135	7,2	7	5,8	6,0	6,5	6,4
	90	15	16,3	16	—	16,8	—

* Данные для давления 140 атм.

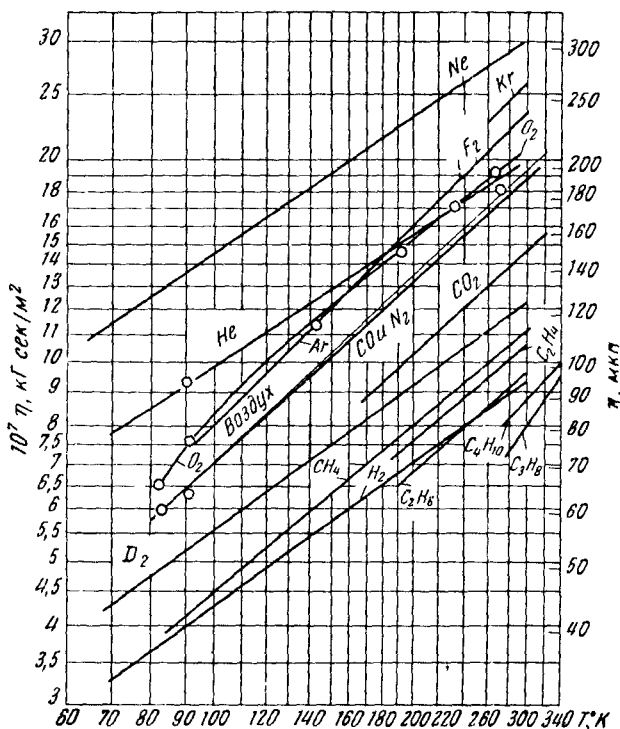


Рис. 1-22 Вязкость газов при 1 ат

Отношение коэффициента динамической вязкости к плотности вещества называется коэффициентом кинематической вязкости ν :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta g}{\gamma}. \quad (I-48)$$

Относительной вязкостью жидкости называют отношение абсолютной вязкости этой жидкости к абсолютной вязкости воды при 20 °С; последняя при этой температуре очень близка к 1 *снз*.

Таким образом, относительная вязкость вещества практически численно равна абсолютной вязкости, выраженной в сантипуазах.

Значения коэффициентов вязкости зависят от рода газа, температуры и давления.

Зависимость вязкости газов от температуры приближенно выражаются формулой Сатерленда

$$\eta_T = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2}. \quad (I-49)$$

Значения константы для η_0 различных газов даны в табл. I-4.

С достаточной для технических расчетов точностью коэффициенты вязкости при атмосферном давлении для наиболее важных газов даны на рис. I-22 и табл. I-19.

Коэффициент динамической вязкости воздуха, согласно ГОСТ 4401—48, вычисляют по формуле

$$\eta \cdot 10^6 = 1,712 \sqrt{1 + 0,003665t} (1 + 0,0008t)^2,$$

где t — температура, °С (до —60 °С).

Вязкость реальных газов зависит от давления, особенно это заметно в области высоких давлений и больших разрежений. С повышением давления вязкость увеличивается тем более, чем больше степень отклонения реального газа от идеального и чем ниже температура.

Вязкость сжиженных газов

Вязкость сжиженных газов уменьшается с увеличением температуры, причем характер изменения такой же, как и для обычных жидкостей. Температурная зависимость вязкости сжиженных газов может быть выражена уравнением вида

$$\eta = A e^{\frac{C}{T}} \quad (I-50)$$

где A и C — константы.

Изменение давления почти не влияет на вязкость сжиженных газов.

На рис. I-23 приведены значения вязкости сжиженных технически важных газов в зависимости от температуры с точностью, достаточной для технических расчетов. Данные для N_2 и O_2 , относящиеся к температуре выше 75 °К, не могут считаться достаточно точными.

Ниже приведена зависимость вязкости жидкого неона от температуры:

$T, ^\circ K$	$\eta \cdot 10^{-3}, \text{пз}$	$T, ^\circ K$	$\eta \cdot 10^{-3}, \text{пз}$
25,09	1,60	34,5	0,67
27,10	1,24	38,9	0,50
28,10	1,15	43,13	0,27
31,4	0,86		

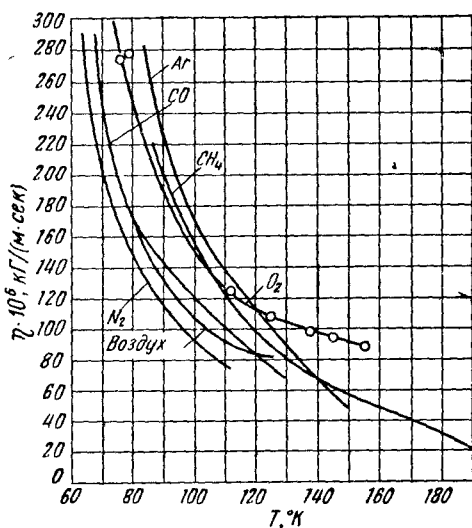


Рис. I-23. Вязкость сжиженных газов

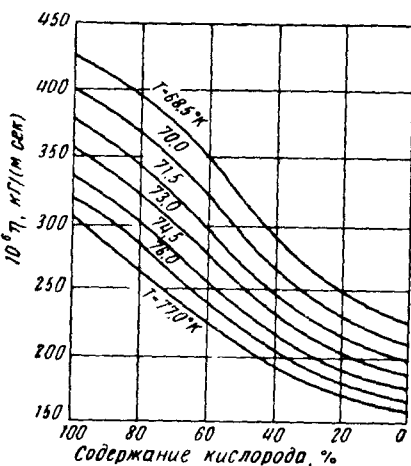


Рис. I-24. Вязкость жидких смесей кислород—азот

На рис. I-24 приведены значения вязкости жидких смесей O_2-N_2 .

Поверхностное натяжение

Поверхностным натяжением называют силу, действующую на поверхности жидкости и стремящуюся свести поверхность к наименьшей величине (капля, лишенная силы тяжести, принимает шарообразную форму).

Поверхностное натяжение зависит от природы жидкости, среды, с которой граничит жидкость, и от температуры.

Коэффициент поверхностного натяжения численно равен силе, действующей на единицу длины, и измеряется в дин/см или в мГ/мм .

С повышением температуры коэффициент поверхностного натяжения убывает и при приближении к критической точке стремится к нулю. Значения коэффициента поверхностного натяжения некоторых сжиженных газов даны в табл. 1-20.

ТАБЛИЦА 1-20. ПОВЕРХНОСТНОЕ НАТЯЖЕНИЕ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ σ НА ГРАНИЦЕ С ПАРОМ

Вещество	Температура, °К	Поверхностное натяжение (дин/см)	Вещество	Температура, °К	Поверхностное натяжение (дин/см)
Азот	120	0,65	Озон	90	38,1
	115	1,39	Смесь N_2-O_2	65	12,9
	110	2,22			
	105	3,11			
	100	4,06	20% O_2	70	11,9
	95	5,06			
	90	6,10			
	85	7,16	50% O_2	75	10,8
	80	8,28			
	75	9,41			
	70	10,58	80% O_2	75	12,7
	65	11,77			
Аргон	145	0,57			
	140	1,28	Смесь N_2-Ar	78,7	12,8
	135	2,10			
	130	2,99			
	125	3,94	22% N_2	84,1	11,7
	120	4,95			
	115	6,01			
	110	7,10	70% N_2	80,1	9,9
	105	8,24			
	100	9,42			
	95	10,63	Смесь $\text{Ar}-\text{O}_2$	82,4	13,9
	90	11,86			
	85	13,12			
Кислород	90	13,2	19% O_2	88	12,5
	85	14,5			
	80	15,7			
	75	17,0	47% O_2	80,0	14,95
	70	18,3			
	65	19,4			
Неон	28	4,45	81% O_2	64,9	18,85
	26	5,25			
	24	5,9			

Скорость звука

Значения скоростей звука в некоторых газах при различной температуре приведены ниже:

Температура, °К	Скорость, м/сек	Температура, °К	Скорость, м/сек
Азот		Водород	
300	352	273	1270
200	288	200	1080
100	202	100	800
90	193,8	90	773
80	183,1	80	731,4
75	176,3	50	580
Воздух (сухой)		Кислород	
273	332	273	317
228	306	90	181
167	253	88	173
91	181	80	171
Гелий			
273	971	20,5	266
90	559	15,2	229
80	526,9	4,2	104
75	509,9		

Скорость v_t при температуре t для газов можно приблизительно вычислить по формуле

$$v_t = v_0 \sqrt{1 + t/273},$$

где v_0 — скорость звука в данном газе при 0°C .

В пределах соблюдения законов идеальных газов скорость звука не зависит от давления. При больших давлениях наступают отклонения.

Эффект Джоуля—Томсона

Дросселирование

Дросселированием называют снижение давления потока газа или жидкости при его прохождении через суженное отверстие (тампон, вентиль, кран и пр.) при отсутствии теплообмена с окружающей средой: поток при дросселировании не производит внешней работы.

Количество энергии до и после дросселирования равны

$$(U_1 + Ap_1v_1) = A \frac{w_1^2}{2g} = (U_2 + Ap_2v_2) + A \frac{w_2^2}{2g}$$

или

$$I_1 - I_2 = A \left(\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} \right). \quad (I-51)$$

Почти во всех практически важных случаях изменением кинетической энергии можно пренебречь. Тогда для процесса дросселирования $I_1 = I_2$. При дросселировании теряется техническая работа, вы-

раженная $\int_1^2 v dp$. Эквивалентная этой работе величина в виде тепла подводится к газу.

Процесс дросселирования — процесс необратимый: $\Delta S > 0$, поскольку тепло, выделяемое при трении и завихрениях, не может быть превращено в другой вид энергии.

Так как во время дросселирования $I_1 = I_2 = \text{const}$, то температура идеального

газа остается неизменной. Реальные газы в широком интервале температур и давлений при дросселировании изменяют свою температуру (охлаждаются или нагреваются); это явление изменения температуры получило название эффекта Джоуля—Томсона. Различают дифференциальный и интегральный эффекты. Дифференциальный эффект α_i есть отношение бесконечно малого изменения температуры к бесконечно малому изменению давления:

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i. \quad (I-52)$$

Практически дифференциальным эффектом считают изменение температуры при падении давления газа на 1 ат. Для воздуха в области нормальной температуры в первом приближении $\alpha_i = 1/4^\circ\text{C}$. Эффект, полученный при больших изменениях давления, называют интегральным:

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i dp = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i dp, \quad (I-53)$$

$$T_2 - T_1 = \Sigma \alpha_i \Delta p = \alpha_i^m \Delta p_{\text{общ}}, \quad (I-54)$$

где α_i^m — среднее значение изменения температуры на 1 ат в интервале $\Delta p_{\text{общ}}$.

Для расчета процессов глубокого охлаждения исключительно важное значение имеет выражение эффекта Джоуля—Томсона в калориях или джоулях или так называемый изотермический эффект дросселирования ΔI_T , представляющий собой разность теплосодержаний сжатого (состояние до дросселирования) и расширенного газа при одной и той же температуре (температура начала дросселирования).

Очевидно, что

$$\alpha_i^m = \frac{\Delta I_T}{c_p \Delta p_{\text{общ}}}, \quad (I-55)$$

Общее уравнение дифференциального эффекта Джоуля—Томсона. Для процесса дросселирования дифференциальное уравнение теплосодержания при независимых переменных p и T должно быть приравнено к нулю:

$$c_p dT - A \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp = 0, \\ \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i = \alpha_i = A \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p}, \quad (I-56)$$

Для идеального газа $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = v$ и поэтому $\alpha_i = 0$.

Инверсионная температура. Один и тот же газ при различных температурах может иметь различный эффект Джоуля—Томсона, положительный (охлаждение) при одной температуре, отрицательный (нагрева-

ние) при другой. Температура, при которой происходит изменение знака эффекта Джоуля—Томсона и, следовательно, $\alpha_i = 0$, называется инверсионной температурой. Очевидно, что в инверсионной точке [уравнение (I-56)]

$$T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v = 0 \quad \text{и} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{v}{T}.$$

Последнее уравнение характеризует инверсионное состояние.

Возможны три случая:

- 1) $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > v$, тогда $dT > 0$ — положительный эффект (охлаждение);
- 2) $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p < v$, тогда $dT < 0$ — отрицательный эффект (нагревание);
- 3) $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = v$, тогда $dT = 0$ — нулевой эффект.

Значение $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ есть подкасательная к кривой постоянного давления в координатах $v-T$ (рис. I-25).

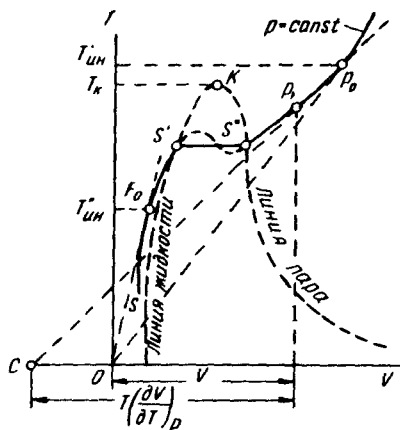


Рис. I-25. Определение инверсионных точек

Величина $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v$, определяющая знак эффекта Джоуля—Томсона, равна отрезку OC . Если точка C лежит влево от начала координат, то α_i положительно (охлаждение), если она лежит вправо, то α_i отрицательно (нагревание). Если касательная проходит через O (пунктирная прямая $p_0 = 0$), то имеется нулевой эффект, т. е. инверсионная точка $T'_{\text{ин}}$. Кривая $S'-S$ представляет собой изобару в области жидкости. К этой кривой в точке F_0 можно провести касательную, проходящую через начало координат, т. е. в этой точке также

$\alpha_i = 0$ ($T''_{ин}$). Итак, каждому давлению p соответствуют две инверсионные точки: p_0 и F_0 с соответствующими температурами: $T'_{ин}$ и $T''_{ин}$. Одна точка (p_0) лежит всегда в области газа (верхняя температура). В интервале этих температур всегда наблюдается охлаждающий эффект, выше и ниже — нагревание.

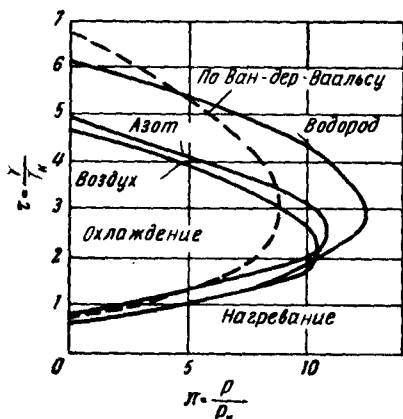


Рис. 1-26. Инверсионные кривые

На рис. 1-26 представлены инверсионные кривые в приведенных координатах $p - T$ для реального газа (азота, воздуха и водорода). В табл. 1-21 даны примерные значения верхних температур инверсии интегрального эффекта Джоуля—Томсона некоторых газов.

ТАБЛИЦА 1-21. ПРИМЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ
ВЕРХНИХ ТЕМПЕРАТУР ИНВЕРСИИ
ИНТЕГРАЛЬНОГО ЭФФЕКТА
ДЖОУЛЯ—ТОМСОНА НЕКОТОРЫХ ГАЗОВ

Газ	$T_{ин, верх}, ^\circ K$	Перепад давления ат
Азот	530	100—1
Аргон	590	100—1
Водород	180	100—1
Воздух	660	100—1
Гелий	40	30—1

Физическая сущность
эффекта
Джоуля—Томсона

Уравнение (1-56) изотермического эффекта дросселирования может быть представлено в таком виде:

$$dI_T = c_p dT = A \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp$$

или

$$c_{pm} (T_2 - T_1) = AT \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp - A \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (1-57)$$

Правая часть уравнения может быть дана в другом виде:

$$c_{pm} (T_2 - T_1) = AT \int_{v_2}^{v_1} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv - A \int_{v_2}^{v_1} p dv +$$

$$+ Ap_2 v_2 - Ap_1 v_1 = AT \int_{v_2}^{v_1} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv +$$

$$+ Ap_2 v_2 - Ap_1 v_1. \quad (1-58)$$

Подставляя значение p из уравнения Ван-дер-Ваальса

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2},$$

после интегрирования получим

$$\Delta I_T = c_{pm} (T_2 - T_1) = A \left[\left(\frac{a}{v_1} - \frac{a}{v_2} \right) + \right.$$

$$\left. + p_1 v_1 - p_2 v_2 \right]. \quad (1-59)$$

Из уравнения (1-59) видно, что эффект Джоуля—Томсона обуславливается: 1) работой, связанной с разностью объемных энергий среды до и после расширения ($p_1 v_1 - p_2 v_2$), и 2) работой против внутренних сил притяжения отдельных молекул газа. По Ван-дер-Ваальсу, они определяют-ся как $\frac{a}{v_1} - \frac{a}{v_2}$. При любом увеличении объема газа расстояние между молекулами увеличивается и молекулами совершается работа.

Вследствие наличия межмолекулярных притяжений при сжатии газа выделяется добавочное (по сравнению со сжатием идеального газа) количество тепла, отводимое охлаждающей водой. Естественно, что при расширении наличие притяжений в случае отсутствия обмена теплом с окружающей средой вызовет охлаждение газа. Работа против внутренних сил проявляется всегда вне зависимости от того, каким способом производится расширение, так как эта работа против сил притяжения молекул определяется только расстоянием между молекулами, т. е. объемом газа до и после расширения.

Итак, эффект Джоуля—Томсона при дросселировании α_i зависит от работы, связанной с изменением $p v$, и от работы против внутренних сил притяжения молекул, т. е. можно написать

$$\alpha_i = \alpha_{pv} + \alpha_U.$$

Основной величиной в общем эффекте α_i является α_U , которая всегда положительна (вызывает охлаждение газа). Величина же α_{pv} в зависимости от условий и природы газа может иметь положительное или отрицательное значение. В зависимости от этого α_i будет больше или меньше α_U .

В большинстве случаев α_{pv} имеет отрицательное значение и, следовательно, $\alpha_i < \alpha_U$. Однако во всех случаях абсолютное значение α_{pv} мало и обычно не превышает 10—15% от значения α_U . Для воздуха, например, α_{pv} положительна только в небольшой области (от 100 до 160 °K и малом давлении). Нагревание водорода вследствие расширения (при температуре выше инверсионной 180 °K объясняется превышением отрицательного значения α_{pv} над всегда положительным α_U (для водорода внутренние силы притяжения малы).

Экспериментальные значения эффекта Джоуля—Томсона

Наиболее полное исследование эффекта Джоуля—Томсона для воздуха провел Хаузен. Значения эффекта, по данным этих исследований, приведены на рис. 1-27.

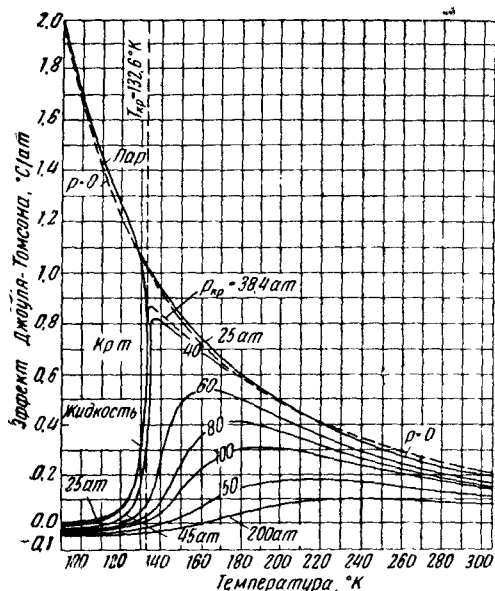


Рис. 1-27. Дифференциальный эффект Джоуля—Томсона для воздуха

В расчетной практике интегральное значение эффекта Джоуля—Томсона для любых условий наиболее удобно находить по диаграммам состояния.

Изоэнтальпное расширение газа ($S = \text{const}$)

Изоэнтальпное расширение газа, иногда называемое адиабатическим, — это процесс обратимого расширения газа с отводом работы из системы в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой. Изменение параметров при таком расширении и производимая работа определяются соотношениями, приведенными в табл. 1-2.

Практически расширение газа, близкое к изоэнтальпному, осуществляется в поршневых детандерах и трубодетандерах.

Из общих положений термодинамики можно найти дифференциальный эффект α_S изменения температуры при изоэнтальпном расширении:

$$\alpha_S = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_S = - \frac{\left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T}{\left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p}$$

Поскольку $\left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p = \frac{c_p}{T}$ и $\left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T = -A \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p$, имеем

$$\alpha_S = \frac{A}{c_p} T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p. \quad (I-60)$$

Для идеального газа $c_p = c_{p0}$ и $\left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p}$.

Поэтому

$$\alpha_S^{\text{ид}} = \frac{AR}{c_{p0}} \frac{T}{p} = \frac{k_0 - 1}{k_0} \frac{T}{p}. \quad (I-61)$$

Сравнивая уравнения (I-56) и (I-60),

$$\alpha_S = \alpha_i + \frac{AV}{c_p}$$

и

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_S} = 1 - \frac{V}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial V} \right)_p. \quad (I-62)$$

Из уравнений следует, что по мере возрастания давления p и падения температуры величина α_S уменьшается и приближается к значению α_i . В области критической температуры, когда теплоемкость c_p резко возрастает, дросселирование может быть также высокоэффективным в смысле

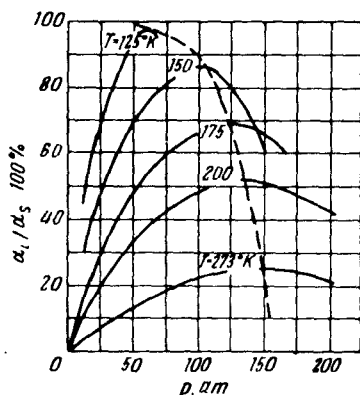


Рис. 1-28. Зависимость α_i/α_S для воздуха от T и p

охлаждения, как и обратимый процесс изоэнтальпного расширения. На рис. 1-28 даны величины отношений α_i/α_S для воздуха в зависимости от давления и температуры.

основании экспериментально определенных значений эффекта Джоуля—Томсона.

На рис. 1-29 — 1-31 графически представлены способы проведения наиболее важных отсчетов на диаграммах состояния.

Основные соотношения термодинамики смесей и растворов

Минимальная работа разделения газовых смесей

Минимальная работа, которую нужно затратить при обратимом разделении газов, определена общим соотношением (1-29). Для идеальных газов и многих реальных смесей теплота смещения $\Delta I_{см} = 0$ и тогда минимальная работа разделения $L_{раз}$ выражается уравнением

$$\Delta L_{раз} = -T_0 \Delta S_{раз}. \quad (1-63)$$

При смешении газов энтропия увеличивается. Изменение энтропии при разделении M_0 молей двухкомпонентной смеси с концентрацией x_0 на фракции M_1 с концентрацией x_1 и M_2 с концентрацией x_2 при 1 ата выражается уравнением

$$\Delta S_{раз} = 2,3 R \{ M_0 [x_0 \lg x_0 + (1 - x_0) \lg (1 - x_0)] - M_1 [x_1 \lg x_1 + (1 - x_1) \lg (1 - x_1)] - M_2 [x_2 \lg x_2 + (1 - x_2) \lg (1 - x_2)] \}. \quad (1-64)$$

При полном разделении ($x_1 = 1$ и $x_2 = 0$)

$$\Delta S_{раз} = 2,3 R M_0 [x_0 \lg x_0 + (1 - x_0) \lg (1 - x_0)]. \quad (1-65)$$

При малой исходной концентрации x_0 и полном разделении

$$\Delta S_{раз} = R M_0 x_0 (\ln x_0 - 1). \quad (1-66)$$

Для смесей с большим количеством компонентов составляют аналогичные уравнения с числом слагаемых соответственно числу компонентов.

Минимальная работа разделения может также определяться как сумма работ изотермического сжатия каждого компонента от его парциального давления, при котором он находился в исходной смеси, до парциального давления в продуктах разделения.

Например, для полного разделения 1 кмоль воздуха при 273 °К и 760 мм рт. ст.

$$\begin{aligned} L_{раз} &= -T_0 \Delta S_{раз} = \\ &= 273 \cdot 2,3 \cdot 1,987 [0,79 \lg 0,79 + \\ &+ (1 - 0,79) \lg (1 - 0,79)] = \\ &= 278 \text{ ккал/(кмоль)} = 0,323 \text{ кат} \cdot \text{ч/(кмоль)} \\ &= 0,0144 T/273 \text{ кат} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ воздуха,} \end{aligned}$$

$$\text{или} = 0,069 \frac{T}{273} \text{ кат} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ O}_2,$$

$$\text{или} = 0,0182 \frac{T}{273} \text{ кат} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ N}_2.$$

Закон Рауля

Парциальное давление пара $p_{парц}$ растворенных веществ над раствором равно давлениям чистых веществ при данной температуре $p_{чист}$, умноженным на молярные доли компонентов в растворе:

$$p_{парц} = p_{чист} x. \quad (1-67)$$

Растворы, которые подчиняются закону Рауля при всех концентрациях, называются идеальными. Этому закону подчиняются некоторые системы с точностью, вполне достаточной для технических расчетов.

Закон Генри

Парциальное давление пара компонента, отсутствующего в растворе, пропорционально его молярной доле в растворе;

$$p_{парц} = Kx. \quad (1-68)$$

По сравнению с законом Рауля в выражении закона Генри константа K заменяет давление пара чистого вещества $p_{чист}$. Величина K является экспериментально определяемой функцией температуры.

Уравнение Рауля—Дальтона

Комбинируя закон Рауля с законом Дальтона, получим уравнение, связывающее состав жидкой и газовой фаз:

$$py = p_{чист} x \quad \text{или} \quad y = \frac{p_{чист}}{p} x, \quad (1-69)$$

где p — общее давление смеси;

y — молярная доля компонента в газовой фазе.

Если задано общее давление p и известны давления чистых компонентов p_A (легколетучий) и p_B при разных температурах, то

$$p = p_A x + p_B (1 - x), \quad (1-70)$$

отсюда

$$x = \frac{p - p_B}{p_A - p_B} \quad \text{и} \quad y = \frac{p_A x}{p}. \quad (1-71)$$

Взяв значения p_A и p_B при различных температурах, получают несколько значений x , после чего определяют y .

Из уравнения (1-70) можно получить

$$\begin{aligned} y &= \frac{\alpha x}{1 + x(\alpha - 1)} \\ \text{или} \quad \frac{y}{1 - y} &= \alpha \frac{x}{1 - x}, \end{aligned} \quad (1-72)$$

где $\alpha = p_A/p_B$ — так называемый коэффициент разделения.

Уравнение (1-72) является очень удобной и простой аналитической связью состава паровой и жидкой фаз при равновесии, если предположить, что $\alpha = \text{const}$ для всех концентраций. Для некоторых бинарных смесей с близкими свойствами это требова-

ние достаточно точно выполняется. Можно принимать

$$\alpha_{\text{ср}} = \sqrt{\alpha_1 \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 — значения при наивысшей и наинизшей температуре.

область сосуществования двух фаз. В интервале $p_k^A \div p_k^B$ наблюдаются особые явления, не происходящие при наличии одного вещества, например так называемая обратная конденсация.

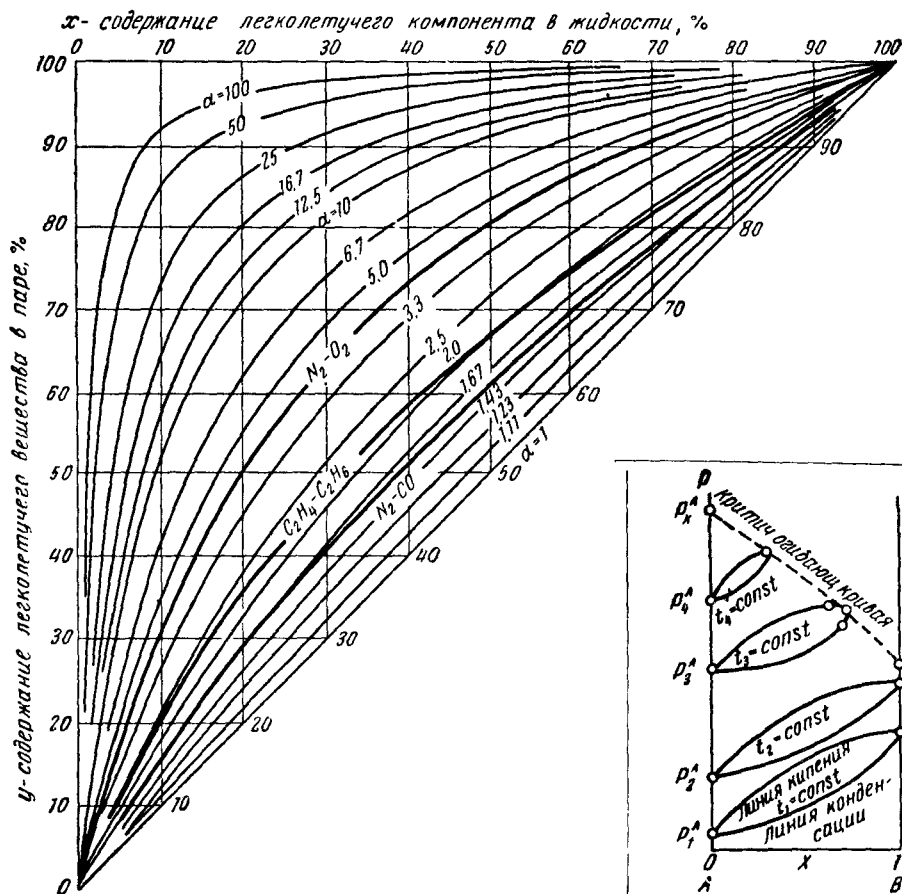


Рис. 1-32. Кривые равновесия в координатах $x-y$ для различных постоянных значений α

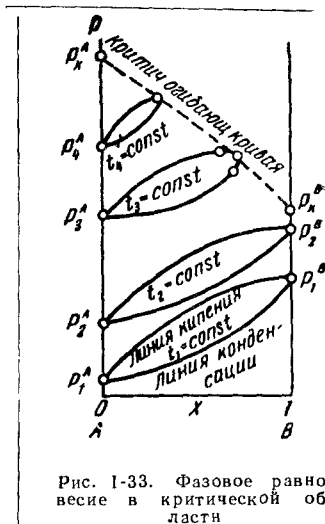


Рис. 1-33. Фазовое равновесие в критической области

На рис. 1-32 приведены кривые равновесия для различных значений α

Равновесные соотношения
в критической области

На рис. 1-33 изображено несколько изотерм бинарной смеси в координатах $x-p$ для фазового равновесия в критической области.

Начиная с критического давления p_k^B вещества B кривые отклоняются влево, что характеризует образование области с большим содержанием компонента B , в которой не существует двух фаз, что соответствует нормальной надкритической области. При давлении p_k^A полностью пропадает

Экспериментальные данные по равновесию жидкость—пар

Система
азот—кислород

Достаточно подробно и точно эта система изучена Доджем и Дунбаром. Свои данные авторы обработали и представили в виде эмпирических уравнений.

На основании этих данных построены номограммы, по которым можно быстро находить равновесные соотношения. В приложении к гл. I даны пять номограмм, построенных для нескольких интервалов давлений. Номограмма I-VII охватывает интервал $0,5-20 \text{ кг/см}^2$. Номограммы I-VIII—

I-XI построены в более крупном масштабе и предназначены для точных вычислений. На рис. I-34 дана диаграмма $x-T$ для системы азот — кислород. Особо точные

измерения фазового равновесия азот — кислород выполнены при давлении 1000 мм рт. ст. В приложении даны также диаграммы для системы азот — кислород (I-XII — I-XV).

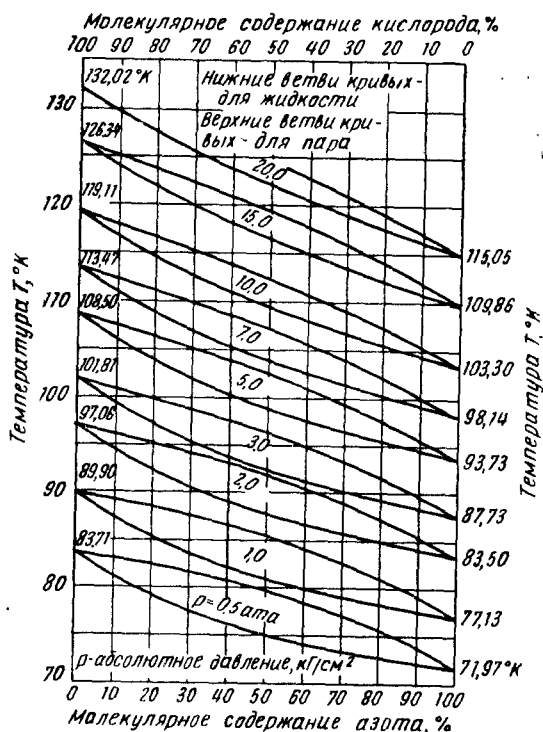


Рис. I-34. Диаграмма $x-T$ для системы азот — кислород

Система
азот—аргон

В приложении (I-XVIII) дана номограмма равновесия жидкость—пар системы азот — аргон в интервале 0,6—24 атм.

Система
аргон—кислород

В приложении даны две номограммы равновесия жидкость — пар системы аргон — кислород в интервале 1—2 атм и 1—15 атм (I-XVI — I-XVII).

Система
кислород—криптон

Данные по равновесию этой системы для четырех давлений приведены в табл. I-22.

Система
кислород—озон

При температуре ниже 93 °К жидкие кислород и озон ограничено взаимно растворимы и образуют две жидкие фазы. На рис. I-35 представлена диаграмма растворимости при давлении насыщения. На рис. I-36 представлена диаграмма равновесия жидкость — пар для давления 1 атм.

ТАБЛИЦА I-22. СИСТЕМА КИСЛОРОД—КРИПТОН

Содержание O_2 в жидкости x , % (мол.)	$\pi=1128$ мм рт. ст. (0,5 кг/см ² , избыт.)		$\pi=2230$ мм рт. ст. (2,0 кг/см ² , избыт.)		$\pi=3700$ мм рт. ст. (4,0 кг/см ² , избыт.)		$\pi=5170$ мм рт. ст. (6,0 кг/см ² , избыт.)	
	T , °К	содержание O_2 в паре y , % (мол.)	T , °К	содержание O_2 в паре y , % (мол.)	T , °К	содержание O_2 в паре y , % (мол.)	T , °К	содержание O_2 в паре y , % (мол.)
0,00	125,0	0,00	135,5	0,00	144,4	0,00	150,9	0,00
1,00	123,4	9,42	133,9	8,21	142,8	7,50	149,6	6,78
2,00	122,1	17,72	132,4	15,51	141,3	14,27	148,1	12,98
3,00	121,0	24,92	131,15	22,13	140,2	20,43	147,0	18,41
5,00	118,9	36,70	129,3	33,00	138,2	30,65	145,0	28,41
7,00	117,2	46,12	127,5	41,90	136,5	39,36	143,4	36,31
10,00	114,9	57,06	125,1	52,43	134,1	49,54	140,9	46,28
15,00	111,7	68,78	121,75	64,83	130,9	61,56	137,2	59,09
20,00	109,6	76,40	119,2	72,95	128,2	70,18	134,5	67,57
30,00	106,4	85,48	115,45	82,92	123,8	80,76	130,0	78,86
40,00	103,55	90,63	112,55	88,65	120,2	87,10	126,3	85,77
50,00	101,05	93,80	109,8	92,40	117,3	91,24	123,0	90,42
60,00	99,0	95,92	107,55	94,94	114,95	94,38	120,3	93,56
70,00	97,5	97,41	105,9	96,76	112,85	96,18	118,2	95,82
80,00	96,15	98,50	104,5	98,10	111,1	97,75	116,5	97,56
90,00	95,05	99,33	103,2	99,16	109,8	99,00	115,5	98,93
100,00	94,15	100,00	101,9	100,0	108,7	100,0	113,6	100,0

ТАБЛИЦА 1-23. РАВНОВЕСНОЕ МОЛЯРНОЕ (В ДОЛЯХ) СОДЕРЖАНИЕ ДВУОКСИ УГЛЕРОДА В ВОЗДУХЕ ($y \cdot 10^4$)

Давление атм (изб.)	Температура, °C							
	-110	-121	-130	-140	-145	-150	-183	-196
Паровая фаза воздуха								
0	456,0	113,0	30,4	5,67	2,21	0,80	—	—
10	49,2	12,8	4,19	0,77	0,30	0,10	0,12	0,002
20	33,6	8,65	2,92	0,62	0,32	0,13	0,11	0,002
30	28,1	8,33	3,54	0,87	0,67	0,55	—	0,002
40	28,5	9,33	5,19	5,46	4,15	3,8	—	—
50	30,6	12,2	7,39	7,21	5,81	4,3	—	—
60	36,5	15,1	13,1	7,82	6,16	—	0,12	0,003
70	43,3	22,2	17,1	8,65	6,88	—	—	0,004
80	52,9	28,0	18,8	9,79	6,70	4,78	0,11	—
90	61,0	34,7	—	—	—	—	—	—
100	69,5	39,0	22,9	12,0	7,14	4,86	0,12	0,002
150	94,9	52,0	27,3	13,9	7,69	5,50	0,13	—
200	123,0	58,1	30,2	15,3	8,49	5,90	0,14	0,003

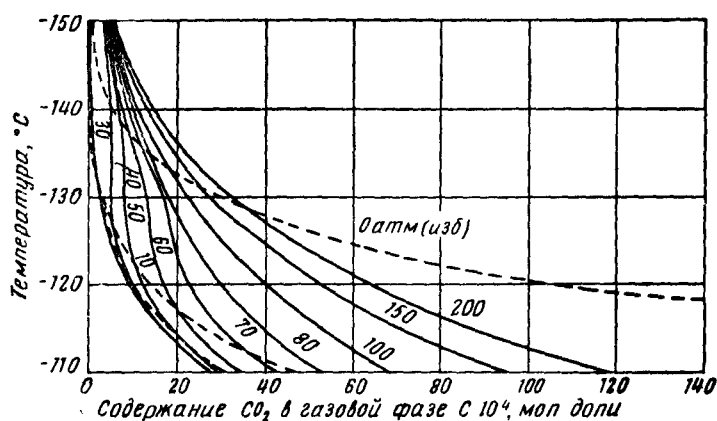
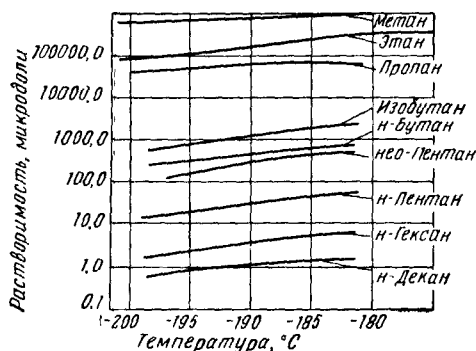
Рис. 1-38. Равновесное содержание двуокси углерода в воздухе (над кристаллами CO_2) при различных давлениях и температурах

Рис. 1-39. Растворимость насыщенных углеводородов в жидком кислороде

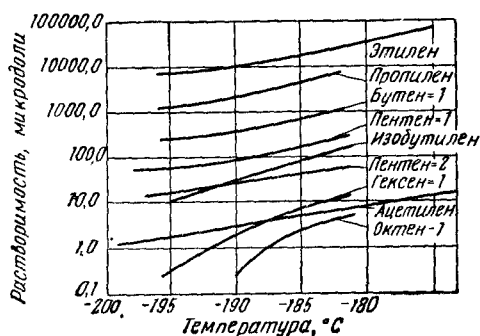


Рис. 1-40. Растворимость ненасыщенных углеводородов в жидком кислороде

ТАБЛИЦА I-26. МИНИМАЛЬНАЯ РАБОТА СЖИЖЕНИЯ $L_{\min}$ ($T_0 \Delta S - \Delta I$) НЕКОТОРЫХ ГАЗОВ ПРИ 300 °К И 1 ат И ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ РАБОТА $L_{\text{действ.}}$

Вещество	Тепло, отбираемое при сжижении, ΔI		Теплота испарения, r		Минимальная работа $L_{\min}$		Примерная действительная работа $L_{\text{действ.}}$		Термодинамический к.п.д. $L_{\min}/L_{\text{действ.}}$
	дж	ккал	дж	ккал	квт·ч	квт·ч/л	квт·ч	квт·ч/л	
	моль	кг	моль	кг	кг	(жидкости)	кг	(жидкости)	
Азот . .	12130	103,5	5530	47,1	0,22	0,177	1,20—1,5	1—1,2	~0,15
Аргон .	10980	65,7	6517	39	0,134	0,186	0,81—0,95	1,1—1,3	~0,15
Водород	7960	944	916	108,5	3,31	0,235	15—45	1,0—3,0	~0,10
Воздух .	12388	102,3	5942	49	0,205	0,179	1,25—1,5	1,1—1,3	~0,15
Гелий .	6250	373,3	81,3	4,85	1,9	0,237	18,5—30	2,5—5,0	0,10—0,06
Кислород	13000	97	6800	50,9	0,177	0,202	1,2—1,4	1,3—1,6	~0,15
Метан .	14660	218	8200	122	0,307	0,13	0,75—1,2	0,32—0,5	0,25—0,4
Пропан .	23400	127	18800	102,1	0,04	0,023	~0,083	~0,048	~0,48
Этилен .	18700	159	13500	115	0,119	0,067	~0,31	0,18	~0,4

Например, для сжижения 1 кг воздуха по циклу Карно работа будет равна

$$L_{\text{Карно}} = (I_{\text{г}} - I_{\text{ж}}) \frac{T_0 - T_2}{T_2} =$$

$$= 100,3 \frac{300 - 82}{82} = 266 \text{ ккал/кг} =$$

$$= 0,31 \text{ квт·ч/кг},$$

т. е. $L_{\text{Карно}}$ на 55% больше $L_{\min}$.

На рис. I-41 $\Delta S_{\text{необр}}$ есть увеличение энтропии при сжижении по циклу Карно, связанное с необратимостью при отборе тепла на участке 1—2.

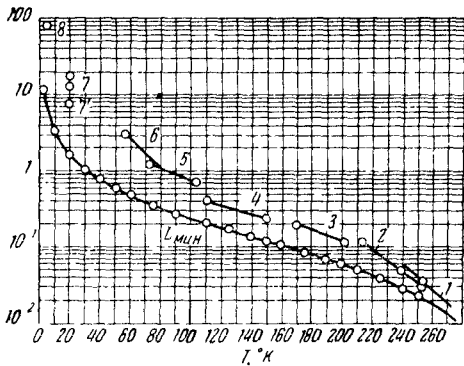


Рис. I-42. Минимальная, по Карно, и действительная работа получения 100 ккал на различных температурных уровнях (T_0 принято 300 °К): 1—одноступенчатая аммиачная машина; 2—двухступенчатая аммиачная машина; 3—каскадный цикл: аммиак — этилен — метан и цикл с детандером на метане; 4—каскадный цикл: аммиак — этилен — метан и цикл с детандером высокого давления на воздухе; 5—цикл с детандером высокого давления на азоте (для $T < 80$ °К с вакуумным насосом); 6—цикл с детандером высокого давления на азоте (для $T < 80$ °К с вакуумным насосом); 7—водородный цикл с предварительным охлаждением азотом под вакуумом и без вакуума; 7'—водородный цикл с детандером; 8—гелиевый цикл с одним и двумя детандерами

Для непосредственного осуществления цикла сжижения по 1—3—0—1 необходимо воздух сжимать до давления около

500 000 атм, т. е. давления, которым техника не пользуется.

На рис. I-42 и в табл. I-26 приведены значения минимальной и действительной работы при получении низких температур.

Физические основы холодильных циклов

Сейчас известны три метода, которые применяют в практике для достижения низких температур: а) испарение жидкости; б) использование эффекта Джоуля—Томсона; в) расширение в машине с отдачей внешней работы. Практически осуществленные холодильные циклы основаны на одном из этих методов или на их комбинации.

Циклы, основанные на испарении жидкости

Из рассмотрения физических свойств всех известных жидкостей очевидно, что холодильный цикл, основанный на испарении, не может привести к очень большому перепаду температур. Этот перепад принципиально ограничен температурами: критической и в тройной точке. Наименьшая температура, достигаемая по этому методу с помощью одного вещества (хладоагента), равна примерно 200 °К. Однако, используя несколько веществ так, чтобы вещество конденсировалось под действием испаряющегося (с более низкой точкой кипения) вещества, можно достичь очень низких температур. Это так называемая каскадная система. Этим способом можно получить наименьшую температуру 63 °К. Комбинируя этот метод с методом, основанным на эффекте Джоуля—Томсона (дросселирование), можно получить гелиевые температуры. На рис. I-43 показан каскадный цикл в комбинации с циклом дросселирования.

В первом цикле холодильным агентом обычно служит аммиак. Во втором цикле сжимается этилен, конденсируемый под

давлением в аммиачном испарителе. Этилен испаряется при 173°K и сжижает метан, являющийся хладагентом третьего цикла. Метан, испаряясь при 112°K , сжижает в четвертом цикле сжатый азот. Испарением азота под вакуумом удастся понизить температуру до 63°K . Так как эта температура лежит выше критической тем-

перируется в дроссельном вентиле, причем часть газа ожигается. Тепловой баланс цикла из расчета на единицу поступающего в цикл газа следующий:

$$\begin{aligned} \text{подводится} \quad & 1 \cdot I_3 + q_{0,c}, \\ \text{отводится} \quad & y I_0 + (1 - y) I_1, \end{aligned}$$

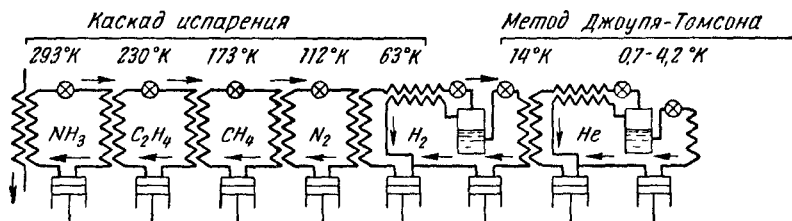


Рис. I-43. Каскадный метод ожигения газов

пературы водорода (33°K), то сжижать водород простым продолжением каскадного цикла не удастся. Сжатый водород под давлением в 150 атм охлаждается до 63°K испаряющимся азотом в противоточном теплообменнике, после чего дросселируется и частично ожигается (пятый цикл). Температура 14°K (испарение водорода под вакуумом) выше критической температуры гелия ($5,2^\circ\text{K}$), поэтому в шестом цикле сжатый до 40 атм гелий охлаждается кипящим водородом и после переохлаждения и дросселирования частично ожигается. Испаряя гелий под вакуумом, можно получить температуру $0,7^\circ\text{K}$ и ниже.

Принципиально каскадный метод сжижения газов является наиболее экономичным. Расчетным путем установлены следующие соотношения расхода энергии при получении 1 кг жидкого азота разными методами, $\text{квт} \cdot \text{ч}$:

Каскадный метод ($\text{NH}_3\text{—C}_2\text{H}_6\text{—CH}_4\text{—N}_2$)	0,54
Цикл Линде с предварительным аммиачным охлаждением и двойным дросселированием	0,85
Цикл Клода	0,88

Следует отметить, что в эти данные не включены потери холода вследствие несовершенства изоляции и потери давления.

Циклы, основанные на использовании эффекта Джоуля—Томсона при дросселировании¹

Цикл с однократным дросселированием

На рис. I-44 дана принципиальная схема цикла и диаграмма $s—T$. Сжатый в компрессоре газ охлаждается в теплообменнике обратным газовым потоком, после чего рас-

отсюда

$$y = \frac{I_1 - I_3 - q_{0,c}}{I_1 - I_0}; \quad (\text{I-74})$$

холодопроизводительность цикла

$$Q_2 = y (I_1 - I_0) = I_1 - I_3 - q_{0,c},$$

где $I_1, I_3,$

I_0, I_1 — теплосодержание газа в соответствующих индексах (рис. I-44);

y — ожигенная доля;

$q_{0,c}$ — тепло, поступающее в цикл из окружающей среды вследствие несовершенства изоляции, обычно называемого как «потери холода в окружающую среду».

В идеальных условиях работы цикла $q_{0,c} = 0$ и $I_1 = I_3$.

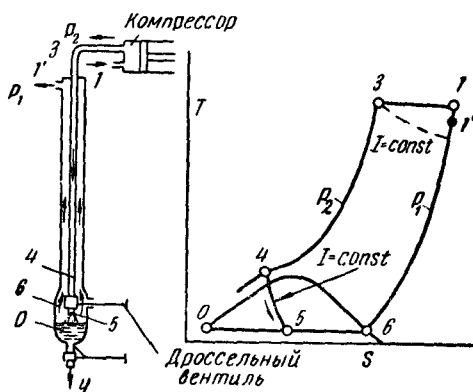


Рис. I-44. Схема цикла с однократным дросселированием

¹ Во многих руководствах такие циклы называют циклами Линде. Линде впервые осуществил ожигение воздуха в больших количествах этим методом.

Из уравнения (I-74) видно, что холодопроизводительность цикла зависит исключительно от разности теплосодержаний расширенного и сжатого газа при температуре

теплого конца теплообменника, находящегося перед дросселем, т. е. от изотермического эффекта дросселирования (см. стр. 41).

Цикл с однократным дросселированием и предварительным охлаждением

В отличие от предыдущего цикла предусмотрен добавочный теплообменник с посторонним хладагентом (на рис. 1-45 NH_3).

Для этого цикла

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{I_{7'} - I_3 - q_{0,c}}{I_{7'} - I_0}, \\ Q_2 &= y(I_{7'} - I_0) = I_{7'} - I_3 - q_{0,c}. \end{aligned} \right\} \quad (1-75)$$

В идеальных условиях

$$q_{0,c} = 0 \text{ и } I_{7'} = I_7.$$

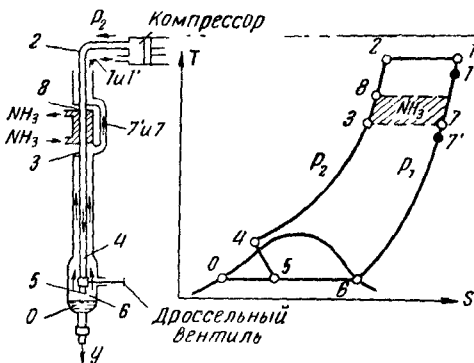


Рис. 1-45. Схема цикла с однократным дросселированием и предварительным охлаждением

Холодопроизводительность цикла определяется изотермическим эффектом дросселирования при температуре газа высокого давления после теплообменника с посторонним хладагентом.

Количество тепла, передаваемого в теплообменнике с посторонним хладагентом,

$$I_8 - I_3 = I_2 - I_3 - (1 - y)(I_{7'} - I_7). \quad (1-76)$$

В рассмотренных выше циклах дросселирования предварительное охлаждение является обязательным при ожижении газов, инверсионная температура которых лежит ниже нормальной. Так, при ожижении водорода и гелия их необходимо предварительно охладить до температуры ниже соответственно 180 и 40 °K.

При построении кривых (рис. 1-46) приняты условия: температура воздуха на входе в установку равна 30 °C; в дополнительном теплообменнике воздух охлаждается до -45 °C (аммиак кипит при -50 °C); недоохлаждения в теплообменниках составляют 5 град, потеря холода в окружающую среду $q_{0,c} = 2 \text{ ккал на } 1 \text{ м}^3 \text{ сжатого в компрессоре воздуха}$.

Изотермический к. п. д. компрессора равен 0,6; затрата 1 кВт·ч дает 900 ккал/ч холода при -50 °C.

Циклы с двойным дросселированием, с циркуляцией под промежуточным давлением

Газ сжимается до p_2 компрессором А и после присоединения к нему циркулирующего потока дожимается в В до давления p_3 (рис. 1-47 и 1-48). После охлаждения

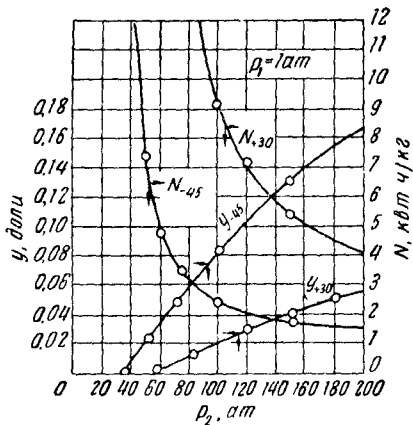


Рис. 1-46. Характеристика циклов однократного дросселирования для ожижения воздуха без предварительного и с предварительным аммиачным охлаждением до -45 °C (u_{+30} , v_{-45} и N_{+80} , N_{-45} , ожижаемые доли и требуемая работа для получения 1 кг жидкого воздуха без предварительного охлаждения и с предварительным охлаждением

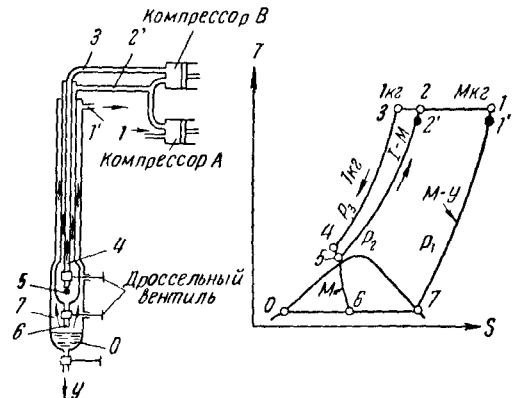


Рис. 1-47. Схема цикла с двойным дросселированием

в теплообменнике (по линии 3—4) газ дросселируется до промежуточного давления p_2 . Часть газа (1-М) проходит теплообменник (линии 5—2) как хладагент и присоединяется у компрессора к свежему газу. Часть газа М дросселируется до p_1 (обычно 1 атм), причем частично ожижается в количестве μ .

Для цикла

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{I_2 - I_3 + M(I_1 - I_2) - q_{0,c}}{I_1 - I_0}, \\ Q_2 &= y(I_1 - I_0) = I_2 - I_3 + \\ &\quad + M(I_1 - I_2) - q_{0,c}. \end{aligned} \right\} \quad (I-77)$$

В идеальных условиях $q_{0,c} = 0$ и $I_1' = I_1$, $I_2' = I_2$.

В цикле возможно предварительное охлаждение посторонним хладагентом. В этом случае в формулы (I-77) подставляют значения теплосодержаний при температуре выхода из добавочного теплообменника.

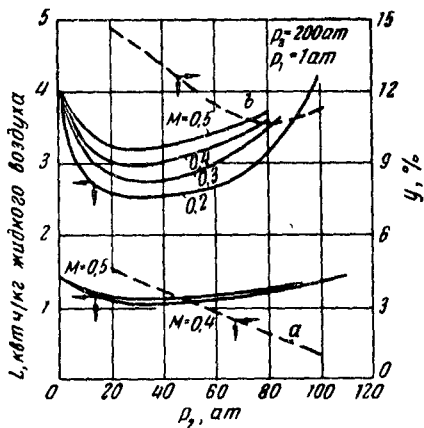


Рис. I-48. Характеристика циклов с двойным дросселированием для ожижения воздуха

На рис. I-48 верхний пучок сплошных кривых характеризует работу цикла без предварительного охлаждения, нижний пучок относится к случаю с предварительным охлаждением сжатого воздуха до -40°C . Во всех случаях $p_3 = 200 \text{ ат}$. Остальные условия те же, что и для случая рис. I-46. Пунктирные кривые — ожижаемая доля y , a и b соответственно относятся к случаям без предварительного охлаждения и с предварительным охлаждением.

В цикле с предварительным охлаждением нельзя применять слишком малые значения M , так как невозможен теплообмен на холодном конце теплообменника. Это становится понятным при рассмотрении характера линий $I = \text{const}$ на диаграмме $S-T$ для данного участка. Так, например, в условиях, рассмотренных на рис. I-48, с предварительным охлаждением до -40° не могут быть приняты $M = 0,2$ и $M = 0,3$. Вообще невозможны все те величины M , для которых в данных условиях цикла ожижаемая доля (y) более 40% от M , т. е., если $y/M > 0,4$.

Циклы, основанные на использовании изэнтропного расширения и эффекта Джоуля—Томсона

Циклы с детандером среднего и высокого давления (Кюда, Гейландта)

Газ, сжатый до среднего давления (15—60 ат), после теплообменника I (рис. I-49) делится на часть M , поступающую в детандер на расширение, и часть $I-M$, охлаждаемую в теплообменниках II и III и расширяющуюся в дроссельном вентиле. На диаграмме $S-T$ линия 3—4 обозначает процесс, реально идущий в детандере. Пунктиром (вертикаль 3—8) обозначена теоретическая линия процесса в детандере (процесс $S = \text{const}$).

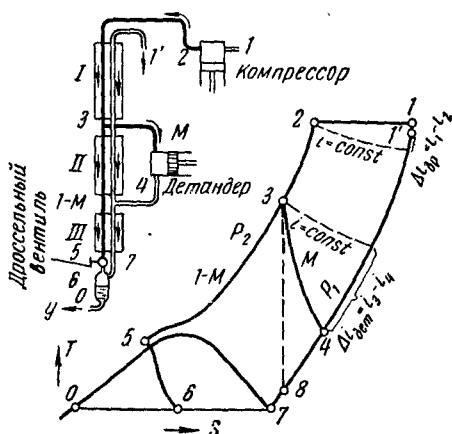


Рис. I-49. Схема цикла с детандером среднего давления

Тепловой баланс цикла на единицу поступающего в цикл газа следующий: подводится

$$1 \cdot I_2 + M \cdot I_4 + q_{0,c},$$

отводится

$$y \cdot I_0 + (1 - y) I_1 + M I_3,$$

отсюда

$$y = \frac{I_1 - I_2 + M(I_3 - I_4) - q_{0,c}}{I_1 - I_0}. \quad (I-78)$$

Холодопроизводительность цикла

$$\begin{aligned} Q_2 &= I_1 - I_2 + M(I_3 - I_4) - q_{0,c} = \\ &= \Delta I_{\text{др}} + M \Delta I_{\text{дет}} - q_{0,c}. \end{aligned} \quad (I-78, a)$$

В идеальных условиях работы цикла $q_{0,c} = 0$ и $I_1' = I_1$.

Технический коэффициент полезного действия детандера

$$I_3 - I_4 = \eta_S (I_3 - I_8)$$

$$\text{и } \eta_S = \frac{I_3 - I_4}{I_3 - I_8} = \frac{\Delta I_{\text{действ}}}{\Delta I_{\text{идеальн}}} \quad (I-79)$$

Частным случаем цикла с детандером является цикл, осуществляемый при давлении газа 200 атм (рис. I-50). Как видно из рисунка, часть газа M поступает в детандер сразу после компрессора, т. е. при

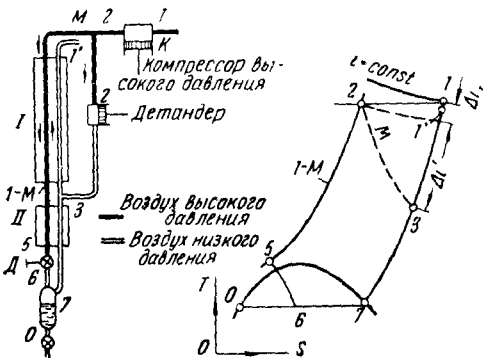


Рис. I-50. Схема цикла с детандером высокого давления

температуре около 300 °К. Этот цикл называется циклом с детандером высокого давления (цикл Гейландта), его широко применяют при получении жидкого кислорода из воздуха в установках небольшой и средней производительности. Этот цикл и его модификации представляют собой наиболее энергетически экономичные циклы при охлаждении воздуха.

Холодопроизводительность цикла

$$y = \frac{I_1' - I_2 + M(I_2 - I_3) - q_{o.c.}}{I_1' - I_0} \quad (I-80)$$

$$Q_2 = I_1' - I_2 + M(I_2 - I_3) - q_{o.c.} = \Delta I_{\text{др}} + M \Delta I_{\text{дет}} - q_{o.c.}$$

В идеальных условиях работы цикла $q_{o.c.} = 0$ и $I_1' = I_1$.

Предложены комбинированные циклы с детандером высокого давления, аммиачным охлаждением воздуха перед поступлением его в детандер и циркулирующей детандерного газового потока.

Значения η_S для современных детандеров могут быть приняты следующими:

Поршневые детандеры для воздуха	0,6—0,75
То же, для гелия	0,75—0,9
Турбодетандеры (Капицы) для воздуха	0,8—0,85

Отклонение действительного процесса расширения газа в детандере от идеального ($S = \text{const}$) обусловлено несколькими причинами. На рис. I-51 представлен ход

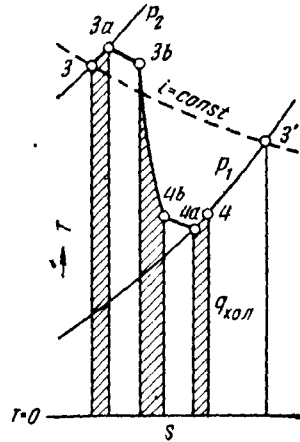


Рис. I-51. Действительный процесс расширения газа в детандере

процесса расширения газа в детандере с учетом дросселирования его в клапанах входа и выхода и подвода тепла в цилиндре. Тепло, суммарно поступившее из окружающей среды, представлено площадками, заштрихованными косыми линиями.

Исходя из уравнения (I-15),

$$AL_T = A \int_3^4 v dp = Q + I_3 - I_4 \quad (I-81)$$

Работа расширения газа в детандере AL_T больше количества полученного холода $q_{\text{хол}} = I_3 - I_4$ на величину Q — количество поступившего тепла из окружающей среды. Площадки под $3a-3b$ и $4b-4a$ — это необратимые потери дросселирования.

Оптимальная температура газа перед детандером зависит от давления сжатого газа. Из уравнения (I-78) ясно, что для увеличения холодопроизводительности цикла желательно максимальное количество газа направлять в детандер (доля M). Однако необходимо, чтобы весь полученный холод был поглощен оставшейся $(1 - M)$ сжатой частью газа, т. е. чтобы недорекуперация на теплом конце теплообменника не превышала нормального значения ~ 5 град.

Кроме того, необходимо производить проверку разности температур по всей поверхности теплообменника, так как при понижении температуры сжатого газа сильно изменяется его теплоемкость, особенно при давлениях, близких к критическому. Последнее обстоятельство всегда учитывают в расчетах теплообменников высокого давления, работающих при низких температурах.

Для каждого давления сжатия существуют оптимальная доля M направляемого в детандер газа и оптимальная температура его

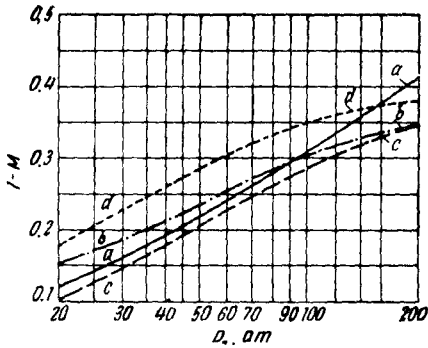


Рис. 1-52. Оптимальная доля дросселируемого газа ($1-M$) в зависимости от давления сжатия p_2 при охлаждении воздуха по схеме цикла с детандером (рис. 1-49):

a — идеальный теплообмен в теплообменниках I и II (на теплом конце и в середине $\Delta t = 0$), расширение в детандере до 1 ат; b — средний температурный напор в теплообменниках I и II равен 10 град; расширение в детандере до 1 ат; c — то же, расширение в детандере до 5 ат; d — то же, отсутствует теплообменник III

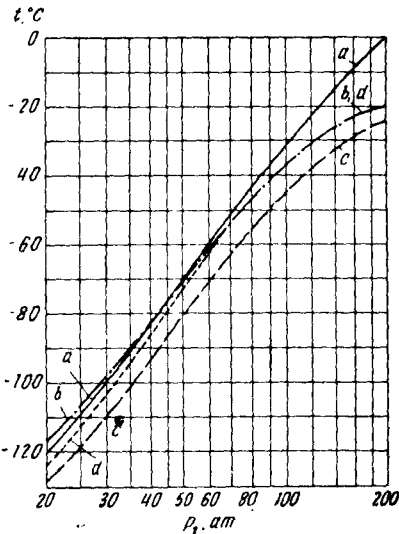


Рис. 1-53. Оптимальная температура воздуха на входе в детандер при значениях $1-M$ по рис. 1-52 (значения букв на кривых те же, что и на рис. 1-52).

Порядок расчета цикла с детандером может быть следующий. По заданному давлению определяют на рис. 1-52 оптимальное M , затем по рис. 1-53 температуру перед детандером и далее по формулам (1-78) находят y . Необходимо провести затем проверку Δt для теплообменников (I и II). Проще всего это сделать графически (стр. 57).

На рис. 1-54 дана характеристика цикла с детандером применительно к сжижению воздуха. При расчете кривых было принято, что средний температурный напор в теплообменниках I и II равен 10 град, потери холода в окружающую среду $q_{0,c} = 2$ ккал/кг; изотермический к. п. д. компрессора равен 0,6; к. п. д. детандера $\eta_s = 0,7$. Принято, что 70% работы расширения в детандере полезно используется.

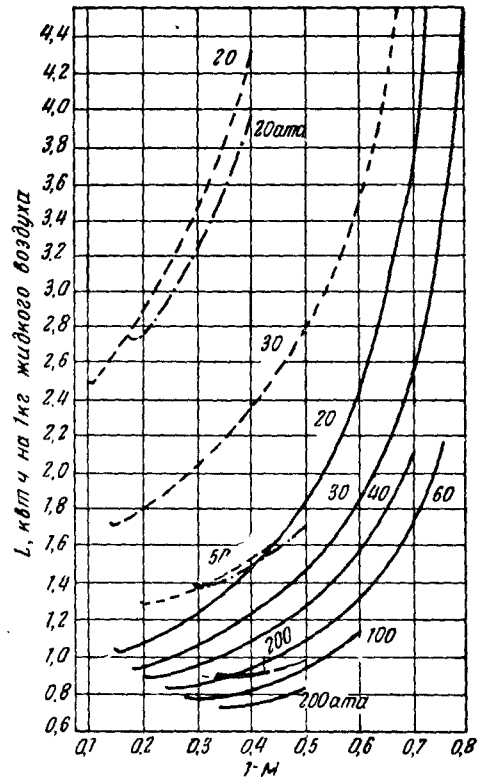


Рис. 1-54. Характеристика циклов (по рис. 1-49) с детандером для сжижения воздуха (сплошные линии — расширение в детандере до 1 ат; штриховые линии — расширение в детандере до 5 ат и пунктирные — то же, но без теплообменника III)

Для определения охлажденной доли по рис. 1-54 следует разделить значение работы сжатия 1 кг воздуха на значение затраченной работы $L_{уд}$ для получения 1 кг жидкого воздуха (ордината), т. е.

$$y = \frac{RT_0 \ln p_2}{0,6 L_{уд}}$$

перед детандером, при которых наблюдается максимальная доля сжижения y и минимальный удельный расход работы. На рис. 1-52 и 1-53 даны вычисленные Хаузенем зависимости оптимальной доли ($1-M$) и оптимальной температуры воздуха перед детандером от давления.

Как указывалось выше, необходимо проверять температурные напоры в теплообменниках. Удобнее всего это делать графически (рис. 1-55). В координатах $T - \Delta I$

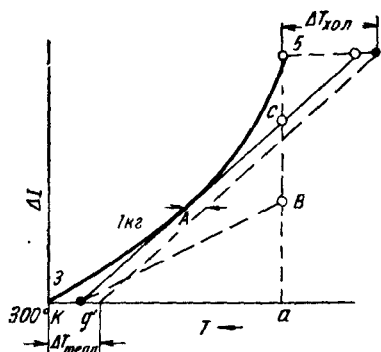


Рис. 1-55. Проверка температурных напоров в теплообменнике

наносят зависимость ΔI от температуры для 1 кг сжатого газа (5—3 — жирная линия). Из точки 9' строят¹ вспомогательную прямую $\Delta I = f(T)$ для 1 кг обратного газа, 9' — b под углом α ; $\operatorname{tg} \alpha = ab/a9' = \frac{\Delta I}{\Delta T} = c_p = \text{const.}$ Для обратного газа величина c_p при низком давлении практически постоянна. Далее проводят линию изменения ΔI от T для данного количества обратного газа $1-y$, отнесенного к 1 кг сжатого газа. Для этого находят точку C по отношению $ac = ab \cdot \frac{1-y}{1-M}$. Если эта прямая (как изображено на рис. 1-55) касается кривой 5—3, то это означает, что в точке касания температурный напор $\Delta t = 0$, что недопустимо. Следует прямую g' — c перенести параллельно самой себе на отрезок A, равный выбранному наименьшему значению Δt . После этого легко определяют температурные напоры на теплом конце $\Delta t_{\text{теп}}$ и холодном конце $\Delta t_{\text{хол}}$ теплообменника. Далее следует пересчитать величину y по уравнениям (1-78) в соответствии с новым значением издерекуперации. Подобным методом можно проверить температурные напоры в каждом теплообменнике: I, II и III (рис. 1-49).

Обычно расширение газа в цилиндре поршневых детандеров заканчивается не при 1 ат, а при более высоком давлении (5—10 ат); дальнейшее расширение происходит дросселированием в клапанах. Обеспечение расширения газа в детандере до 1 ат сопряжено с резким увеличением габарита машины и другими трудностями.

¹ Точка 9' соответствует предполагаемой температуре обратного потока газа на теплом конце теплообменника.

Метод Симона

Своеобразной модификацией цикла с изотропическим расширением является метод Симона для ожижения гелия и водорода. В прочный небольшой сосуд закачивают под высоким давлением гелий или водород, затем этот сосуд охлаждают до возможно низкой температуры 20—10°K, например, в ванне с жидким или твердым водородом (при ожижении гелия) или до 60—50°K (при ожижении водорода). При открытии вентиля газ будет выходить из сосуда, причем гелий, остающийся в сосуде, расширяется изотропически и при этом охлаждается и ожижается.

Циклы с многократным расширением

Теоретически можно представить расширение в детандере двукратным, трехкратным и т. д. Это значит, что расширение происходит с начального давления не сразу до конечного, а постепенно (ступенями). После каждой ступени газ направляется на теплообмен для подогрева, после чего снова расширяется. При этом чем больше ступеней, тем выгоднее расширение. При бесконечно большом количестве ступеней возможно изотермическое расширение при желаемой наинизшей температуре. Это будет наиболее выгодным из всех возможных случаев расширения. Очевидно, что при изотермическом расширении в детандере его холодопроизводительность эквивалентна технической работе расширения при данной температуре. Практически даже двукратное расширение в настоящее время распространения не получило.

Цикл низкого давления с турбодетандером (цикл Капицы)

Газ сжимается турбокомпрессором (рис. 1-56) до 6 ат (1—2), после чего поступает на теплообмен в регенераторы, линия 2—3. Далее воздух делится на две части — боль-

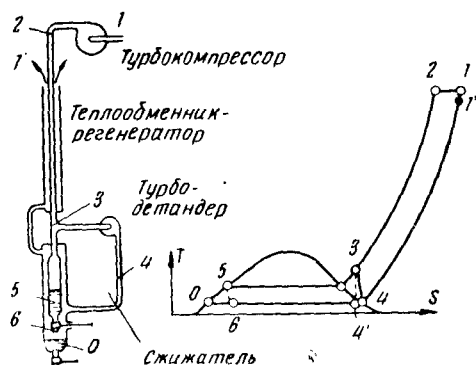


Рис. 1-56. Схема цикла с детандером низкого давления

шее количество направляется на расширение в турбодетандер (3—4). В ожижителе (3—5) происходит конденсация оставшейся части воздуха. Охлажденный газ после

преимуществами—малой недорекуперацией и отсутствием предварительной очистки воздуха от CO_2 и H_2O .

Применение только турбинных машин дает возможность достигнуть в одном агрегате очень большой производительности. При изотермическом коэффициенте полезного действия турбокомпрессора 0,65 расход энергии на 1 кг жидкого воздуха может быть снижен до 1,40 квт·ч. При дальнейшем повышении к. п. д. турбокомпрессора расход энергии будет соответственно понижаться.

Кроме упомянутых основных холодильных циклов, существует ряд видоизмененный или комбинаций этих циклов.

Цикл с каскадом детандеров

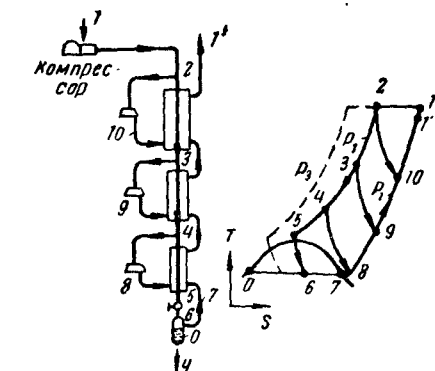


Рис. I-57. Схема цикла с каскадом детандеров

турбодетандера в качестве хладагента направляется в ожижитель и далее в регенераторы (4—1).

В диаграмме $S-T$ линия 3—4 — процесс, реально идущий в турбодетандере, линия 3—4' — процесс, протекающий при $S = \text{const}$.

Ожижаемая доля газа

$$y = \frac{(I_1' - I_2) + (1 - ay)(I_3 - I_4) - q_{0,c}}{I_1' - I_0} \quad (\text{I-82})$$

В идеальных условиях работы цикла $q_{0,c} = 0$ и $I_1' = I_1$.

Коэффициент a учитывает испарение при дросселировании (5—6) жидкости с давления конденсации от атмосферного давления; при 6 ат величина $a = 1,25$.

Турбодетандер, сконструированный и построенный акад. П. Л. Капицей, как показали испытания, имеет технический коэффициент полезного действия более 0,8. Одно колесо турбины позволяет иметь максимальное давление воздуха до турбины около 6 атм, и именно на этом максимальном давлении экономичнее всего работать, имея одноступенчатый турбодетандер. Температура воздуха перед турбодетандером должна быть такой, чтобы воздух после расширения (точка 4) был перегретым на 1—3 град.

По расчетам автора, расход энергии для цикла с турбодетандером, работающим на давлении 6 атм и с коэффициентом полезного действия детандера 0,8, составляет 1,60 квт·ч на 1 кг жидкого воздуха при изотермическом коэффициенте полезного действия компрессора 0,6. При расчете принята недорекуперация 5 град и потери в окружающую среду 2 ккал на 1 м³ перерабатываемого воздуха.

Вследствие применения в цикле только воздуха низкого давления возможно использование регенераторов с присущими им

Используя несколько детандеров на различных температурных уровнях, можно создать холодильный цикл ожижения газа, наиболее близко приближающийся к обратимому. На рис. I-57 дана схема такого цикла с тремя детандерами и изображение цикла в координатах $s-T$. Для рабочих газов, не очень сильно отступающих от идеальных, можно считать в первом приближении, что в каждый детандер должно поступать одинаковое количество газа. Число детандеров в каскаде зависит от степени сжатия газа. С увеличением сжатия число детандеров уменьшается. Возможен вариант цикла с каскадом детандеров, когда ожижаемая доля газа сжимается до более высокого давления p_3 , чем газ, расширяющийся в детандерах с давления p_2 (штриховая линия на рис. I-57). Цикл с каскадом детандеров осуществлен пока при сжижении гелия.

Цикл газовой холодильной машины

Для получения низких температур используют также газовые циклы. На рис. I-58 дана схема такого теоретического цикла. Сжатый в компрессоре газ до давления p_2 охлаждается в холодильнике (2—3), после чего адиабатически расширяется в детандере (3—4) до давления p_1 . Холодный газ направляется в камеру для охлаждения тел и сам нагревается (4—1), после чего вновь адиабатически сжимается в компрессоре (1—2).

Холодильный коэффициент цикла ϵ

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q_2}{AL} = \frac{I_1 - I_4}{(I_2 - I_1) - (I_3 - I_4)} = \\ &= \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4)} = \\ &= \frac{T_1 - T_4}{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) - T_4 \left(\frac{T_3}{T_4} - 1 \right)} \quad (\text{I-83}) \end{aligned}$$

Предполагают, что рабочее вещество цикла близко к свойствам идеального газа. Поскольку

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \\ \epsilon &= \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \\ &= \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \end{aligned} \quad (1-84)$$

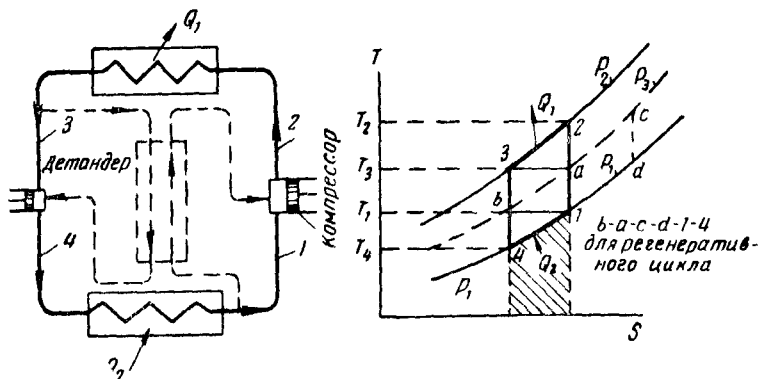


Рис. 1-58. Схема цикла газовой холодильной машины

Газовый холодильный цикл имеет тот существенный недостаток, что холодопроизводительность Q_2 отбирается при переменной температуре (от T_4 до T_1) точно так же, как и при охлаждении с T_2 до T_3 . Поскольку для охлаждения газа до точки 3 необходимо иметь охлаждающую среду с T_3 , а охлаждение требуется вести при температуре не выше T_1 , то соответствующий цикл Карно имел бы холодильный коэффициент $\epsilon_K = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$, т. е. существенно

большой. Для уменьшения степени сжатия газа и тем самым облегчения условий работы можно применить цикл с регенераторами (теплообменниками), расположенными перед детандером, где сжатый газ охлаждается газом, выходящим из камеры перед его поступлением в компрессор. Направление потоков в этом случае (так называемого регенеративного цикла) показано на рис. 1-58 штриховой линией. Затрата работы в регенеративном цикле остается такой же, как и в обычном.

Цикл газовой регенеративной холодильной машины с двумя изотермами и двумя изохорами (машина Филиппса)

На рис. 1-59 представлен цикл машины Филиппса. Между поршнями А (компрессор — так называемая теплая сторона ма-

шины) и В (детандер — так называемая холодная сторона) расположен регенератор R (теплоаккумулирующая масса). Газ из компрессора А поступает в регенератор, в котором охлаждается перед входом в детандер В; при обратном ходе газ нагревается в регенераторе перед поступлением в компрессор А. В цикле осуществляются следующие процессы: I — изотермическое сжатие 1—2 (тепло Q_1 отводится охлаждающей водой); II — изохорное охлаждение 2—3 (при прохождении через регенератор); III — изотермическое расширение 3—4 (тепло Q_2 подводится за счет охлаждения постороннего тела); IV — изохорное нагревание 4—1. Для идеального газа цикл

эквивалентен циклу Карно между изотермами T_0 и T_2 . В изотермических процессах

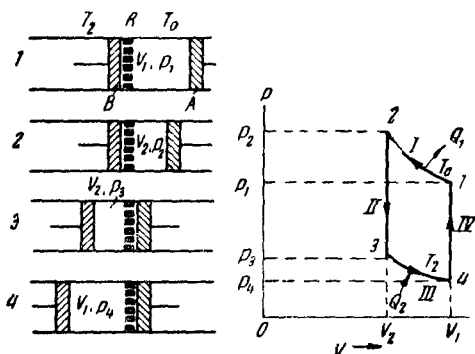


Рис. 1-59. Цикл машины Филиппса

работа эквивалентна теплу. Холодопроизводительность Q_2 равна работе, отведенной в детандере:

$$Q_2 = AL_{\text{дет}} = ART_2 \ln \frac{V_1}{V_2};$$

работа компрессора

$$AL_{\text{комп}} = Q_1 = ART_0 \ln \frac{V_1}{V_2}.$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\epsilon = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{RT_2 \ln \frac{V_1}{V_2}}{R(T_0 - T_2) \ln \frac{V_1}{V_2}} = \frac{T_2}{T_0 - T_2} \quad (1-85)$$

Практически в машине Филиппа осуществлены не периодические передвижения поршня, а обычные гармонические колебательные движения. Для возможно более близкого приближения к идеальному циклу кривошипный поршней компрессора и детандера расположены под определенным углом. На рис. 1-60 можно видеть расхождение между периодическим (для идеального цикла) и гармоническим перемещением поршней. Обычно в качестве рабочего вещества используется водород или гелий с перепадом давления 2—2,5 (35 атм на 16 атм).

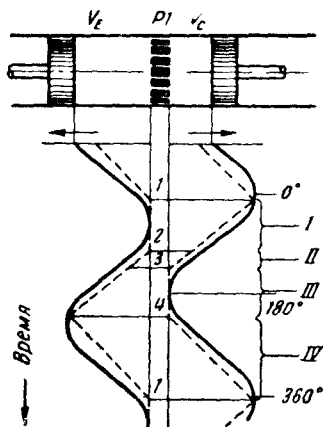


Рис. 1-60. Характеристика машины Филиппа с гармоническим и периодическим движением поршней (штриховые линии — периодическое движение, сплошные — гармоническое движение). Обозначение 1—4 и I—IV те же, что и на рис. 1-59 (V_E — детандер; $PГ$ — регенератор; V_c — компрессор)

На рис. 1-61 дана характеристика малой машины Филиппа. Как видно из рисунка, максимальный к. п. д. машина имеет при -150°C . Машина Филиппа дает возможность очень просто получать жидкий воздух путем конденсации окружающего воздуха на обребренной головке детандера. В сочетании с ректификационной колонной можно получить также и жидкий азот. Малые машины дают 5 л жидкого воздуха в час, более крупные 30 л/ч и в последних моделях — до 400 л/ч. Удельный расход энергии составляет около 1 кВт·ч на 1 кг жидкого воздуха.

В последнее время при низких температурах работают электронные приборы (ла-

зеры, инфракрасные детекторы). Охлаждение требуется непрерывное, но с ничтожно малой холодопроизводительностью (несколько десятых ватта). В США были разработаны оригинальные конструкции миниатюрных холодильных машин с использованием для охлаждения изотропиче-

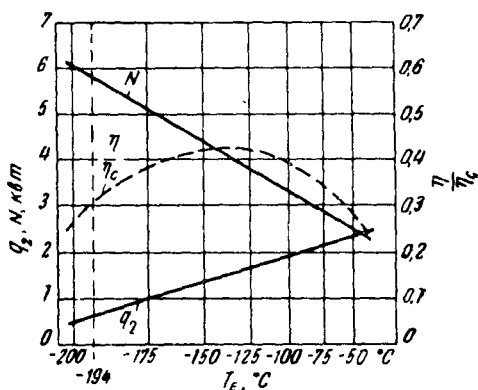


Рис. 1-61. Характеристика машины Филиппа (q_2 — холодопроизводительность машины, кВт; N — мощность, кВт; η/η_c — степень обратимости)

ского расширения. Размеры такого холодильного устройства очень малы: длина около 51 мм, диаметр 6 мм. В качестве рабочего вещества используется сжатый водород или гелий, поступающий от постороннего источника.

Термодинамический цикл
вихревой трубы (эффект Ранка)

С помощью вихревого эффекта можно осуществить своеобразный термодинамический цикл, в котором одновременно получаются холодный и нагретый потоки газа.

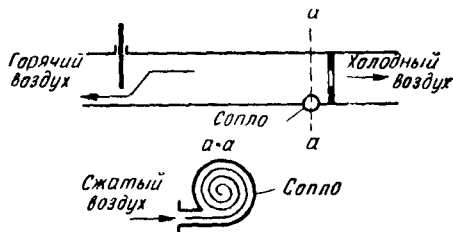


Рис. 1-62. Схема вихревой трубы

Тангенциально по отношению к внутренней поверхности трубы установлено сопло (рис. 1-62). Около сопла расположена диафрагма. Поток сжатого воздуха, пройдя сопло, завихряется. Через отверстие диафрагмы выходит охлажденный воздух, а через вентиль (слева) нагретый. Обычно холодный поток составляет 30—40% от общего количества воздуха. Понижение температуры холодного потока при начальном давлении 5—8 атм может достигать 30—40 град, что соответствует промежуточному значению, наблюдаемому при

дросселировании и изоэнтропном расширении. По расчетам, основанным на опытных данных, степень обратимости цикла вихревой трубы как холодильной машины составляет 0,8—1,6%. Явления, протекающие в вихревой трубе, исследованы недостаточно.

Охлаждение с помощью эффекта Пельтье

Работы акад. А. Ф. Иоффе и его сотрудников показали возможность использования эффекта Пельтье для получения низких температур с помощью полупроводниковых термоэлементов. На таких элементах можно достичь охлаждения до минус 60 — минус 80 °С. Метод требует дальнейшего совершенствования.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. С. Жуковский. Техническая термодинамика, 3-е изд., Гостехиздат, 1952.
2. Б. Ф. Додж. Химическая термодинамика, пер. с англ. ИЛ, 1950.
3. В. В. Сушков. Техническая термодинамика, 5-е изд. Госэнергоиздат, 1953.
4. А. С. Ястржембский. Техническая термодинамика, 7-е изд. Госэнергоиздат, 1953.
5. М. П. Малков, И. Б. Даилов, А. Г. Зельдович, А. Б. Фрадкин. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения. Госэнергоиздат, 1963.
6. С. Я. Герш. Глубокое охлаждение, ч. I. Термодинамические основы ожижения и разделения газов, 3-е изд. Госэнергоиздат, 1957; ч. II. Конструкции машин и аппаратов, тепловые расчеты, описание установок глубокого охлаждения, 3-е изд. Госэнергоиздат, 1960.
9. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения, под. ред. В. И. Епифановой и А. С. Аксельрода. Машиностроение, 1964.
12. П. Л. Капица. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для ожижения воздуха. ЖТФ, т. 9, вып. 2, 1959.
13. Холодильная техника. Энциклопедический справочник, кн. I. Техника производства искусственного холода. Госторгиздат, 1960.
14. Л. М. Розеифельд, А. Г. Ткачев. Холодильные машины и аппараты, 2-е изд. Госторгиздат, 1960.
15. Вопросы глубокого охлаждения. Сб. переводных статей под ред. М. П. Малкова. Изд-во «Мир», 1964.
16. Физика низких температур, пер. с англ., т. 14, 15. ИЛ, 1959.

Глава II

Схемы и аппараты блоков разделения воздуха

1. Выбор схемы воздухоразделительной установки

Принципиальную схему установки для разделения воздуха выбирают в зависимости от ее назначения и мощности.

Характеристика типовых принципиальных схем наиболее распространенных установок приведена в табл. II-1.

Для малых установок обычно выбирают наименее простую схему, требующую не слишком сложного оборудования. Удельный расход энергии в таких установках имеет подчиненное значение и обычно превышает минимально возможный.

При проектировании крупных установок стремятся достичь минимального расхода энергии, усложняя схемы, если это требуется.

Разработка принципиальной схемы воздухоразделительной установки сводится к выбору технологической схемы разделения и схемы холодильного цикла. Схема разделения включает в себя способ ректификации воздуха и способ подготовки воздуха к ректификации: сжатие и охлаждение до состояния насыщения. В схеме холодильного цикла выбирают способ получения холода, необходимого для работы установки.

В большинстве воздухоразделительных установок схемы разделения и холодильного цикла в той или иной мере переплетаются и дополняют одна другую.

Установки для получения газообразных продуктов разделения

В малых установках, перерабатывающих до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, обычно для разделения применяют колонну однократной ректификации.

Холодильный цикл — простое дросселирование перерабатываемого в колонне воздуха. Схема установки, предназначенной для получения кислорода, изображена на рис. II-1. Для получения азота колонну 2 заменяют колонной 3, изображенной на том же рисунке. Рабочее давление такой установки составляет $90\text{--}100 \text{ ат}^*$.

В установках, перерабатывающих свыше $180\text{--}200 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, для разделения при-

* В этой главе, когда это не оговорено, через ат или кг/см^2 обозначено абсолютное давление.

ТАБЛИЦА III ХАРАКТЕРИСТИКИ ТИПОВЫХ СХЕМ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Назначение установки	Количество перерабатываемого воздуха, м³/ч (при 20 °С, 760 мм рт. ст.)	Холодильный цикл	Избыточное давление получаемых продуктов кг/см²	Избыточное рабочее давление холодильного цикла кг/см²	Ректификация	Рисунок
Для получения газообразного кислорода или азота	До 100	Высокого давления, с дросселированием	0,05	90—100	Однократная*4	II-1
	180—200	То же	0,05	50—60	Двукратная	II-2
			150	90—100		II-3
	8·0	Среднего давления, с детандером	0,05	16—30	»	II-4
			150	50		
	1500—6000	Двух давлений, с детандером	0,05	120—140*3	»	II-5
	15000—20000	Двух давлений, с аммиачным охлаждением и турбодетандером	0,05	160—200*3	»	II-6
	8000—300000	Низкого давления, с турбодетандером	0,05	4,5—5,5		II-7
Для получения жидкого кислорода или азота L*1	100—150	Высокого давления, с дросселированием	0,05	200—220	Однократная*4	II-1
То же*2	7000—8000	Высокого давления с детандером	0,05	160—220	Двукратная	II-4

*1 Выход жидких продуктов составляет 5—7% от количества перерабатываемого воздуха.

*2 Выход жидких продуктов достигает 20% от количества перерабатываемого воздуха.

*3 Избыточное давление воздуха низкого давления, направляемого на разделение, равно 5,5—6 кг/см².

*4 В некоторых установках для получения кислорода применяют двукратную ректификацию.

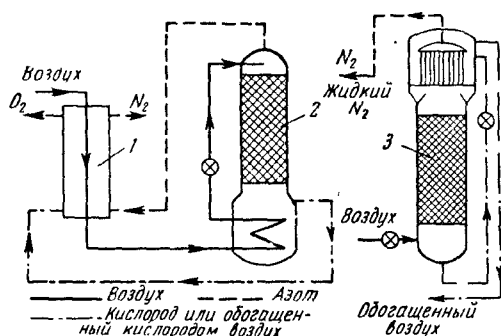


Рис. II-1. Схема установки с дросселированием и колонной однократной ректификации: 1—теплообменник; 2—колонна для получения жидкого или газообразного кислорода; 3—колонна для получения жидкого или газообразного азота

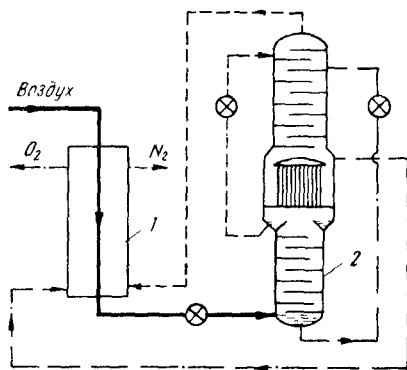


Рис. II-2. Схема установки с дросселированием и колонной двукратной ректификации (обозначения см. рис. II-1): 1—теплообменник; 2—колонна

меняют колонну двукратной ректификации (рис. 11-2). Для получения холода обычно используется, как и для малых установок, простое дросселирование. Рабочее давление установки производительностью 180 м³/ч воздуха составляет 50—60 ат. При получении кислорода из аппарата под давлением до 150 ат (при помощи насоса жидкого кислорода, рис. 11-3) рабочее давление перерабатываемого воздуха повышается до 90—100 ат.

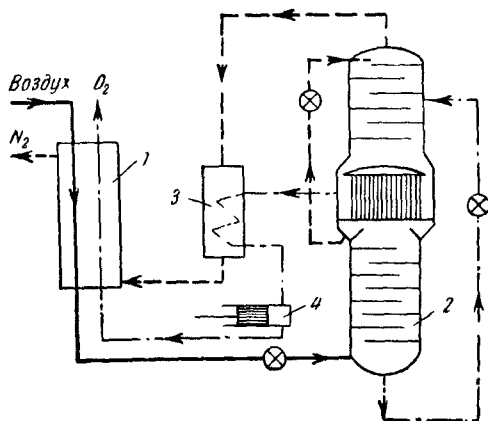


Рис. 11-3. Схема установки с дросселированием и насосом жидкого кислорода (обозначения см. на рис. 11-1): 1—теплообменник; 2—колонна; 3—переохладитель жидкого кислорода; 4—насос

При дальнейшем повышении производительности установок, вырабатывающих газообразные продукты разделения, для получения холода начинают применять цикл среднего давления с поршневым детандером (рис. 11-4). Это позволяет снизить рабочее

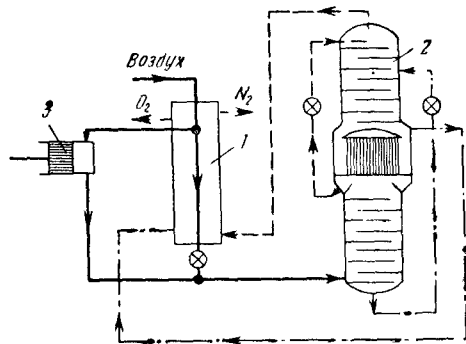


Рис. 11-4. Схема установки с поршневым детандером: 1—теплообменник; 2—колонна; 3—детандер

давление перерабатываемого воздуха при получении продуктов разделения при атмосферном давлении до 16—30 ат, при получении кислорода под давлением — до 50 ат.

В установках, перерабатывающих от 1500 до 20 000 м³/ч воздуха, применяют схемы двух давлений, в которых большая часть воздуха сжимается только до давления, необходимого для процесса разделения.

Остальной воздух компримируется до давления холодильного цикла.

Для получения холода применяют различные холодильные циклы. Например, на рис. 11-5 изображена установка двух давлений с холодильным циклом высокого давления, с поршневым детандером.

Для охлаждения и очистки воздуха от влаги и двуокиси углерода, поступающего на разделение, применены регенераторы. Воздух холодильного цикла также участвует в процессе разделения.

Давление воздуха, направляемого на разделение, составляет 5,5—6 ат, давление воздуха холодильного цикла 120—140 ат при нормальной работе и 200—220 ат при пуске установки.

При производительности установки свыше 6000 м³/ч воздуха появляется возможность применить турбокомпрессор для сжатия воздуха, перерабатываемого установкой. При производительности 15 000—20 000 м³/ч в схему вводят турбодетандер, вырабатывающий часть холода, необходимого для работы установки.

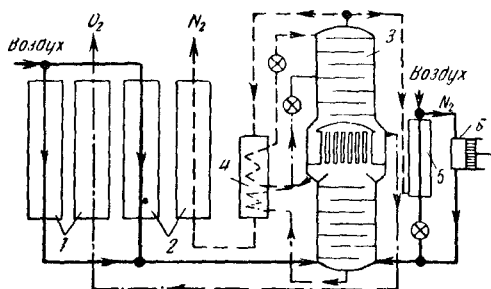


Рис. 11-5. Схема установки двух давлений с холодильным циклом высокого давления, с поршневым детандером:

1—кислородные регенераторы; 2—азотные регенераторы; 3—колонна; 4—переохладитель жидкости; 5—теплообменник; 6—детандер

На рис. 11-6 изображена схема установки с регенераторами, дроссельным холодильным циклом высокого давления с аммиачным охлаждением, а также с турбодетандером, в котором расширяется азот, отводимый из под крышки конденсатора.

Крупные установки, перерабатывающие 25 000—30 000 м³/ч воздуха для получения технологического кислорода, работают по схеме одного низкого давления (рис. 11-7).

Необходимый холод создается в турбодетандере, в который отводится часть перерабатываемого установкой воздуха. После расширения этот воздух вводится в верхнюю колонну разделительного аппарата. Рабочее давление такой установки составляет 5,5—6,5 ат. В турбодетандере расширяется 22—28% перерабатываемого воздуха.

Воздух, направляемый в турбодетандер, подогревается в результате смешения с воздухом, отведенным из середины регенератора и очищенным от двуокиси углерода в адсорбере.

Рис. II-6. Схема установки двух давлений с аммиачным охлаждением воздуха высокого давления, с турбодетандером:

1—кислородные регенераторы; 2—азотные регенераторы; 3—колонна; 4—переохладитель жидкости; 5—предварительный теплообменник; 6—аммиачный теплообменник; 7—основной теплообменник; 8—детандерный теплообменник; 9—турбодетандер

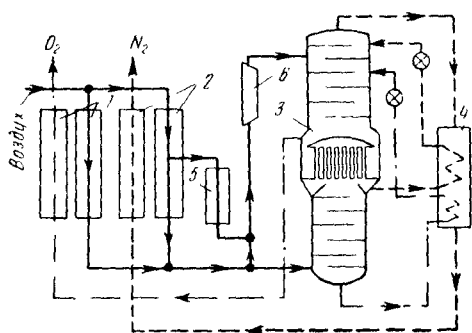
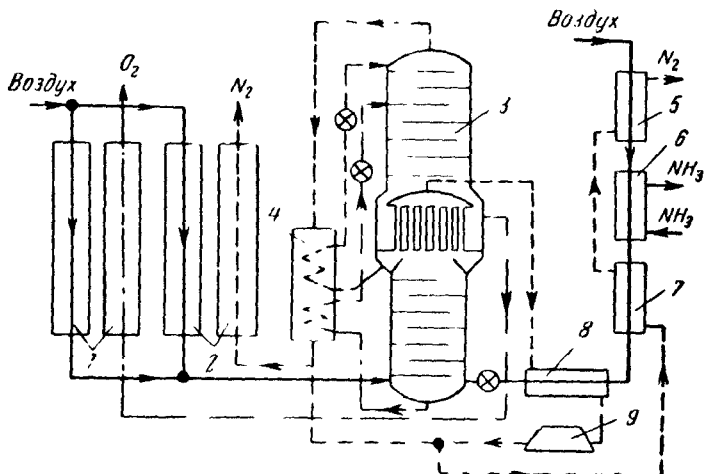


Рис. II-7. Схема установки одного низкого давления:

1—кислородные регенераторы; 2—азотные регенераторы; 3—колонна; 4—переохладитель жидкости; 5—адсорбер углекислоты; 6—турбодетандер

Установки для получения жидкого кислорода или жидкого азота

Установки, предназначенные для получения жидких продуктов разделения воздуха, должны обладать более мощным холодильным циклом, чем установки, вырабатывающие газообразные продукты.

Малые установки производительностью до $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ перерабатываемого воздуха, предназначенные главным образом для лабораторных целей, обычно работают по циклу высокого давления с дросселированием. Схема такой установки аналогична изображенной на рис. II-1. Эти установки работают при давлении $200\text{--}220 \text{ ат}$, количество получаемой жидкости обычно не превышает $5\text{--}7\%$ от количества перерабатываемого воздуха.

Для повышения экономичности установок при увеличении их производительности в холодильный цикл включают аммиачное или фреоновое предварительное охлаждение или вводят поршневой детандер.

В СССР установки с аммиачным охлаждением большого распространения не получили. Большинство установок производительностью $7000\text{--}8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ перерабатываемого воздуха ($1600\text{--}1800 \text{ кг}/\text{ч}$ жидких продуктов разделения) работает по циклу высокого давления с поршневым детандером, аналогично изображенному на рис. II-4. Рабочее давление составляет $160\text{--}220 \text{ ат}$, воздух расширяется в детандере при спаде давления со $160\text{--}220 \text{ ат}$ до 6 ат , выход жидкости достигает 20% от количества перерабатываемого воздуха.

В мощных установках производительностью свыше $3000 \text{ кг}/\text{ч}$ жидкого кислорода применяют цикл среднего давления ($30 \text{ кг}/\text{см}^2$) со сжатием перерабатываемого воздуха турбокомпрессорами и расширением в турбодетандерах с 30 до $0,3\text{--}0,5 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Типовые принципиальные схемы, введенные в табл. II-1, наиболее распространены. Выбор схемы или разработка новой схемы должны вытекать из технико-экономического анализа схемы. При этом необходимо учитывать удельный расход электроэнергии и себестоимость получаемых продуктов, объем капитальных затрат, простоту и надежность работы установки.

2. Материально-тепловой баланс блока разделения воздуха

Основные параметры

Внешний материальный и тепловой балансы блока разделения воздуха определяют основные материальные потоки, рабочие давления и условия работы аппаратов, входящих в блок разделения. Чтобы составить материально-тепловой баланс, необходимо принять ряд основных параметров работы установки.

Состав продуктов разделения

Состав (концентрация) основного продукта разделения первой фракции обусловлен назначением установки. Состав второй фракции зависит от состава первой фракции, выбранной схемы и связанных с нею условий ректификации. Примерные составы продуктов разделения для наиболее распространенных установок приведены в табл. II-2.

для некоторых потоков. Так, например, при расчете установок с аммиачным охлаждением задаются температурой испарения аммиака (обычно -50°C) и температурой воздуха после аммиачного теплообменника (около -45°C).

Температуру воздуха после расширения в турбодетандере обычно принимают на $1-3^{\circ}\text{град}$ выше температуры насыщенного пара воздуха.

ТАБЛИЦА II-2 ПРИМЕРНЫЕ СОСТАВЫ ПРОДУКТОВ РАЗДЕЛЕНИЯ

Основной продукт	Агрегатное состояние	Ректификация	Состав, %		Примечание
			O ₂	N ₂	
Технический кислород	Газ	Однократная	99,5—99,6	7—8	Малые установки лабораторного типа Средние и крупные установки
	Жидкость		99,5—99,6	7—8	
	Газ	Двукратная	99,5—99,6	2—3	
	Жидкость		99,5—99,6	3—4	
Технологический кислород	Газ	Двукратная с отводом азота в турбодетандер или с вводом воздуха, прошедшего турбодетандер, в верхнюю колонну	95—98	2—5	Крупные установки
Чистый азот	Газ	Однократная	36—38	0,1—0,002	» »
	Жидкость	Двухкратная	73—74*	1—0,5	
	Газ		92—94	0,1—0,002	
Технический кислород и чистый азот	Кислород-газ или жидкость	Двукратная с выведением аргоновой фракции То же, с колонной «сырого» аргона	99,5—99,6	0,01—0,05	В аргоновой фракции 80% O ₂ Состав «сырого» аргона 80—90% Ar
	Азот-газ		99,5—99,6	0,5—1,0	

* Состав продуктов разделения уточняется по результатам теплового баланса (см. ниже).

Температуры, которыми задаются при составлении баланса

Температура воздуха, поступающего в блок разделения, зависит от условий охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре, ее обычно принимают на $5-7^{\circ}\text{град}$ выше температуры охлаждающей воды. В установках, предназначенных для работы в умеренном климате, использующих обратную воду, начальную температуру воздуха перед блоком разделения принимают равной $+30^{\circ}\text{C}$.

При составлении теплового баланса приходится задаваться также температурами

При расчете установок с теплообменником-ожижителями температуру выходящего из ожижителя воздуха принимают равной $+2-5^{\circ}\text{C}$.

Разность температур в теплообменных аппаратах

Разность температур на теплых концах теплообменных аппаратов определяет величину потерь холода от недорекуперации, поэтому эту разность температур следует принимать возможно меньшей. Слишком малая разность температур приводит к увеличению поверхности и массы теплообменной аппаратуры, что связано с увеличением

ТАБЛИЦА 11-3 РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР НА ТЕПЛОМ КОНЦЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Рабочий цикл установки		Аппарат	Разность температур, град
основной	модификация		
Высокого давления с дросселированием	Без аммиачного охлаждения	Основной теплообменник	3—5
	С аммиачным охлаждением	Предварительный теплообменник	5—10
		Основной теплообменник	3—5
Среднего давления с поршневым детандером	Температура воздуха на входе в детандер от -30 до -40°C	Предварительный теплообменник	8—12
	Температура воздуха на выходе из детандера близка к температуре насыщения	Основной теплообменник	5—8
Высокого давления, с поршневым детандером	Температура воздуха на входе в детандер $+30^{\circ}\text{C}$	То же	12—14
	Температура воздуха на входе в детандер от $+3$ до -30°C	Предварительный теплообменник	2—5
Двух давлений	С регенераторами и аммиачным охлаждением	Регенераторы	3—5
		Предварительный теплообменник	5—10
		Основной теплообменник	3—5
	С теплообменниками и аммиачным охлаждением	Предварительный теплообменник для воздуха низкого давления	10—15
		Основной теплообменник для воздуха низкого давления	10—12
		Предварительный теплообменник для воздуха высокого давления	5—10
		Основной теплообменник для воздуха высокого давления	3—5
	С регенераторами и поршневым детандером	Регенераторы	3—5
		Основной теплообменник для воздуха высокого давления	12—15
Одного низкого давления	—	Регенераторы	3—5
		Змеевики вывода чистых продуктов в насыпных регенераторах	4—8
		Теплообменники обратного ввода петлевого воздуха	8—12

потерь холода в окружающую среду и потерь вследствие гидравлических сопротивлений в теплообменниках.

Обычно принимаемые величины для разности температур в зависимости от типа аппаратов приведены в табл. 11-3.

Если известно давление в верхней колонне и заданы концентрации продуктов разделения в верхней и нижней колоннах, давление в нижней колонне зависит от разности температур в конденсаторе. Эта разность температур обычно составляет 2,5—3,5 град (без

учета температурной депрессии, обусловленной давлением столба жидкости в конденсаторе).

Потери холода в окружающую среду

Удельные потери холода в окружающую среду зависят от мощности установки, перерабатываемой воздух:

Мощность установки м ³ /ч	Потери холода ккал/м ³	Мощность установки м ³ /ч	Потери холода ккал/м ³
180	3	30 000	1,1
800	2	75 000	1
1500	1,5	200 000	0,8
6000	1,3		

Гидравлические сопротивления аппаратов

При высоких скоростях газа в теплообменных аппаратах увеличиваются коэффициенты теплопередачи и уменьшается масса этих аппаратов. Наряду с этим увеличивается и гидравлическое сопротивление, что (особенно в установках, работающих по циклу двух давлений или по циклу одного низкого давления) повышает удельный расход энергии.

Гидравлические сопротивления аппаратов, принимаемые при составлении материально-теплового баланса установки, даны в табл. II-4.

ТАБЛИЦА II-4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТОВ

Холодильный цикл	Аппарат	Поток	Гидравлическое сопротивление Δp мм вод. ст.
Высокого или среднего давления	Основной теплообменник	N ₂	2000—3000
		O ₂	1500—2000
	Предварительный теплообменник	N ₂	1500—2000
		O ₂	1000—1500
Двух давлений или одного низкого давления	Регенераторы	N ₂	800—1200
		O ₂	600—800
		Воздух	500—700
	Органы переключения регенераторов и коммуникаций	N ₂	500—1000
		O ₂	500—1000
	Основной теплообменник	N ₂	600—800
		O ₂	600—800
	Предварительный теплообменник	N ₂	200—300
Любой	Переохладители кубовой жидкости, жидкого азота, жидкого кислорода	N ₂	400—600
	Верхняя колонна	Смесь N ₂ + O ₂	1000—1200
	Одна тарелка колонны		25—35
	Нижняя колонна		600—800
	Избыточное давление на выходе из аппарата	Производственный газообразный O ₂ или N ₂	300—500

При наличии аргонной колонны или дополинительного блока для извлечения криптона или чистого кислорода потери холода увеличиваются на 10—15%.

Правильная оценка потерь холода особенно важна для установок, предназначенных для получения газообразных продуктов разделения и работающих по циклу одного низкого давления, так как эти установки обладают минимальным резервом холодопроизводительности.

Коэффициенты полезного действия машин

Адиабатный к. п. д. детандеров необходим для составления теплового баланса и может быть выбран по данным табл. II-5.

Изотермический к. п. д. компрессоров, необходимый для определения удельного расхода энергии, принимают равным: для поршневых компрессоров $\eta_{из} = 0,60—0,67$, для турбокомпрессоров $\eta_{из} = 0,56—0,65$.

ТАБЛИЦА 11-5 АДИАБАТНЫЙ К. П. Д. ДЕТАНДЕРОВ

Тип машины	Производительность м³/ч	Пределы расширения ¹ , кг/см²		К. п. д.
		от	до	
Поршневой детандер: высокого давления	—	200	6—3,5	0,74—0,78
среднего давления	—	30	6	0,62—0,68
Турбодетандер: одноступенчатый	<1000 и >1500	6	1,2	0,65—0,7
		6	1,2	0,72—0,8
двухступенчатый	>5000	30	1,2	0,78—0,81

¹ Давление абсолютное.**Потери сжатого воздуха**

Потери воздуха на продувки для компрессоров высокого давления составляют 3—5%, для компрессоров низкого давления 1—2%. Потери воздуха при переключении регенераторов, если имеются перепускные клапаны, составляют 3—5%, без перепускных клапанов 5—8% (для периода переключения регенераторов 3 мин).

Внешний материальный баланс

Внешний материальный баланс составляют на 1 м³ или 1 моль перерабатываемого воздуха. При составлении баланса приняты следующие обозначения:

- B — количество перерабатываемого воздуха, м³;
 K — количество получаемого кислорода, м³;
 A — количество азота, м³;
 Φ — количество выводимой фракции, м³;

- X_B, X_K, X_A, X_Φ — объемное содержание азота, %;
 Y_B, Y_K, Y_A, Y_Φ — объемное содержание аргона, %;
 Z_B, Z_K, Z_A, Z_Φ — объемное содержание кислорода, %.

При расчете установок, предназначенных для разделения на две фракции, содержащийся в воздухе аргон относят к азоту и воздух рассматривают как бинарную смесь.

Для установок, на которых получают газобразные продукты разделения, определяемым является количество продуктов. При

заданной концентрации основного продукта и выбранной из табл. 11-2 концентрации отбросного газа составляют материальный баланс газовых потоков.

По воздуху

$$B = A + K, \quad (11-1)$$

по азоту

$$BX_B = AX_A + KX_K, \quad (11-2)$$

отсюда

$$K = B \frac{X_A - X_B}{X_A - X_K}. \quad (11-3)$$

Для установок, на которых получают жидкий кислород или жидкий азот, количество продукта определяют из теплового баланса (см. ниже), а в материальном балансе определяемой величиной служит концентрация отбросного газа.

При выработке жидкого кислорода

$$X_A = \frac{BX_B - KX_K}{B - K}. \quad (11-4)$$

При выработке жидкого азота

$$X_K = \frac{BX_B - AX_A}{B - A}. \quad (11-5)$$

Если рассматривать воздух как трехкомпонентную смесь, содержащую азота X_B , аргона Y_B и кислорода Z_B , то в этом случае даже при разделении на две фракции нельзя задаваться полным составом обеих фракций. Состав фракций тогда связан уравнением

$$\frac{X_B - X_A}{X_K - X_A} = \frac{Y_B - Y_A}{Y_K - Y_A}. \quad (11-6)$$

Объемное содержание третьего компонента, дополняющего состав фракций до 100%, определяют по разности.

Уравнение (11-6) связывает четыре величины, тремя из которых задаются, а четвертую вычисляют.

Воздух разделяют на три фракции: а) при получении чистого кислорода и чистого азота с выводом аргоновой фракции; б) при получении кислорода или азота с извлечением «сырого» аргона; в) при одновременном получении технологического и технического кислорода; г) при одновременном получении кислорода и части азота высокой чистоты (остальное — отбросный азот пониженной чистоты).

Если воздух рассматривается как бинарная смесь, то для составления материального баланса необходимо задаваться полным составом всех трех фракций и количеством одной из них. Тогда количество остальных фракций может быть вычислено из следующих уравнений:

$$B = K + A + \Phi; \quad (11-7)$$

$$K = B \frac{X_A - X_B}{X_A - X_K} - \Phi \frac{X_A - X_\Phi}{X_A - X_K}. \quad (11-8)$$

$$A = B \frac{X_K - X_B}{X_K - X_A} - \Phi \frac{X_K - X_\Phi}{X_K - X_A}; \quad (\text{II-8a})$$

$$\Phi = B \frac{X_A - X_B}{X_A - X_\Phi} - K \frac{X_A - X_K}{X_A - X_\Phi}. \quad (\text{II-8б})$$

В том случае, когда по условиям расчета воздух рассматривают как трехкомпонентную смесь, для составления материального баланса необходимо задаться количеством и полным составом одной из фракций, полным составом второй фракции и содержанием одного из компонентов в третьей фракции.

Материальный баланс составляют в такой последовательности. Находят сумму количеств двух неизвестных фракций:

$$B' = B - \Phi, \quad (\text{II-9})$$

где Φ — фракция, количество и состав которой известны.

Находят состав B' :

$$X_{B'} = \frac{BX_B - \Phi X_\Phi}{B - \Phi} = \frac{BX_B - \Phi X_\Phi}{B'}; \quad (\text{II-10})$$

$$Y_{B'} = \frac{BY_B - \Phi Y_\Phi}{B - \Phi} = \frac{BY_B - \Phi Y_\Phi}{B'}. \quad (\text{II-11})$$

По уравнению (II-6) определяют состав фракции, в которой известен всего один компонент и по уравнению (II-3) — количество каждой из двух фракций. В этих уравнениях вместо B подставляют B' и вместо X_B и Y_B значения $X_{B'}$ и $Y_{B'}$.

Необходимо помнить, что составы фракций, возможные с точки зрения материального баланса, не всегда возможны с точки зрения процесса ректификации. Поэтому задаваться составом фракций следует с учетом данных табл. II-2 (стр. 66).

Тепловой баланс

При расчете приняты следующие обозначения:

- B — общее количество перерабатываемого воздуха, м^3 ;
- $B_{\text{дет}}$ — количество воздуха, направляемого в детандер, м^3 ;
- $B_{\text{др}}$ — количество воздуха, направляемого в дроссель, м^3 ;
- $B_{\text{нд}}$ — количество воздуха низкого давления, м^3 ;
- $B_{\text{в.д}}$ — количество воздуха высокого давления, м^3 ;
- $\Delta i_{\text{др}}$ — дроссель-эффект — изменение теплосодержания в результате изотермического сжатия, ккал/кг ;
- $h_{\text{ад}}$ — адиабатный эффект — понижение теплосодержания при адиабатном расширении, ккал/кг ;
- η — адиабатный к. п. д. детандера;
- $q_{\text{пот}}$ — потери холода в окружающую среду, ккал/м^3 ;
- $\Delta t_{\text{т}}, \Delta t_{\text{р}}$ — разность температур на теплохвосте теплообменника, регенератора, $^{\circ}\text{C}$;

c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении, ккал/кг ;

i_p^T — энтальпия газа при давлении p и температуре $T^{\circ}\text{C}$, ккал/кг ;

ρ — плотность газа при 0°C и $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$, кг/м^3 ;

i_p', i_p'' — энтальпии жидкости и насыщенного пара, ккал/кг .

Цикл высокого давления с дросселированием (рис. II-8)

В установках для получения газообразных продуктов разделения определяемой величиной является рабочее давление цикла.

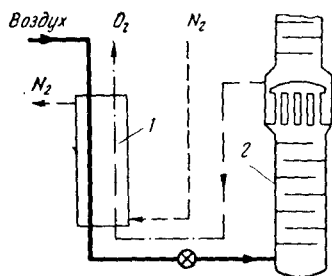


Рис. II-8. Цикл высокого давления с дросселированием воздуха: 1 — теплообменник; 2 — колонка

Холодопроизводительность используется для покрытия потерь холода от недорекуперации обратных газов и в окружающую среду. Уравнение теплового баланса:

$$B_{\text{рв}} \Delta i_{\text{др}} = A_{\text{р}} c_{\text{рА}} \Delta t_{\text{А}} + K_{\text{рК}} c_{\text{рК}} \Delta t_{\text{К}} + B q_{\text{пот}}, \quad (\text{II-12})$$

где $\Delta t_{\text{А}}, \Delta t_{\text{К}}$ — разность температур на теплых концах азотного и кислородного теплообменников.

При $\Delta t_{\text{К}} = \Delta t_{\text{А}} = \Delta t$, учитывая, что для двухатомных газов объемные теплоемкости при 1 атм равны, получим

$$\rho_{\text{А}} c_{\text{рА}} = \rho_{\text{К}} c_{\text{рК}} = \rho_{\text{В}} c_{\text{рВ}} = 0,313 \text{ ккал/м}^3.$$

После преобразования

$$B_{\text{рв}} \Delta i_{\text{др}} = B (\rho_{\text{В}} c_{\text{рВ}} \Delta t + q_{\text{пот}}). \quad (\text{II-13})$$

Из уравнения (II-12) или (II-13) при принятом начальном температурном уровне T_1 определяют $\Delta i_{\text{др}}$, затем находят энтальпию воздуха высокого давления на входе в установку:

$$i_p^T = i_1^T - \Delta i_{\text{др}}. \quad (\text{II-14})$$

По этой энтальпии из соответствующих диаграмм находят рабочее давление цикла. В установках с жидкостным насосом, в которых из блока разделения газообразный кислород отбирают под высоким давлением, к потерям холода от недорекуперации и в окружающую среду прибавляют дополнительные потери холода, связанные с работой насоса $Q_{\text{нас}}$.

Эти потери холода равны

$$Q_{\text{нас}} = K_{p_K} \left(AL + \frac{q_{\text{нас}}}{p_K} + \Delta i_{\text{др.к}} \right), \quad (\text{II-15})$$

Работа, затрачиваемая на перекачивание жидкости,

$$AL = A p_K v, \quad (\text{II-16})$$

где p_K — давление кислорода, кг/м^2 ;

v — удельный объем жидкости, м^3 ;

A — тепловой эквивалент механической работы, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{м})$ ($A_T = \frac{1}{427}$):

$q_{\text{нас}}$ — приток тепла из окружающей среды через механизм насоса, ккал/м^3 , который обычно принимают 0,8—1,0 ккал/м^3 ;

$\Delta i_{\text{др.к}}$ — дроссель-эффект для сжатого кислорода, ккал/кг .

Уравнение теплового баланса установки с жидкостным насосом:

$$B p_B \Delta i_{\text{др}} = A p_A c_{p_A} \Delta t_A + K_{p_K} c_{p_K} \Delta t_K + B q_{\text{пот}} + Q_{\text{нас}} \quad (\text{II-17})$$

при $\Delta t_A = \Delta t_K = \Delta t$

$$B p_B \Delta i_{\text{др}} = B (p_B c_{p_B} \Delta t + q_{\text{пот}}) + Q_{\text{нас}}. \quad (\text{II-18})$$

Определяемой величиной является рабочее давление цикла.

Разность температур на теплом конце кислородной секции теплообменника Δt_K принимают в зависимости от конструкции теплообменника.

Для теплообменника типа «труба в трубе»

$$\Delta t_K = \Delta t_A = 3 - 5 \text{ град.}$$

Если кислород нагревают в отдельных трубах (теплопередача «через азот»), то

$$\Delta t_K = \Delta t_A + (5 - 7 \text{ град}).$$

В установках, вырабатывающих жидкий кислород, определяемой величиной является количество получаемого кислорода. Уравнение теплового баланса:

$$B p_B \Delta i_{\text{др}} = A p_A c_{p_A} \Delta t_A + K_{p_K} (i_{p_1}^{T_1} - i_{p_1}') + B q_{\text{пот}} = B p_B c_{p_B} \Delta t_A + K_{p_K} \times (i_{p_1}^{T_1 - \Delta t_A} - i_{p_1}') + B q_{\text{пот}}. \quad (\text{II-19})$$

При использовании в цикле высокого давления предварительного аммиачного охлаждения, чтобы составить тепловой баланс, дроссель-эффект $\Delta i_{\text{др}}$ берут при температуре выхода воздуха из аммиачного теплообменника, а разность температур — на выходе из основного теплообменника.

Цикл среднего давления с детандером (рис. II-9)

Уравнение теплового баланса:

$$B p_B \Delta i_{\text{др}} + B_{\text{дет}} p_B h_0 \eta = B (p_B c_{p_B} \Delta t + q_{\text{пот}}). \quad (\text{II-20})$$

У цикла среднего давления имеются две модификации: с низкотемпературным поршневым детандером и с детандером на повышенном температурном уровне.

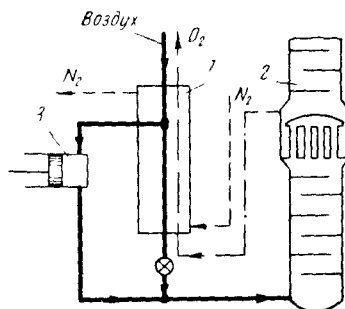


Рис. II-9. Цикл с поршневым детандером: 1 — теплообменник; 2 — колонна; 3 — детандер

При решении уравнения теплового баланса для цикла с низкотемпературным детандером необходимо задаться. 1) температурой после детандера, которую принимают на 3—5 град выше температуры насыщения воздуха при избыточном давлении в нижней колонне $p = 6 \text{ кг/см}^2$; 2) количеством детандерного воздуха $B_{\text{дет}}$, которое может быть принято равным 0,8—0,9 B ; 3) рабочим давлением, которое находят методом последовательных приближений или графически для определения, при каком давлении холодопроизводительность установки равна ее холодопотреблению.

При расчете цикла с детандером на повышенном температурном уровне следует принять: 1) температуру воздуха перед детандером (цикл получается тем экономичнее, чем ниже эта температура; из условий работы смазки данную температуру обычно принимают не ниже -45°C); 2) количество воздуха, направляемого на детандер, которое ограничивается возможностью передачи тепла в теплообменнике; для определения количества воздуха $B_{\text{дет}}$ необходимо задаться минимальной разностью температур в теплообменнике, которая получается в точке начала конденсации воздуха (сечение 5—6 на рис. II-10); эту разность обычно принимают $\Delta t_{\text{мин}} \approx 5 \text{ град}$; тогда при выбранном давлении количество детандерного воздуха $B_{\text{дет}}$ может быть определено из уравнения теплового баланса для зоны теплообменника до участка начала конденсации:

$$B p_B (i_1 - i_3) + (B - B_{\text{дет}}) p_B (i_3 - i_5) + B q_{\text{пот.т}} = A p_A (i_2 - i_6) + K_{p_K} (i_2 - i_6) = B p_B (i_2 - i_6); \quad (\text{II-21})$$

подставляя величину $B_{\text{дет}}$ в уравнение (II-20), находят холодопроизводительность цикла при данном давлении; 3) задаваясь последовательно несколькими давлениями, подбором или графически находят то дав-

ление цикла, при котором холодопроизводительность равна холодопотреблению установки.

При применении в цикле среднего давления с высокотемпературным детандером

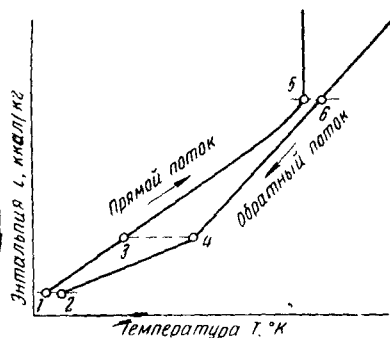


Рис. II-10. Изменение температур в цикле среднего давления с высокотемпературным детандером:
1—вход воздуха; 2—выход продуктов разделения; 3—отвод воздуха в детандер; 4—обратный поток в сечении отвода воздуха; 5—начало конденсации; 6—обратный поток в сечении начала конденсации

жидкостного насоса для получения кислорода под давлением в правую часть уравнения (II-20) добавляют потери холода, связанные с работой насоса $Q_{нас}$ [см. уравнение (II-15)].

В тепловом балансе теплообменника [см. уравнение (II-21)] разность температур в кислородной секции в сечении 5—6 (рис. II-10) принимают равной разности температур на теплом конце теплообменника (сечение 1—2).

Цикл высокого давления с поршневым детандером (рис. II-9)

Воздух отводить в детандер можно до теплообменника или после охлаждения в предварительном теплообменнике при несколько пониженной температуре, обычно равной от $+5$ до -30°C .

Рабочее давление цикла принимают равным 200—220 *атм*. При пониженной температуре на входе воздуха в детандер давление ограничивается следующим условием: нужно иметь на выходе из детандера несколько перегретый пар (без жидкости). Например, если температура при входе воздуха в детандер составляет -30°C , то избыточное давление на входе не должно превышать $\sim 160 \text{ кг/см}^2$.

Количество получаемой жидкости определяют по уравнению теплового баланса:

$$B\rho_B\Delta t_{др} + B_{дет}\rho_B t_{h_0} = A\rho_A c_{pA}\Delta t_A + K\rho_K \times \\ \times (i_{\rho_1}^{T_1} - i_{\rho_1}') + Bq_{пот} = B\rho_B c_{pB}\Delta t_A + \\ + K\rho_K (i_{\rho_1}^{T_1 - \Delta t_A} - i_{\rho_1}'). \quad (\text{II-22})$$

В уравнении (II-22) два неизвестных — K и $B_{дет}$. Для его решения необходимо составить уравнение баланса теплообменника:

$$B\rho_B (i_1 - i_3) + (B - B_{дет})\rho_B (i_3 - i_5) + \\ + Bq_{пот} = (B - K)\rho_B (i_2 - i_6). \quad (\text{II-23})$$

Температуру и энтальпию обратных газов на входе в теплообменник (точка 6 на рис. II-11) принимают равными температуре и энтальпии сухого насыщенного пара воздуха при давлении азота на выходе из верхней колонны.

Температуру воздуха высокого давления на выходе из теплообменника (точка 5 на том же рисунке) принимают на 8—12 град выше температуры на входе обратных газов (точка 6) с последующей графической проверкой минимальной разности температур в теплообменнике, которая должна лежать в пределах $4-7^\circ\text{C}$. Совместным решением уравнений (II-22) и (II-23) находят количество получаемой жидкости.

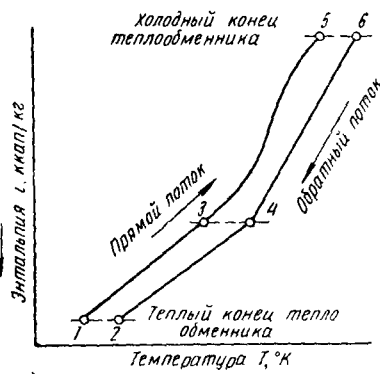


Рис. II-11. Изменение температур в цикле высокого давления с поршневым детандером:
1—вход воздуха в детандер; 2—выход обратного газа; 3—отвод воздуха в детандер; 4—отбросный газ в сечении отвода воздуха; 5—выход воздуха; 6—вход обратных газов

Минимальную разность температур в теплообменнике проверяют следующим образом:

- 1) из $i-T$ диаграммы для воздуха копируют изобару высокого давления в пределах температур точек 1—3—5;
- 2) по балансу любой части теплообменника находят температуру точки 4;
- 3) наносят точки 2, 4, 6 и соединяют их прямыми линиями;
- 4) в месте максимального приближения к прямой изобары для воздуха высокого давления определяют минимальную разность температур с учетом масштаба.

Цикл двух давлений

Уравнение теплового баланса цикла с дросселированием и аммиачным охлажде-

нием воздуха высокого и низкого давления (рис. 11-12) имеет вид

$$m B \rho_B \Delta i_{\text{др. н. д.}} + (1 - m) B \rho_B \Delta i_{\text{др. в. д.}} = \\ = A \rho_A c_{pA} \Delta t_A + K_{\text{рег}} c_{pK} \Delta t_K + B q_{\text{пот}}, \quad (11-24)$$

где m — доля воздуха низкого давления; $\Delta i_{\text{др. н. д.}}$, $\Delta i_{\text{др. в. д.}}$ — дроссельный эффект воздуха низкого и высокого давлений при температуре на выходе воздуха из аммиачного теплообменника (остальные обозначения см. выше).

Определяемой величиной является рабочее давление установки или доля воздуха

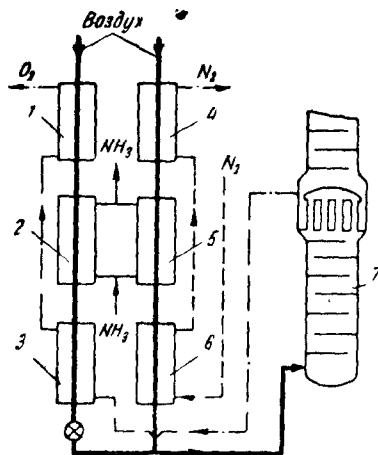


Рис. 11-12. Цикл двух давлений с аммиачным охлаждением воздуха высокого и низкого давления: 1 — предварительный теплообменник воздуха высокого давления; 2 — аммиачный теплообменник воздуха высокого давления; 3 — основной теплообменник воздуха высокого давления; 4 — предварительный теплообменник воздуха низкого давления; 5 — аммиачный теплообменник воздуха низкого давления; 6 — основной теплообменник воздуха низкого давления; 7 — колонна

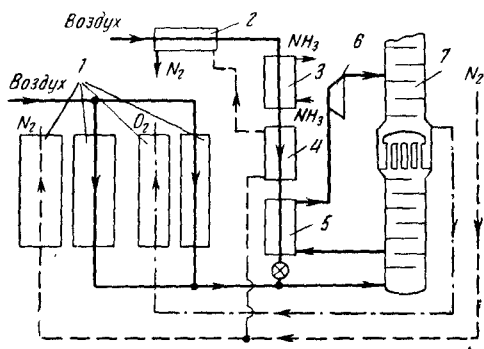


Рис. 11-13. Цикл двух давлений с регенераторами, аммиачным охлаждением воздуха высокого давления, турбодетандером: 1 — регенераторы; 2 — предварительный теплообменник; 3 — аммиачный теплообменник; 4 — основной теплообменник; 5 — детандерный теплообменник; 6 — детандер; 7 — колонна

низкого давления. В последнем случае давлением воздуха высокого давления задаются с учетом необходимого рабочего резерва холода. Обычно принимают $\rho_{\text{в.д.}} = 120-140 \text{ кг/см}^2$ (избыточное).

Уравнение теплового баланса установки двух давлений с регенераторами, аммиачным охлаждением воздуха высокого давления и турбодетандером (рис. 11-13) имеет вид

$$m B \rho_B \Delta i_{\text{др. н. д.}} + (1 - m) B \rho_B \Delta i_{\text{др. в. д.}} + \\ + B_{\text{т-дет}} \rho_B \eta h_0 + Q_{\text{доп}} = A_{\text{рег}} \rho_A c_{pA} \Delta t_A + \\ + K_{\text{рег}} c_{pK} \Delta t_K + A_{\text{т}} \rho_A c_{pA} \Delta t_{\text{т}} + B q_{\text{пот}}, \quad (11-25)$$

где $Q_{\text{доп}}$ — дополнительная холодопроизводительность, получаемая в случае, если количество обратных газов, выходящих из теплообменника, меньше количества воздуха высокого давления, входящего в теплообменник:

$$Q_{\text{доп}} = [(1 - m) B - A_{\text{т}}] \rho_B c_{pB} (T_{\text{Арег}} - T_{\text{Ат}}); \quad (11-26)$$

$A_{\text{рег}}$, $K_{\text{рег}}$ — объем азота и кислорода, выходящих из регенераторов, м^3 ;

$A_{\text{т}}$ — количество азота (или кислорода), выходящего из теплообменника воздуха высокого давления, м^3 ;

$B_{\text{т-дет}}$ — количество газа, направляемого в турбодетандер, м^3 ;

$T_{\text{Арег}}$, $T_{\text{Ат}}$ — температуры на выходе азота из регенераторов и теплообменника, $^{\circ}\text{К}$.

Избыток воздуха в теплообменнике, равный избытку обратных газов в регенераторе, устанавливается по условно теплообмена в регенераторах и в соответствии с требованиями их незамерзаемости (см. ниже)

$$(1 - m) B - A_{\text{т}} = (0,03 - 0,035) m B. \quad (11-27)$$

Количество воздуха низкого давления (или азота, отводимого из-под крышки конденсатора), направляемого в турбодетандер, $B_{\text{т-дет}}$ принимают, исходя из условий процесса ректификации:

при работе турбодетандера на воздухе

$$B_{\text{т-дет}} \approx (0,2 - 0,25) B; \quad (11-28)$$

при работе турбодетандера на азоте

$$B_{\text{т-дет}} \approx (0,15 - 0,2) B. \quad (11-28a)$$

Уравнение теплового баланса установки для цикла двух давлений с поршневым детандером:

$$m B \rho_B \Delta i_{\text{др. н. д.}} + (1 - m) B \rho_B \Delta i_{\text{др. в. д.}} + B_{\text{дет}} \times \\ \times \rho_B \eta h_0 = A_{\text{рег}} \rho_A c_{pA} \Delta t_A + K_{\text{рег}} c_{pK} \Delta t_K \times \\ \times \Delta t_K + A_{\text{т}} \rho_A c_{pA} \Delta t_{\text{т}} + B q_{\text{пот}}. \quad (11-29)$$

Избыток обратных газов, выходящих через регенераторы $(1 - m) B - A_{\text{т}}$, находят по уравнению (11-27).

Соотношение между потоком воздуха, направляемого через дроссель, и количеством азота A_T , выходящего через теплообменник, находят по уравнению (II-23) с учетом пояснений к этому уравнению. Задавая рабочим давлением воздуха высокого давления и решая уравнения (II-23), (II-27) и (II-29), находят неизвестные величины уравнения теплового баланса.

При наличии турбодетандера левую часть уравнения (II-29) дополняют величиной холодопроизводительности турбодетандера. В этом случае соотношение потоков воздуха и обратных газов в теплообменнике должно быть изменено так, чтобы воздух, выходящий из теплообменника, нагревал газ, направляющийся в турбодетандер.

Цикл одного низкого давления

Цикл одного низкого давления в большинстве случаев применяют для крупных воздуходелительных установок, на ко-

нструкции при принятых концентрациях продуктов разделения.

Подогрев направляемого в турбодетандер воздуха можно осуществлять «петлевым» потоком воздуха (рис. II-14, лев.) или смешением с теплым воздухом, отводимым из середины регенераторов через адсорбер CO_2 (рис. II-14, прав).

Уравнение теплового баланса установки низкого давления для производства жидкого кислорода (рис. II-15) следующее:

$$B_{\rho_B} \Delta t_{\text{др}} + B_{\text{т-дет}} \rho_B \eta h_0 = B_{\rho_B} c_{pA} \Delta t + K_{\rho_K} (i T_1 - \Delta t - i') + B q_{\text{пот}} \quad (\text{II-31})$$

В этом уравнении неизвестны $B_{\text{т-дет}}$ и K , связанные между собой условиями ректификации. Для решения уравнения необходимо задаться неравновесностью в верхнем сечении ректификационной колонны ΔX_d . Количество получаемого кислорода K связано с количеством орошающей колонну жидкости

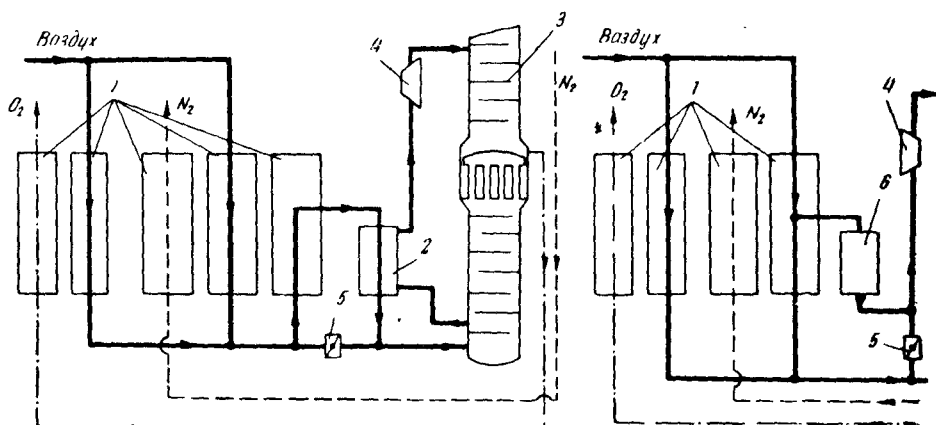


Рис. II-14. Цикл низкого давления для получения газообразных продуктов разделения: а — с подогревом детандерного воздуха петлевым потоком; б — с адсорбером CO_2 ; 1 — регенераторы; 2 — детандерный теплообменник; 3 — колонна; 4 — турбодетандер; 5 — дроссельная заслонка; 6 — адсорбер CO_2

торых получают газообразные продукты разделения. В отдельных случаях этот цикл можно использовать при выработке жидкого кислорода, так как он отличается простотой, хотя и требует более высокого расхода энергии на получение 1 кг жидкого продукта.

Уравнение теплового баланса установки, на которой получают газообразные продукты разделения (рис. II-14), следующее:

$$B_{\rho_B} \Delta t_{\text{др}} + B_{\text{т-дет}} \rho_B \eta h_0 = A_{\rho_A} c_{pA} \Delta t_A + K_{\rho_K} c_{pK} \Delta t_K + B q_{\text{пот}} \quad (\text{II-30})$$

Искомой величиной является количество газа, направляемого в турбодетандер $B_{\text{т-дет}}$. Найдя это количество детандерного газа, проверяют возможность процесса ректификации

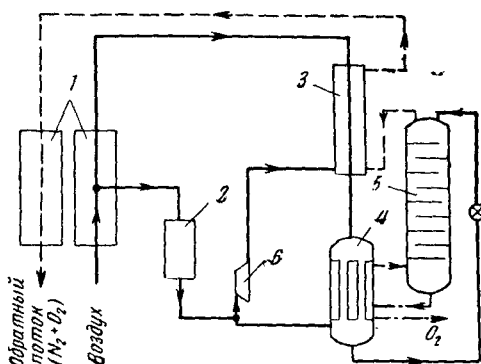


Рис. II-15. Цикл низкого давления для получения жидкого кислорода: 1 — регенераторы; 2 — адсорбер CO_2 ; 3 — охладитель; 4 — конденсатор-испаритель; 5 — колонна; 6 — турбодетандер

(без ввода детандерного воздуха в колонну) уравнением

$$K = g \frac{X_G - X_d}{X_G - X_K} \quad (\text{II-32})$$

Концентрация пара X_G связана с концентрацией орошающей жидкости X_d и принятой неравновесностью ΔX_d . Концентрация X_G является равновесной по отношению к жидкости состава $X_d - \Delta X_d$.

Нормальное количество тарелок в колонне получается при неравновесности $\Delta X_d = 3-3,5\%$.

Уравнения (II-31) и (II-32) удобно решать графически в следующем порядке.

1. Задаваясь различными значениями $B_{\text{дет}}$, находят $K = f(B_{\text{Т-дет}})$ по уравнению (II-31).

2. При тех же количествах детандерного воздуха находят количество жидкости, стекающей в куб трубчатки; принимая эту жидкость равновесной газовому остатку, направляемому в турбодетандер, находят по диаграмме $T-X-Y$ («рыбке») состав жидкости.

3. По диаграмме $T-S$ для воздуха или по диаграмме $T-p-i-X-Y$ находят коэффициент самоиспарения жидкости при дросселировании до давления в колонне $\alpha_{\text{с-и}}$. По диаграмме находят состав жидкости после дросселирования, а по равновесной кривой — состав пара X_G (см. выше).

4. Количество орошающей жидкости вычисляют по уравнению

$$g = \alpha_{\text{с-и}} (B - B_{\text{Т-дет}}). \quad (\text{II-33})$$

5. По уравнению (II-32) вычисляют количество получаемого кислорода K .

6. Точка пересечения кривых $K = f(B_{\text{дет}})$, подсчитанных по уравнениям (II-31) и (II-32), определяет значения искомых величин.

Практика тепловых расчетов (рекомендации)

По пользование диаграммами

При составлении тепловых балансов значения энтальпий определяют по диаграмме для воздуха, кислорода, азота и аргона. При использовании диаграммами размерности потока должны быть выражены в одинаковых единицах. Например, если потоки даны в молях, то энтальпии должны быть взяты в ккал/моль . Значения величин диаграммы переводят из одной размерности в другую по следующему соотношению:

$$1 \Delta i \text{ ккал/м}^3 = 1 \rho \Delta i \text{ ккал/кг} = 1 \frac{\Delta i}{22,4} \text{ ккал/кмоль}.$$

При составлении баланса пользоваться различными диаграммами (для воздуха, азота, кислорода) можно только в том случае, если в балансе фигурируют не абсолютные значения, а разность энтальпий для каж-

дого потока. Если по ходу расчета потребуются найти абсолютные значения энтальпии из разных диаграмм, то надо диаграммы привести к одной условной начальной точке. Для этого следует сравнить энтальпии газов при одних и тех же давлениях и температурах, найденные по разным диаграммам (например, при $p = 1 \text{ кг/см}^2$ (абс.) и $T = 300^\circ \text{К}$). Выбирают диаграмму, к которой приводят остальные, и в значения энтальпий, снятых с других диаграмм, вносят поправки, равные разности энтальпий в точке сравнения. В тех случаях, когда в процессе теплообмена агрегатное состояние газов не меняется (если учитывать, что объемные теплоемкости двухатомных газов равны), при составлении баланса для воздуха, азота и кислорода можно пользоваться тепловыми диаграммами для воздуха. При этом энтальпию следует выражать в ккал/м^3 или ккал/моль и в соответствующих единицах выражать количества веществ. Если диаграмма для воздуха составлена в ккал/кг , то все значения, взятые из диаграммы, должны быть умножены на плотность воздуха при 0°C 760 мм рт. ст. , т. е. $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$, или на молекулярную массу воздуха $M = 29 \text{ кг}$. Если в балансе участвует двух- или трехкомпонентный поток, состав которого отличается от состава воздуха, то его энтальпию можно определить по следующему уравнению:

$$i_{X,Y,Z} = X i_X + Y i_Y + Z i_Z, \quad (\text{II-34})$$

где X, Y, Z — содержание компонентов в смеси;

i_X, i_Y, i_Z — энтальпии соответствующих компонентов по диаграммам.

Диаграммы для отдельных компонентов должны быть приведены к одной начальной точке и к общей размерности.

Определение плотности смеси

Плотность чистых компонентов и воздуха обычно находят по общепринятым формулам, таблицам и диаграммам. В процессе тепловых и гидравлических расчетов часто возникает необходимость подсчитать плотность смеси, отличающейся по составу от воздуха, для чего пользуются следующими формулами:

а) если состав смеси задан в долях по массе, то

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_X} + \frac{y}{\rho_Y} + \frac{z}{\rho_Z}}; \quad (\text{II-35})$$

б) если состав смеси задан в объемных долях, то

$$\rho_{\text{см}} = \frac{x \rho_X^0 + y \rho_Y^0 + z \rho_Z^0}{\frac{x \rho_X^0}{\rho_X} + \frac{y \rho_Y^0}{\rho_Y} + \frac{z \rho_Z^0}{\rho_Z}}, \quad (\text{II-36})$$

где x, y, z — состав смеси в долях массы;
 X, Y, Z — состав смеси в объемных
 долях;

$\rho_X^0, \rho_Y^0, \rho_Z^0$ — плотность компонентов при
 0°C и 760 мм рт. ст.,
 кг/м^3 ;

ρ_X, ρ_Y, ρ_Z — плотность компонентов при
 рабочих условиях, кг/м^3 ;

При 0°C и 760 мм рт. ст. из уравнения
 (II-36) получается

$$\rho_{\text{см}} = X\rho_X^0 + Y\rho_Y^0 + Z\rho_Z^0. \quad (\text{II-37})$$

Прочие
 физические параметры
 газовой смеси

При отсутствии экспериментальных величин физических параметров газовой смеси и формул для их вычисления используют принцип аддитивности свойств, согласно которому искомый параметр смеси определяется по параметрам соответствующих компонентов пропорционально их содержанию в смеси:

$$a_{\text{см}} = Xa_X + Ya_Y + Za_Z, \quad (\text{II-38})$$

где a_X, a_Y, a_Z —

искомый физический параметр
 компонентов смеси;

X, Y, Z — доля компонентов в смеси (массовая или объемная); берется в зависимости от того, какой физический параметр вычисляется.

Теплоемкость смеси кислорода и азота, отнесенная к единице объема в газообразном состоянии при низком давлении, не зависит от давления и может быть найдена по любой диаграмме для воздуха, кислорода

или азота. При давлении $1-3 \text{ кг/см}^2$ теплоемкость составляет $c_p = 0,313 \text{ ккал/(м}^3 \cdot \text{град)} = 7,01 \text{ ккал/(кмоль} \cdot \text{град)}$.

При высоких давлениях теплоемкость смеси, находящейся в газообразном или жидком состоянии, может быть вычислена по уравнению (II-38). При этом теплоемкость компонентов выражают в $\text{ккал/(кг} \cdot \text{град)}$, состав — в долях массы.

Теплопроводность смеси, находящейся в жидком или газообразном состоянии, также подсчитывают по уравнению (II-38), причем состав берут в объемных долях.

Для определения вязкости газообразной смеси по принципу аддитивности определяют текучесть смеси — величину, обратную вязкости:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{X}{\eta_X} + \frac{Y}{\eta_Y} + \frac{Z}{\eta_Z}, \quad (\text{II-39})$$

следовательно, вязкость смеси

$$\eta = \frac{1}{\frac{X}{\eta_X} + \frac{Y}{\eta_Y} + \frac{Z}{\eta_Z}}, \quad (\text{II-40})$$

где η_X, η_Y, η_Z — вязкости компонентов.

Определить вязкость смеси, находящейся в жидком состоянии, можно по формуле

$$\lg \eta = X \lg \eta_X + Y \lg \eta_Y + Z \lg \eta_Z. \quad (\text{II-41})$$

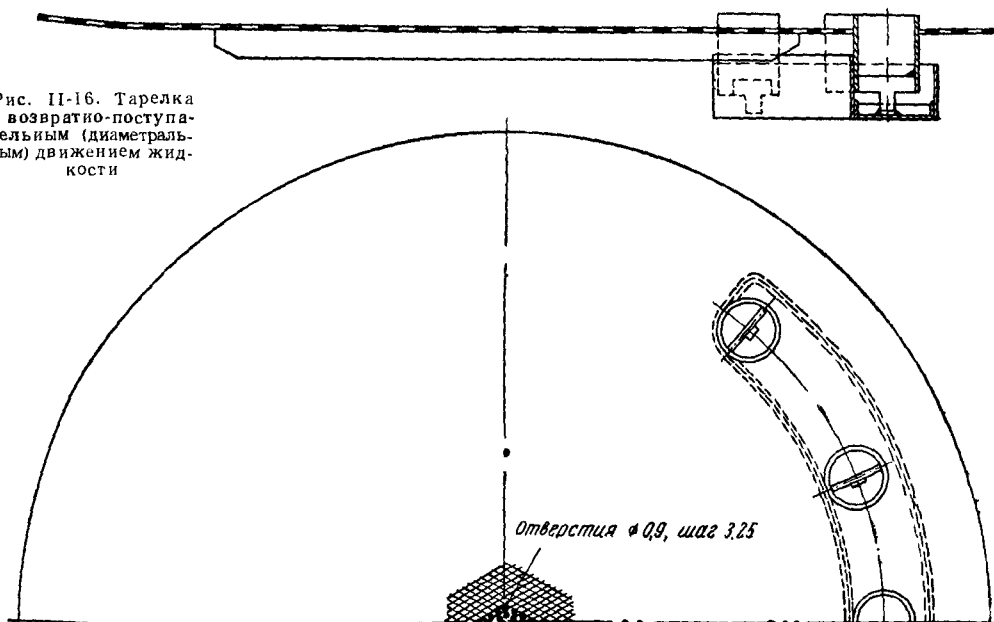
3. Ректификационные колонны

Конструкция колонн

Для разделения воздуха используют колонны с насыпной насадкой и с тарелками.

Колонны с насыпной насадкой (диаметром не более 200—250 мм) применяют только

Рис. II-16. Тарелка с возвратно-поступательным (диаметральным) движением жидкости



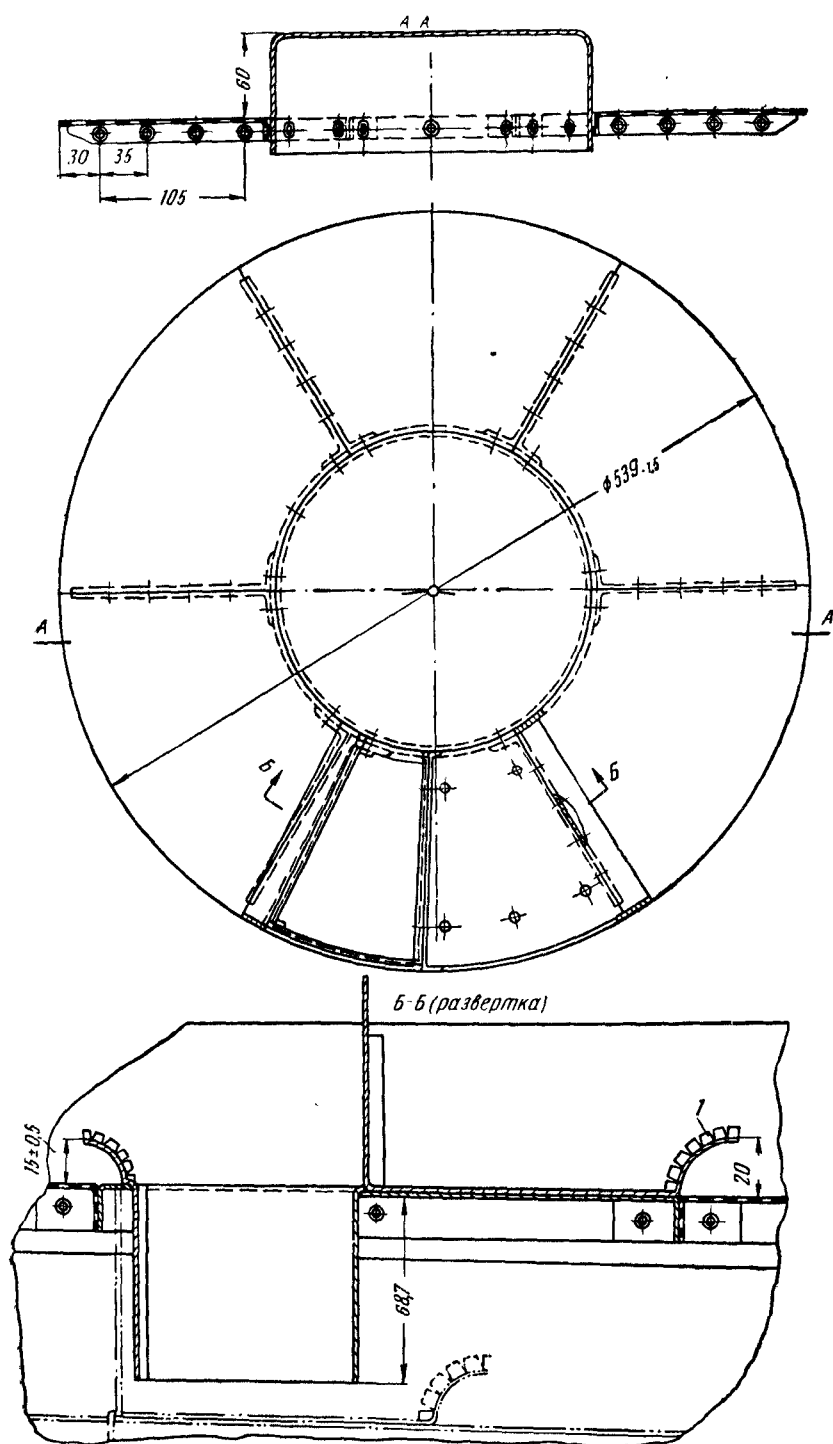


Рис. 11-17. Кольцевая тарелка с прямым сливным стаканом

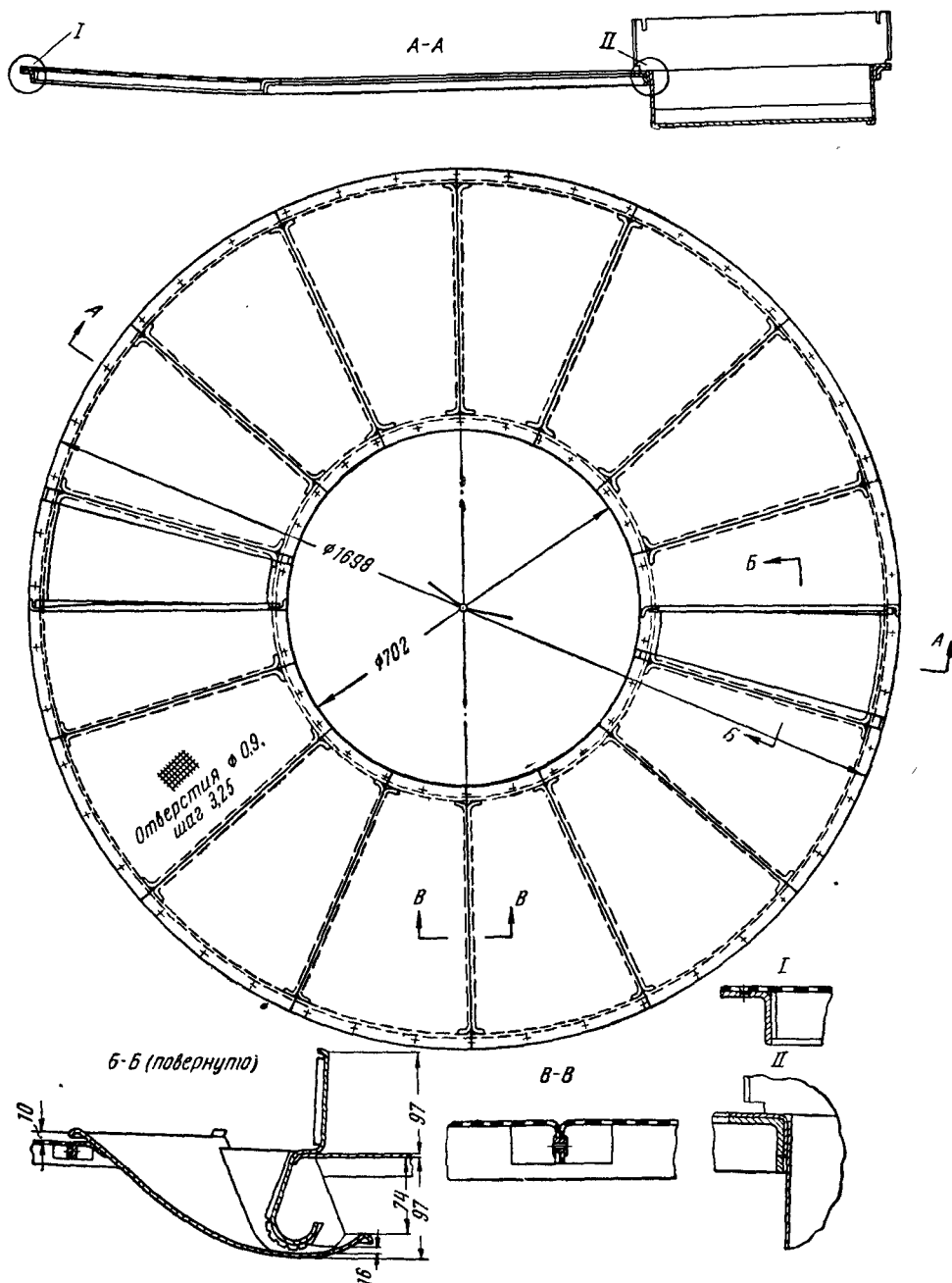


Рис. II-18. Кольцевая тарелка с профилированным сливным стаканом

для установок малой производительности. В качестве насадки используют медные кольца Рашига размером 6×6 или 8×8 мм, толщиной $\delta = 0,1-0,15$ мм.

В установках, где перерабатывается от $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха и выше, применяют колонны с тарелками. Наиболее широко используют ситчатые тарелки, изготавливаемые из перфорированного листа с отверстиями диаметром $0,9-1,2$ мм при шаге $3,25$ мм.

В установках американских и некоторых европейских фирм находят применение также колпачковые тарелки.

По ряду признаков тарелки можно классифицировать следующим образом:

1) по направлению потока жидкости — тарелки с диаметральной (противоположным на соседних тарелках) движением жидкости (рис. II-16); кольцевые тарелки с круговым одинаково направленным на со-

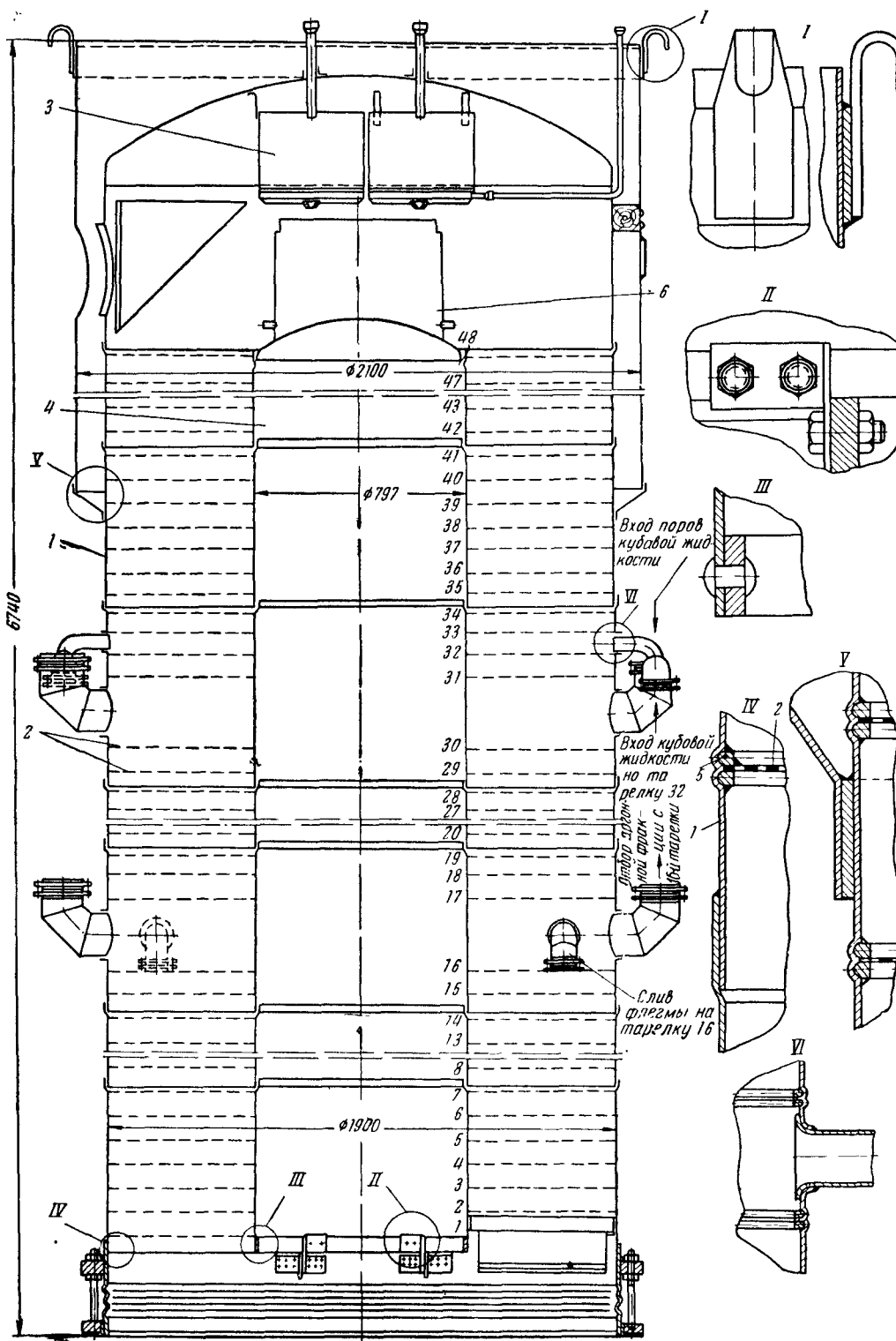


Рис. II-19. Верхняя колонна воздухоразделительного аппарата установки КТ-3600 АР:

1—обечайка; 2—двухсливные тарелки; 3—мерный жидкого азота; 4—сердечник; 5—кольца из профилированного проката; 6—распределитель жидкости

седних тарелках, движением жидкости (рис. II-17); к. п. д. кольцевых тарелок выше, чем тарелок с диаметральной движением жидкости;

2) по форме гидравлического затвора — с прямым сливным стаканом (рис. II-17) и

В нижней колонне (рис. II-20), работающей под избыточным давлением до 6 кг/см^2 , тарелки крепятся в тонкой обечайке-вставке, которую крепят внутри корпуса, воспринимающего рабочее давление. Вставку крепят к корпусу фланцем, прижимающим

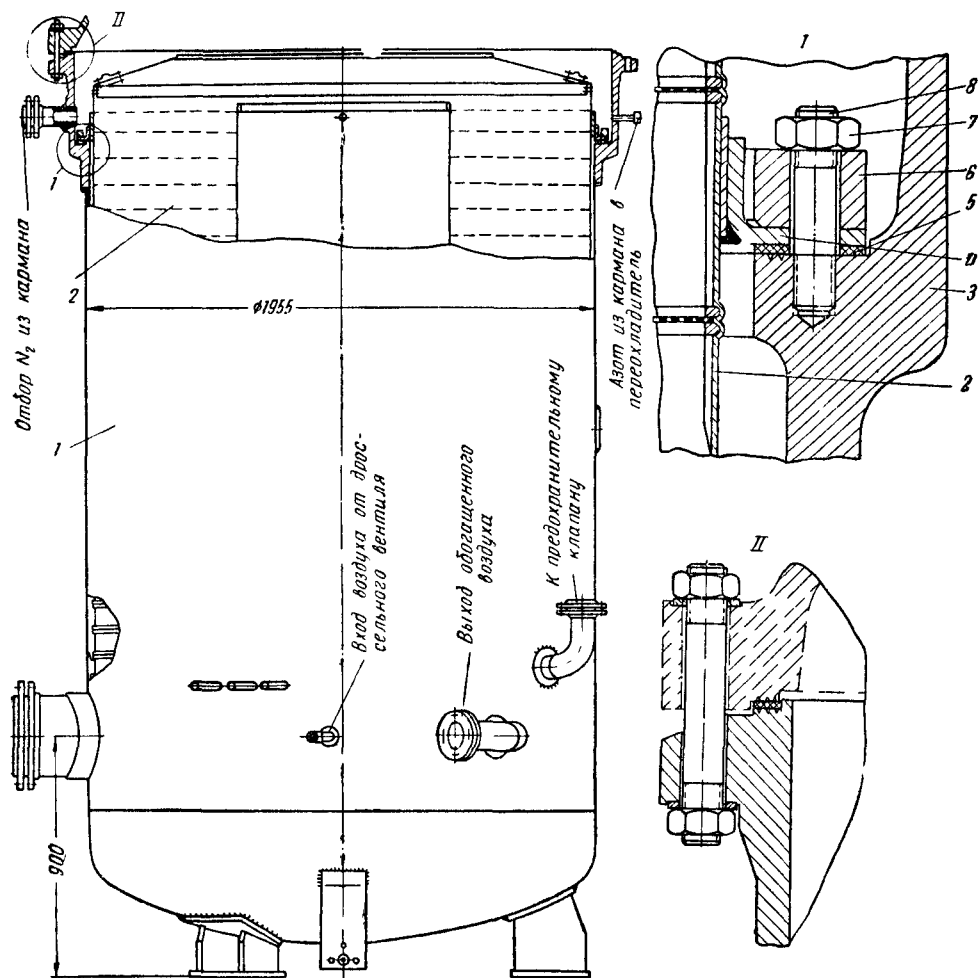


Рис. II-20. Нижняя колонна воздухоразделительного аппарата установки КТ-3600 АР:

1 — корпус; 2 — вставка; 3 — чаша; 4 — бортшайба; 5 — прокладки; 6 — фланец; 7 — гайка; 8 — шпилька

с профилированным сливным стаканом (рис. II-18); тарелки с профилированным стаканом применяют для колонн большой производительности с нагруженным переливным устройством, в которых требуется обеспечить наименьшее гидравлическое сопротивление слива. В крупных тарелках для уменьшения нагрузки сливного сечения часто делают два, а иногда и три сливных устройства.

В обечайке колонны (рис. II-19) тарелки укрепляют при помощи профилированных прутков или проволоки, закладываемых в зиги обечайки.

через прокладку к бурту чаши бортшайбу, припаянную к вставке. Фланец крепят шпильками, ввернутыми в гайку. К фланцу чаши верхней части корпуса крепится конденсатор. Пространство между вставкой и стенками чаши образует карман, в котором скапливается жидкий азот, отводимый затем на орошение верхней колонны.

В крупных установках конденсаторы ставят отдельно от колонны и нижнюю колонну снабжают крышкой (рис. II-21). В этой колонне азотный карман размещен в сердечнике вставки

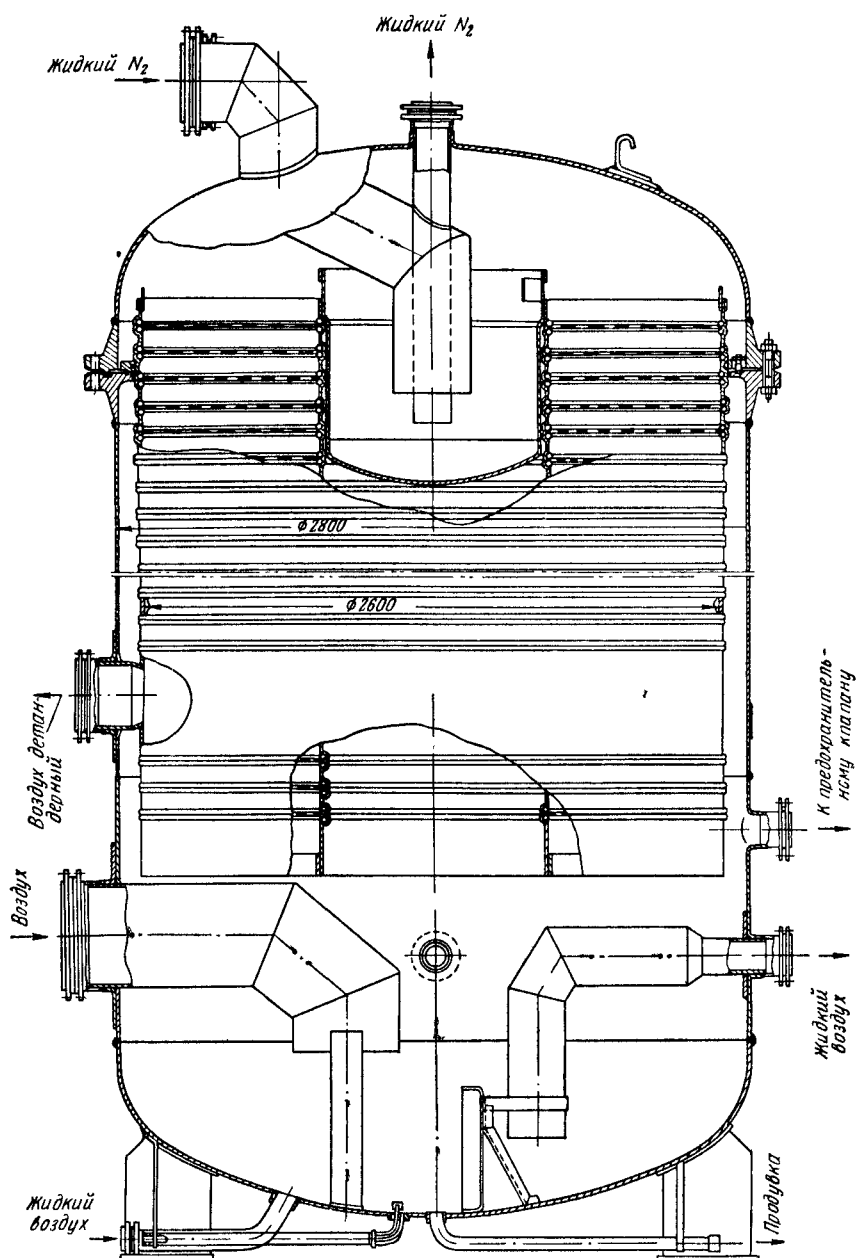


Рис. 11-21. Нижняя колонна воздуходелительного аппарата установки БР-1

Основные детали колонн изготовляют из следующих материалов: тарелки, корпус выполняют из латуни марки Л62; чашу — из латуни ЛК59-3; обечайку вставок — из меди МЗ, латуни Л62; шпильки и гайки изготовляют из латуни ЛС59-1 или ЛЖМц59-1-1*.

* Для деталей корпуса и крепежных деталей применяют также нержавеющую сталь 1Х18Н9Т.

Материальный баланс разделительного аппарата

Материальный баланс составляют для того, чтобы определить внешние и внутренние материальные потоки воздуходелительного аппарата.

Внешний материальный баланс составляют по уравнениям (II-1) — (II-5) и (II-7) — (II-8), если при расчете воздух рассматри-

вают как бинарную смесь, или же по уравнениям (II-6), (II-9)—(II-11), если учитывают содержание аргона в воздухе. Концентрациями продуктов разделения задают по табл. II-2.

Внутренний материальный баланс необходим для определения потоков из нижней

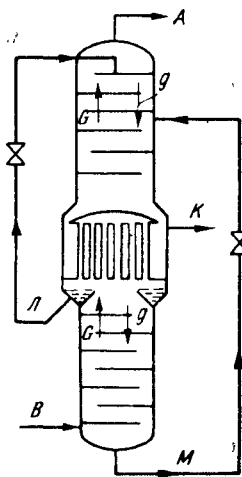


Рис. II-22. Схема потоков в воздухо-разделительном аппарате двукратной ректификации (к расчету ректификации)

колонны в верхнюю. Уравнения материального баланса нижней колонны (рис. II-22):

$$B = M + L; \quad (\text{II-42})$$

$$B = M \frac{X_L - X_B}{X_L - X_M}, \quad (\text{II-42a})$$

где B — количество воздуха, поступающего в колонну, м^3 ;

M — количество кубовой жидкости, м^3 ;

L — количество жидкости, отводимой из азотных карманов, м^3 ;

X_B , X_M , X_L — концентрации потоков по азоту % (объемн.).

Концентрацию азотной жидкости обычно принимают равной концентрации азота, отводимого из верхней колонны.

Выбирая концентрацию кубовой жидкости, следует иметь в виду, что если последняя слишком насыщена кислородом, то требуется большое число тарелок в нижней колонне; при кубовой жидкости, слишком бедной кислородом, затрудняется процесс в верхней колонне. Рекомендуется принимать: для аппаратов, вырабатывающих газообразные продукты разделения $X_M \approx 62\% \text{ N}_2$; для аппаратов, вырабатывающих жидкий кислород или кислород под давлением (с жидкостным насосом), $X_M = 67\% \text{ N}_2$.

Если воздух рассматривают как тройную смесь, то следует пользоваться уравнениями, аналогичными уравнениям (II-6), (II-9)—(II-11)

Определение величин давлений в разделительном аппарате

Давление $p_{\text{зерк}}$ в низу верхней колонны и над зеркалом жидкости в конденсаторе равно сумме гидравлических сопротивлений на пути отходящего азота и сопротивления верхней колонны (см. табл. II-4). Среднее давление, при котором жидкость кипит в конденсаторе

$$p_{\text{конт}} = p_{\text{зерк}} + \frac{h \rho_K}{20}, \text{ кг/см}^2,$$

где h — высота столба жидкости в конденсаторе, м;

ρ_K — плотность жидкого кислорода ($\rho_K = 1,12 \text{ кг/л}$).

По среднему давлению кипения и по концентрации кипящего кислорода по диаграмме определяют температуру кипения T_1 . Суммируя эту температуру с предварительно принятой разностью температур в конденсаторе $\Delta t_{\text{конт}}$ (обычно $\Delta t_{\text{конт}} = 2,5 - 3,5 \text{ град}$), находят среднюю температуру конденсации азота; зная концентрацию конденсирующегося азота, находят давление конденсации.

Давление в нижней части и нижней колонны равно сумме давления конденсации азота и сопротивления колонны.

Тепловой баланс

Внешний тепловой баланс разделительного аппарата составляют для определения состояния воздуха, входящего в колонну.

Уравнение теплового баланса для колонны, не имеющей переохладителя для жидкого азота и кубовой жидкости, следующее (рис. II-22):

$$B i_B = A i_A + K i_K - B q_{\text{пот. к.}} \quad (\text{II-43})$$

Для колонны с переохладителем для жидкого азота и кубовой жидкости

$$B i_B = A i_A + K i_K - B q_{\text{пот. к.}} + Q_{\text{пер}}, \quad (\text{II-43a})$$

где $Q_{\text{пер}}$ — тепловая нагрузка переохладителя жидкости, ккал/м^3 ;

i_A и i_K — энтальпии продуктов разделения; выходящих из колонны (берется по $i-X$ -диаграмме), ккал/м^3 ;

$q_{\text{пот. к.}}$ — потери тепла через изоляцию колонны, ккал/м^3 .

По найденной энтальпии входящего воздуха i_B определяют его состояние (долю жидкости); по состоянию воздуха находят (если это требуется по ходу расчета) его энтальпию (при давлении в нижней колонне) по $s-T$ -диаграмме. Размеченности материальных потоков должны соответствовать размерностям энтальпий.

При наличии в колонне змеевика энтальпия воздуха на входе в него будет равна энтальпии, найденной указанным выше способом.

Внутренний тепловой баланс составляют для определения тепловой нагрузки конденсатора и змеевика (если таковой имеется в кубе колонны).

Тепловая нагрузка конденсатора $Q_{\text{конд}}$ может быть найдена из уравнения теплового баланса верхней или нижней колонны. Уравнение теплового баланса верхней колонны без переохладителя:

$$Mi_M + Li_L + Q_K = Ai_A + Ki_K - Bq_{\text{пот. в. к.}} \quad (\text{II-44})$$

а с переохладителем:

$$Mi_M + Li_L + Q_K = Ai_A + Ki_K - Bq_{\text{пот. в. к.}} + Q_{\text{пер.}} \quad (\text{II-44a})$$

Энтальпию жидких потоков i_M и i_L берут по их составу при давлении в нижней колонне (до дросселя). Уравнение теплового баланса нижней колонны:

$$Bi_B + Bq_{\text{пот. н. к.}} = Li_L + Mi_M + Q_K \quad (\text{II-45})$$

Тепловая нагрузка змеевика, расположенного в кубе колонны, может быть найдена из уравнения

$$Q_{\text{зм}} = B_{p_B} (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}), \quad (\text{II-46})$$

где $i_{\text{вх}}$ — энтальпия воздуха на входе в змеевик, найденная по уравнениям (II-43) или (II-43a), ккал/кг;

$i_{\text{вых}}$ — энтальпия воздуха на выходе из змеевика, ккал/кг.

Это значение энтальпии находят по диаграмме $s-T$, принимая, что температура при выходе воздуха из змеевика на 3—5 град выше температуры кубовой жидкости.

Расчет процесса ректификации

Процесс ректификации рассчитывают для определения числа тарелок в колонне, обеспечивающего требуемые концентрации продуктов разделения.

В простейших случаях при расчете воздух рассматривают как бинарную смесь; в более сложных случаях (например, при разделении воздуха на три фракции) следует рассматривать воздух как тройную смесь и вести расчет, учитывая влияние аргона.

Метод Мак-Кэба и Тиле

Графический метод Мак-Кэба и Тиле наиболее прост. Им пользуются для ориентировочных расчетов ректификации бинарных смесей. В основу метода положено допущение о постоянстве количества поднимающихся паров и стекающей жидкости на рассматриваемом участке колонны до ввода или вывода какого-либо материального или теплового потока.

Это допущение относительно справедливо поскольку скрытые теплоты испарения 1 м³ или 1 кмоль азота и кислорода достаточно близки одна к другой. Расчет ведут по диаграмме равновесия, построенной для давления в рассчитываемой колонне:

$$X_g = f(X_L),$$

где X_g и X_L — содержание азота в жидкости и в равновесном ей паре.

При расчете (рис. II-23) на диаграмму равновесия наносят рабочую линию, характеризующую зависимость между содержанием азота в стекающей жидкости X_g и в поднимающихся парах в каждом сечении рассматриваемого участка колонны.

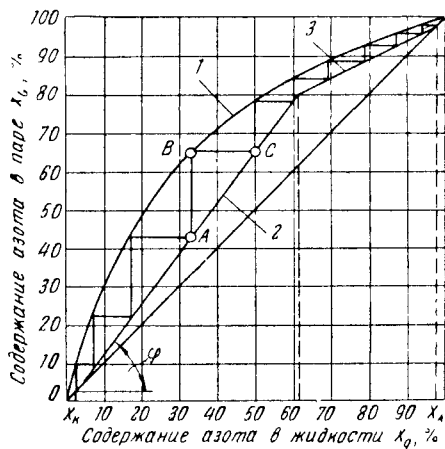


Рис. II-23. Расчет процесса ректификации по методу Мак-Кэба и Тиле:

1 — линия равновесия; 2 — рабочая линия нижнего участка; 3 — рабочая линия верхнего участка

Число рабочих линий должно быть равно числу участков колонны между вводами и выводами материальных или тепловых потоков.

Теоретическим контактом или теоретической тарелкой называется обогащение входящих на тарелку паров легкокипящим компонентом (азотом) до равновесия со стекающей с тарелки жидкостью и обогащение приходящей на тарелку жидкости тяжелоккипящим компонентом (кислородом) до состояния равновесия с уходящим с тарелки паром.

Чтобы найти теоретический контакт, нужно от рассматриваемой точки на рабочей линии (например, точки A на рис. II-23) провести вверх вертикаль до линии равновесия (точка B), а затем по горизонтали вернуться на рабочую линию (точка C).

Повторяя построение, находят число теоретических тарелок, необходимое для получения заданных пределов обогащения, паров или жидкости на рассматриваемом участке и на всей колонне.

Уравнение рабочей линии для любого участка колонны в общем виде:

$$X_G = \frac{g}{G} X_g + a. \quad (\text{II-47})$$

Отношение количества стекающей жидкости g к количеству поднимающихся паров G равно тангенсу угла φ наклона рабочей линии, т. е.

$$\frac{g}{G} = \text{tg } \varphi. \quad (\text{II-48})$$

Количества стекающей жидкости и поднимающихся паров можно найти, рассматривая конкретные условия работы данного участка. Например (см. II-22), для нижней колонны

$$G = \frac{Q_{\text{конд}}}{r_{\text{аз}}}, g = G - L,$$

где $r_{\text{аз}}$ — теплота конденсации азота, ккал/м^3 или ккал/кмоль ;

Для верхнего участка верхней колонны

$$G = A - (1 - \alpha) L, g = \alpha L;$$

для нижнего участка верхней колонны

$$G = A - (1 - \alpha) L - (1 - \beta) M, \\ g = \alpha L + \beta M,$$

где α и β — коэффициенты, характеризующие долю неиспарившейся при дросселировании азотной флегмы L и кубовой жидкости M .

Свободный член a в уравнении (II-47) находят по уравнению материального баланса замкнутого контура, проходящего через рассматриваемый участок и охватывающего верх или низ колонны.

Например, для верхнего участка верхней колонны

$$G + L = g + L;$$

$$GX_G + LX_L = gX_g + AX_A,$$

откуда

$$X_G = \frac{gX_g}{G} + \frac{AX_A - LX_L}{G}.$$

Следовательно,

$$a = \frac{AX_A - LX_L}{G}.$$

Аналогично

для нижней части верхней колонны

$$a = X_K;$$

для нижней колонны

$$a = X_L.$$

По найденным уравнениям наносят рабочие линии на график с кривой равновесия для заданных концентраций продуктов разделения. Если участков в колонне (следовательно, и рабочих линий) два или более, то рабочие линии соседних участков пересекаются в точке, которая является границей участка. Произведя ступенчатое построение, описанное выше, находят необходимое число теоретических тарелок n_T для каждого участка колонны. В колоннах, работающих для получения жидкого кислорода, и в колоннах, работающих с выносным конденсатором, сам конденсатор заменяет одну теоретическую тарелку.

Действительное число тарелок

$$n_D = \frac{n_T}{\tau_{\text{тар}}}. \quad (\text{II-49})$$

К. п. д. тарелки $\tau_{\text{тар}}$ при расчете по описанному методу принимают следующим:

Для:

нижней колонны	0,3—0,5
нижнего участка верхней колонны	0,2—0,3
верхнего участка верхней колонны	0,3—0,5

Метод Поншопа

Метод Поншопа также является графическим. В отличие от метода Мак-Кэба по методу Поншопа учитывают разницу в скрытых теплотах парообразования азота и кислорода, поэтому метод Поншопа более точен. Расчет ведут по $X-i$ -диаграмме.

Построение $X-i$ -диаграммы

По оси абсцисс откладывают содержания азота в смеси, равное X ; по оси ординат значения энтальпий.

Для построения $X-i$ -диаграммы наносят значения энтальпий газообразного и жидкого азота ($X = 100\%$) и кислорода ($X = 0\%$), взятые из диаграммы $T-p-i-X-U$ при абсолютных давлениях, принятых для верхней и нижней колонн. Для определения энтальпии пара и жидкости любого состава точки, соответствующие $X = 100\%$ и $X = 0\%$, соединяют (рис. II-24) прямыми линиями (тепловой смещения пренебрегают). На свободное поле диаграммы наносят кривые $T = f(X)$ для жидкости и пара («рыбки») при абсолютных давлениях в верхней и нижней колоннах.

Некоторые свойства $X-i$ -диаграммы

Диаграмма $X-i$ обладает следующими основными свойствами:

1) состав и энтальпия суммарного потока характеризуются точкой C (рис. II-24), лежащей на прямой, соединяющей точки A и B , иллюстрирующие составы и энтальпии слагаемых потоков;

2) расстояния от точек A и B до точки C обратно пропорциональны количествам слагаемых потоков: $AC/CB = g_B/G_A$;

3) точка F , характеризующая состав и энтальпию разности двух потоков, лежит на прямой, соединяющей точки D и E , описывающие эти потоки, и расположена со стороны уменьшаемого потока (характеризуемого точкой E);

4) расстояния от точки F до точки E и точки D , характеризующей вычитаемый поток, обратно пропорциональны количествам этих потоков:

$$FE/FD = g_D/G_E;$$

5) изотермой (или конодой) в $X-i$ -диаграмме называют прямую линию, соединяющую точку для жидкости с точкой для пара, равновесного этой жидкости (линия 1—3 на рис. II-24).

Для нанесения изотермы пользуются диаграммой $T = f(X)$, рис. II-24.

Из материального баланса замкнутого контура, проходящего через любое сечение рассматриваемого участка колонны и охватывающего ее верх или низ, следует

$$G - g = \text{const}.$$

Например:
для нижней колонны

$$G - g = L;$$

для верхнего участка верхней колонны

$$G - g = A - L;$$

для нижнего участка верхней колонны

$$G - g = -K.$$

Поскольку разность потоков пара и жидкости в любом сечении каждого участка (между вводами или выводами потоков)

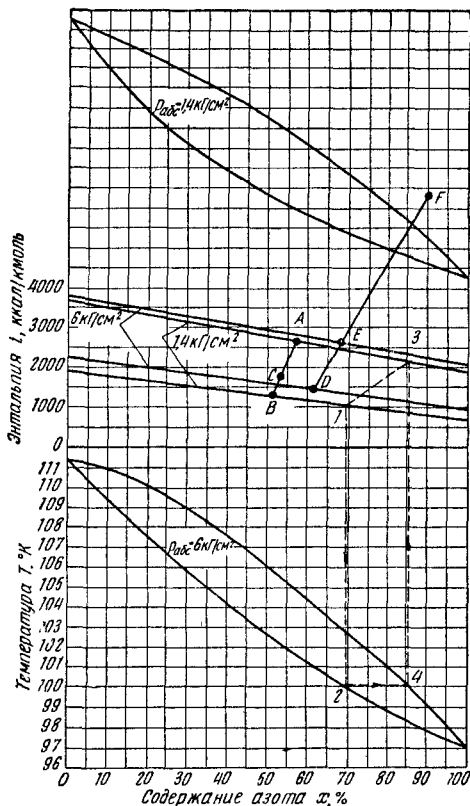


Рис. 11-24. X-i-диаграмма

является величиной постоянной, следует, что линии, соединяющие точки, характеризующие состояние пара и жидкости в каждом сечении колонны, пересекаются в одной точке. Эта точка называется полюсом. Число полюсов в колонне равно числу участков между вводами (выводами) материальных или тепловых потоков.

Координаты полюса:

$$X_{\Pi} = \frac{GX_G - gX_D}{G - g}; \quad (11-50)$$

$$i_{\Pi} = \frac{Gi_G - gi_g}{G - g}. \quad (11-51)$$

Правую часть уравнений (11-50) и (11-51) для каждого участка колонны можно найти по данным материального и теплового

баланса замкнутого контура, проходящего через данный участок и охватывающего верх или низ колонны.

Например:

для нижней колонны

$$X_{\Pi} = X_L;$$

$$i_{\Pi} = i_L + \frac{Q_{\text{конд}}}{L}.$$

где $Q_{\text{конд}}$ — количество тепла, отдаваемого в конденсаторе.

Для верхней части верхней колонны

$$X_{\Pi} = \frac{AX_A - LX_L}{A - L};$$

$$i_{\Pi} = \frac{Ai_A - Li_L}{A - L}.$$

Энтальпию i_L берут при давлении нижней колонны до дросселя (при наличии переохладителя жидкости величина энтальпии соответственно снижается).

Для нижней части верхней колонны

$$X_{\Pi} = X_K; \quad i_{\Pi} = i_K - \frac{Q_{\text{конд}}}{K}.$$

Два луча, проведенных из полюса через концы изотермы, показывают изменение состава пара и жидкости на одной теоретической тарелке: точка 4 (рис. 11-25) — состояние пара, входящего на тарелку; точка 3 — состояние уходящего пара; точка 1 — состояние стекающей с тарелки жидкости, равновесной уходящему пару; точка 2 — состояние входящей на тарелку жидкости.

Расчет сводится к определению необходимого числа теоретических тарелок (контактов) на каждом участке и по всей колонне (рис. 11-25).

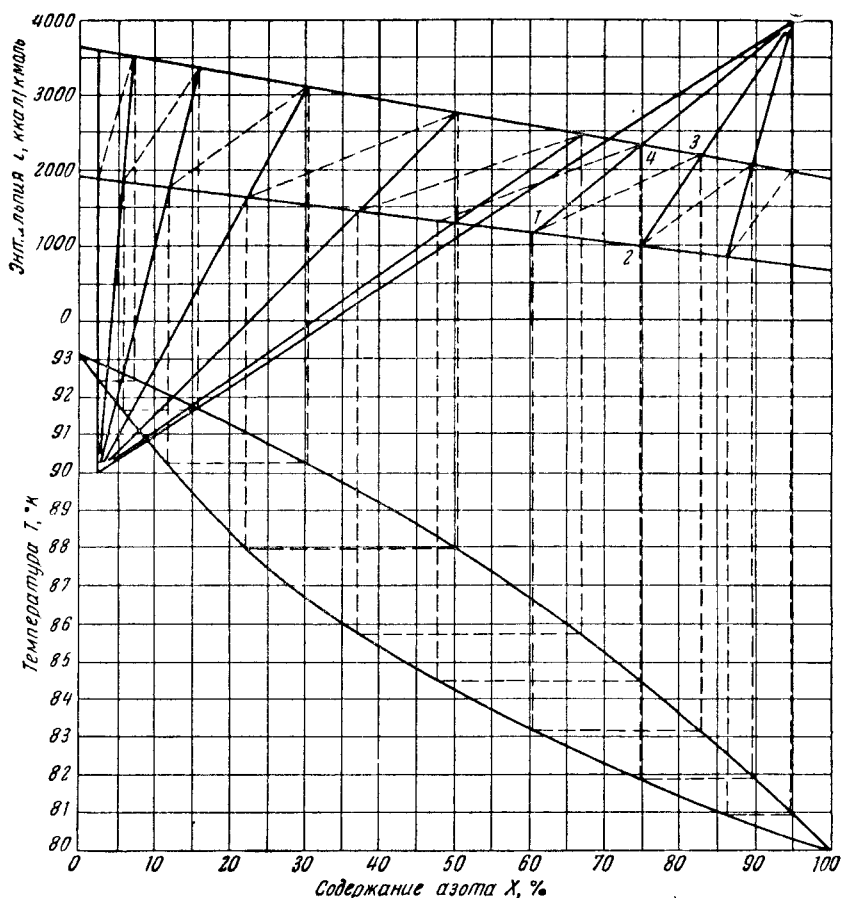
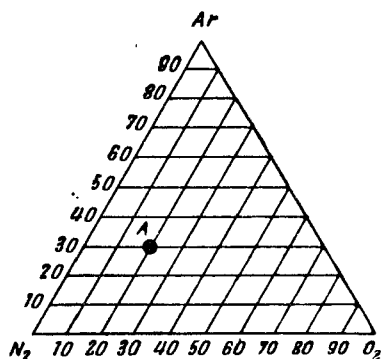
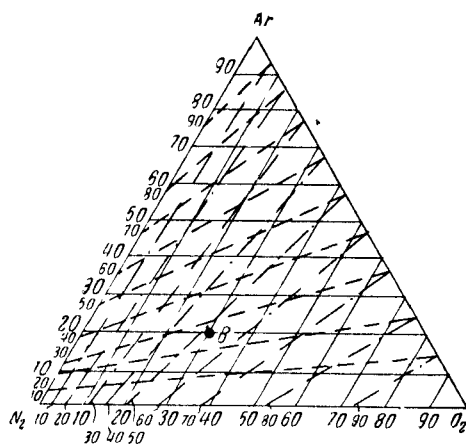
Построение начинают от полюсной линии, проходящей через точку, соответствующую состоянию выводимого продукта. Границей участка является прямая линия, соединяющая полюс рассматриваемого участка с полюсом соседнего участка. Промежуточный ввод (между участками) должен лежать на этой прямой, вывод — на продолжении прямой.

Если в процессе расчета полюсная линия совпадает с изотермой (конодой), то это показывает, что при выбранных условиях процесс невозможен.

Действительное число тарелок подсчитывают по формуле (11-49), принимая указанные выше значения k , п. д.

Расчет ректификации тройной смеси по методу М. Б. Столпера

При более точных расчетах ректификации необходимо учитывать влияние содержащегося в воздухе аргона. Аргон, температура кипения которого лежит между температурами кипения азота и кислорода, при известных условиях накапливается в

Рис. 11-25. Расчет числа тарелок по $X-i$ -диаграммеРис. 11-26. Изображение состава тройной смеси (состав смеси в точке А: 30% Ar, 20% O₂, 50% N₂)Рис. 11-27. Изображение равновесных составов тройной смеси (состав смеси в точке В: пар—20% Ar, 30% O₂, 50% N₂; равновесная жидкость: 26% Ar, 52% O₂, 22% N₂)

средних частях колонны и затрудняет получение чистых продуктов разделения. Такие процессы, как одновременное получение чистых кислорода и азота или извлечение аргона, невозможно рассчитать, если рассматривать воздух как бинарную смесь.

Фазовое равновесие N_2-O_2-Ar . Состав трехкомпонентной смеси удобно изображать

на диаграмме, имеющей форму равнобедренного треугольника, для которого сумма расстояний от любой точки внутри треугольника до его сторон равна высоте. Если

принять высоту треугольника равной единице, то расстояние от любой точки до каждой стороны будет соответствовать молярной доле компонента в смеси или содержанию в % (объемн.).

Вершины треугольника соответствуют чистым компонентам. Для отсчета значений на треугольник наносят сетку (рис. 11-26), по которой находят содержание двух компонентов, а содержание третьего вычисляют по разности.

Для изображения равновесия на треугольнике наносят неравномерную сетку для состава второй фазы системы (рис. 11-27). Чтобы облегчить работу с диаграммой при малых концентрациях одного из компонентов (до 3—5%), против каждой стороны треугольника наносят отношения содержания противоположного компонента в жидкости к его содержанию в паре.

Приближенные диаграммы равновесия, построенные для абсолютных давлений в верхней колонне $1,4 \text{ кг/см}^2$ и в нижней колонне 6 кг/см^2 , приведены в приложениях.

Основные положения. Рассматриваемый метод является развитием метода Понсона применительно к трехкомпонентной смеси. Вместо плоской $X-i$ -диаграммы пользуются пространственной $X-Y-i$ -диаграммой (рис. 11-28), также обладающей основными свойствами, описанными выше.

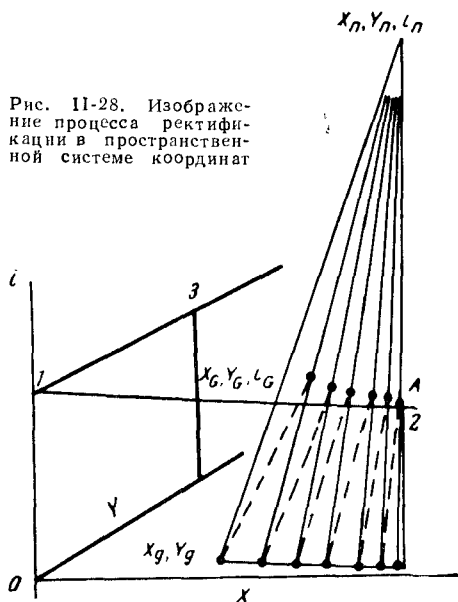


Рис. 11-28. Изображение процесса ректификации в пространственной системе координат

Как и в плоской диаграмме, теоретический контакт соответствует изменению составов жидкости и пара между двумя полюсными лучами, проходящими через концы коноды. В отличие от метода Понсона расчет ректификации трехкомпонентной смеси осуществляют аналитически. Полюс также является точкой пересечения прямых, соединяющих точки состояний пара и жидкости в любом

сечении рассматриваемого участка колонны. Координаты полюса в пространственной $X-Y-i$ -диаграмме находят по формулам:

$$X_p = \frac{GX_G - gX_g}{G - g}; \quad (11-52)$$

$$Y_p = \frac{GY_G - gY_g}{G - g}; \quad (11-53)$$

$$i_p = \frac{Gi_G - gi_g}{G - g}. \quad (11-54)$$

Для вычисления координат полюса каждого участка колонны составляют баланс замкнутого контура, проходящего через рассматриваемый участок и охватывающего верх или низ колонны (см. рис. 11-28). Необходимо лишь знать значения энтальпий пара и жидкости любого состава. Если пренебречь теплотой смешения, то можно считать, что энтальпии жидкости и пара в пространственной системе координат образуют две непараллельные плоскости.

Так как отсчет энтальпии можно вести от любой произвольной точки, допустимо принимать энтальпию жидкости или пара при данном давлении для всех трех компонентов равной нулю. Если, например, принять равной нулю энтальпию жидкости, то уравнение плоскости энтальпии пара в координатах $X-Y-i$ будет иметь следующий вид:

$$(r_z - r_x) \frac{X}{100} + (r_z - r_y) \frac{Y}{100} + i - r_z = 0.$$

Значение теплот парообразования r_x ; r_y ; r_z приведены в табл. 11-6.

ТАБЛИЦА 11-6 ЗНАЧЕНИЯ ТЕПЛОТ ПАРООБРАЗОВАНИЯ АЗОТА, АРГОНА И КИСЛОРОДА, ккал/м³

Газ	Абсолютное давление, кг/см²	
	1,4	6
Азот . . .	$r_x = 58,7$	$r_x = 50,7$
Аргон . . .	$r_y = 68,0$	$r_y = 60,5$
Кислород .	$r_z = 71,5$	$r_z = 63,0$

Следовательно, энтальпия пара любого состава может быть определена из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } p_{абс} = 1,4 \text{ кг/см}^2 \\ i = 71,5 - 0,128X - 0,035Y; \\ \text{при } p_{абс} = 6 \text{ кг/см}^2 \\ i = 63 - 0,123X - 0,025Y. \end{aligned} \right\} \quad (11-55)$$

В ряде случаев удобнее принимать равной нулю энтальпию пара. Тогда значения энтальпии жидкости будут отрицательными: при $p_{абс} = 1,4 \text{ кг/см}^2$

$$\left. \begin{aligned} -i = 71,5 - 0,128X - 0,035Y; \\ \text{при } p_{абс} = 6 \text{ кг/см}^2 \\ -i = 63 - 0,123X - 0,025Y. \end{aligned} \right\} \quad (11-56)$$

Подсчитав по уравнению (II-55) энтальпии потоков заданного состава, по уравнениям (II-52), (II-53), (II-54) определяют координаты всех полюсов: X_n , Y_n , i_n . Если известен состав и энтальпия пара, поступающего на тарелку X_G , Y_G , i_G , то состояние жидкости, стекающей с этой тарелки, характеризуется точкой, лежащей на прямой, соединяющей полюс с точкой состояния пара; точка, характеризующая состояние жидкости, может быть найдена по уравнению следа прямой на нулевую плоскость координат:

$$\left. \begin{aligned} X_g &= X_n - i_n \frac{X_G - X_n}{i_G - i_n}, \\ Y_g &= Y_n - i_n \frac{Y_G - Y_n}{i_G - i_n}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-57})$$

Энтальпия жидкости равна нулю.

Пар, уходящий с рассматриваемой тарелки и поступающий на следующую тарелку, находится в равновесии со стекающей с этой тарелки жидкостью. Его состав находят по диаграмме равновесия, а энтальпию — по уравнению (II-55).

Вновь находя по уравнению (II-57) состав жидкости, стекающей со следующей тарелки, повторяют расчет от тарелки к тарелке до тех пор, пока не приходят к конечному составу или границе участка. Принимать за нуль теплосодержание жидкости и пользоваться уравнением (II-55) следует в том случае, если расчет ведут от тяжелокипящего к легкокипящему компоненту (от низа колонны к ее верху).

В том случае, если расчет ведут от легкокипящего к тяжелокипящему компоненту (от верха колонны к ее низу), следует за нуль принимать энтальпию пара, а для подсчета энтальпии жидкости пользоваться уравнением (II-56). Тогда исходным будет известная по составу жидкость; состав пара в том же сечении колонны находят по уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} X_g &= X_n - i_n \frac{X_g - X_n}{i_g - i_n}, \\ Y_g &= Y_n - i_n \frac{Y_g - Y_n}{i_g - i_n}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-58})$$

Координаты полюса в этом случае также должны быть рассчитаны по уравнениям (II-56) — (II-54).

Изложенным выше исчерпывается основной принцип метода. Необходимые для практики расчетов пояснения приведены ниже. **Порядок расчета.**

1. В первую очередь составляют материальный баланс разделительного аппарата и балансы верхней и нижней колонн. Для этого необходимо частично задаться, а частично вычислить составы продуктов разделения методом, указанным выше. Состав фракций берут по данным табл. II-2, а также по данным графика соотношений между содержанием аргона и кислорода в

азоте, отводимом из верхней колонны (рис. II-29).

Для составления баланса может быть выбрана любая пара из трех компонентов. Расчет получается точнее, если выбирать ком-

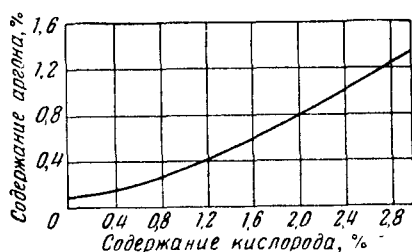


Рис. II-29. Примерное соотношение между содержанием аргона и кислорода в отходящем азоте

поненты, содержащиеся в меньшем количестве, а основной компонент находить по разности.

2. Из теплового баланса колонн определяют тепловую нагрузку конденсаторов и змеевика (если в кубе имеется змеевик). Определяют состояние воздуха, поступающего в разделительный аппарат (долю жидкости и пара в воздухе). Составы жидкости и пара могут быть определены из графика рис. II-30.

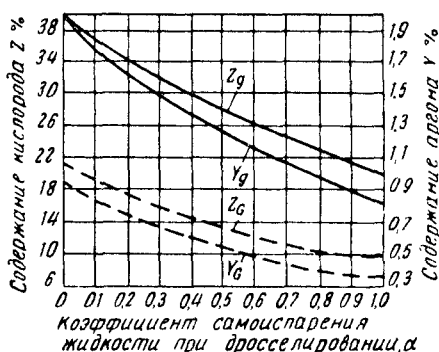


Рис. II-30. Составы жидкой и газообразной фаз частично охлажденного воздуха при давлении 6 ат (сплошные линии — жидкость, пунктирные — пар)

3. Особое внимание следует уделять выбору участка начала расчета ректификации. Нельзя начинать расчет с того участка колонны, где содержание одного из компонентов равно или близко к нулю. Так, например, верхнюю колонну, предназначенную для получения кислорода, следует рассчитывать сверху вниз, так как содержание азота в конденсаторе принимается равным нулю; ту же колонну, предназначенную для выработки азота, рассчитывают снизу.

Нижнюю колонну обычно рассчитывают в направлении от куба к конденсатору, аргоновую колонну — от верхнего конденсатора к ее основанию.

4. После выбора участка начала расчета подсчитывают координаты всех полюсов, пользуясь методом баланса замкнутого контура и уравнениями (II-52)—(II-54). При этом в зависимости от выбранного места начала расчета энтальпии потоков определяют по уравнениям (II-55) или (II-56).

5. Расчет числа теоретических тарелок нижней колонны ведут от известного состава кубовой жидкости, стекающей с нижней тарелки. По диаграмме находят состав равновесного пара, уходящего с первой тарелки. Подсчитывают энтальпию этого пара по уравнению (II-55). По уравнению (II-57) находят состав жидкости, стекающей со второй тарелки. Повторяют расчет от тарелки к тарелке, сводя результаты в таблицу, пока содержание кислорода в поднимающемся с тарелки паре не достигнет содержания кислорода, заданного для жидкого азота из колонны. Если при этом количество аргона не соответствует тому, которым задавались при составлении материального баланса нижней колонны, то следует внести поправку в исходные данные и повторить расчет.

6. При дросселировании кубовой жидкости и жидкого азота часть жидкости испаряется. Количество пара зависит от степени переохлаждения и легко может быть подсчитано по тепловым диаграммам. Пар по составу равновесен оставшейся жидкости. При дросселировании азотной жидкости изменение состава жидкости и пара обычно не учитывается и их составы принимают равными исходному.

Изменение состава кубовой жидкости связано с коэффициентом испарения α — доля испарившейся жидкости) уравнениями

$$\alpha = \frac{Z_1 - Z_G}{Z_g - Z_G} = \frac{Y_1 - Y_G}{Y_g - Y_G}, \quad (\text{II-59})$$

где Z_1, Y_1 — состав исходной жидкости;

Y_g и Y_G —

Z_g и Z_G — равновесные составы образовавшихся жидкости и пара.

Так как содержание аргона в кубовой жидкости невелико, то концентрации аргона в паре и жидкости связаны уравнением

$$\frac{Y_g}{Y_G} = k_{\text{Ar}}. \quad (\text{II-60})$$

Отношение содержания аргона в жидкости, к его содержанию в равновесном паре k_{Ar} находят по вспомогательному графику диаграммы равновесия. Объединяя уравнения (II-59) и (II-60), получим

$$Y_G = \frac{Y_1}{\alpha(k_{\text{Ar}} - 1) + 1}. \quad (\text{II-61})$$

Для определения состава пара и жидкости после дросселя следует:

задаваться рядом значений содержания кислорода в жидкости (Z_g) в пределах от исходного Z_1 ($\alpha=1$) до состава жидкости,

равновесной с паром, состав которого равен составу исходной жидкости ($\alpha=0$); вычислять α для каждого состава по уравнению (II-59); найти из диаграммы равновесия k_{Ar} ; по уравнению (II-61) вычислить содержание аргона в паре, а по уравнению (II-60) — в жидкости; по результатам расчета составить график и найти по нему составы для расчетного коэффициента испарения α . Такой график приведен на рис. II-31 для жидкости состава: $Z_1=38\% \text{ O}_2, Y_1=1,69\% \text{ Ar}$.

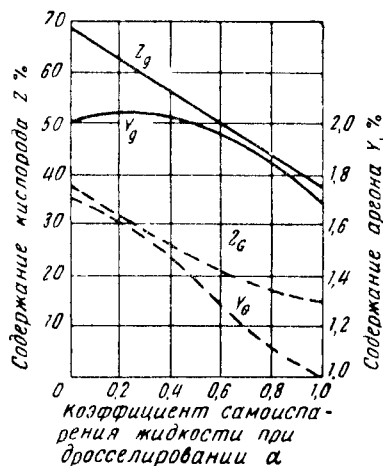


Рис. II-31. Изменение концентраций пара и жидкости при дросселировании кубовой жидкости состава: $Z_1=38\% \text{ O}_2, Y_1=1,69\% \text{ Ar}$ (сплошные линии — жидкость, пунктирные — пар)

7. Расчет процесса ректификации в верхней колонне начинают от известного состава пара и жидкости. При переходе, в месте ввода (или вывода) потоков, от одного расчетного участка к другому, состав пара и жидкости в начале нового участка определяют из уравнений сложения и вычитания материальных потоков. Так, например, если из расчета верхнего участка известно количество и состав пара, приходящего на тарелку выше места ввода кубовой жидкости G_1 , то количество пара G_2 , уходящего с тарелки, лежащей ниже места ввода, будет равно

$$G_2 = G_1 - (1 - \alpha)M.$$

Состав этого пара

$$Z_{G_2} = \frac{G_1 Z_{G_1} - (1 - \alpha) M Z_{G_M}}{G_2},$$

где Z_{G_M} — состав паров кубовой жидкости, образовавшихся от испарения при дросселировании.

Количество и состав жидкости до ввода известны из расчета первого участка, количество и состав жидкости после ввода находят как сумму потоков.

При расчете ректификации бинарной смеси считается, что ввод делается в том

месте колонны, где жидкость (или пар) имеют тот же состав, что и состав вводимого потока.

При расчете ректификации тройной смеси состав вводимого потока, как правило, не совпадает с составом потоков в данном сечении колонны. В большинстве случаев лучшие результаты получаются, если кубовую жидкость вводят в зону колонны, значительно более богатую кислородом.

8. При расчете верхней колонны, работающей совместно с колонной для извлечения сырого аргона, необходимо знать количество и состав паров, отводимых в аргоновую колонну; жидкости, возвращаемой из этой колонны; паров и жидкости, вводимых в верхнюю колонну из конденсатора аргоновой колонны. Поэтому предварительно нужно рассчитать аргоновую колонну, а затем верхнюю. Расчет аргоновой колонны ведут сверху вниз начиная от конденсатора до тех пор, пока концентрации всех продуктов разделения аргона перестанут изменяться. То обстоятельство, что концентрация азота быстро достигает минимума и затем остается постоянной, в то время как концентрация аргона продолжает изменяться, в значительной мере облегчает нахождение соединения аргоновой и верхней колонн.

9. Так же, как и при расчете ректификации бинарной смеси, возможны случаи, когда нельзя получить все продукты разделения желаемых составов.

При расчете ректификации тройной смеси невозможность процесса при выбранных составах промежуточных потоков или конечных продуктов разделения может выражаться, например, в прекращении изменения составов от тарелки к тарелке. Иногда получается, что содержание одного из компонентов становится отрицательным.

В некоторых случаях линия ректификации направляется не к желаемому продукту, а к другому — например, вместо кислорода к аргону. Это происходит при недостатке флегмы или неудачно выбранном месте питания.

10. К. п. д. тарелки при расчете, в котором воздух рассматривают как тройную смесь, принимается равным

$$\eta_T = 0,8 - 1.$$

Расчет насадочной колонны

Для малых установок применяют колонны (при диаметре не более 200—250 мм) с насадкой из колец Рашига, для которых $d = h = 6-10$ мм.

Необходимую высоту насадки колонны рассчитывают по уравнению

$$H = h \int_{X_{G1}}^{X_{G2}} \frac{dX_G}{X_p - X_G}, \quad (11-62)$$

где X_G — концентрация поднимающихся по колонне паров;

X_p — концентрация пара, равновесного с жидкостью, стекающей в рассматриваемом сечении колонны;

X_{G1} , X_{G2} — концентрации пара на границах рассматриваемого участка колонны;

h — высота слоя насадки, эквивалентного одной теоретической тарелке.

Уравнение (11-62) решается графически (рис. 11-32) следующим способом:

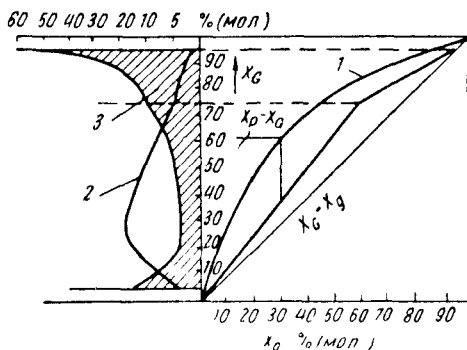


Рис. 11-32. Расчет насадочной колонны:

1 — линия равновесия; 2 — $X_p - X_G =$

$$= f_1(X_G); \quad 3 - \frac{1}{X_p - X_G} = f_2(X_G)$$

1. Строят линию равновесия в координатах $X_G - X_g$ (кривая 1) и наносят рабочие линии колонны [см. уравнения (11-47) и (11-48)].

2. На полученной диаграмме берут разность ординат $X_p - X_G$ и откладывают в левой части графика как функцию X_G (кривая 2).

3. Вычисляют и откладывают на поле графика в выбранном масштабе величину

$$\frac{1}{X_p - X_G} \quad (\text{кривая 3}).$$

4. Заштрихованная под кривой 3 площадь — величина искомого интеграла.

Для колец Рашига указанных выше размеров высота насадки, эквивалентная одной теоретической тарелке, равна $h = 0,12-0,18$ м.

Расчет колонны для извлечения криптона

В атмосферном воздухе содержится $1,1 \cdot 10^{-4}\%$ криптоно-ксеноновой смеси. Криптон и ксенон как тяжелолопнящие компоненты (по отношению к остальным компонентам воздуха) скапливаются в межтрубном пространстве конденсатора и уходят из

разделительного аппарата вместе с кислородом.

Для извлечения криптоноксеноновой смеси, выходящий из конденсатора кислород пропускают через криптоновую колонну 2 (рис. II-33), в которой он промывается небольшим количеством жидкости. Стекающая из верхней части колонны жидкость в

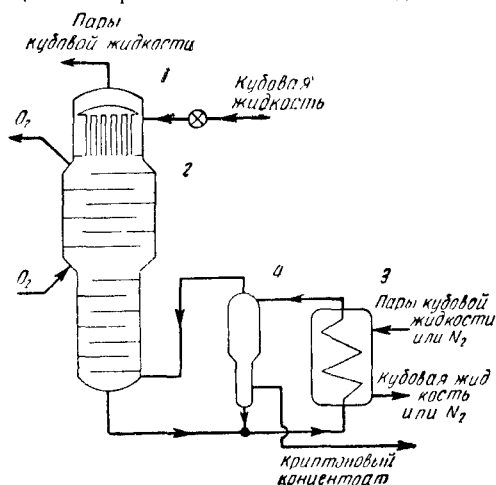


Рис. II-33. Схема колонны для извлечения криптонового концентрата:
1—верхний конденсатор; 2—колонна; 3—нижний конденсатор; 4—отделитель жидкости

нижней части подвергается дальнейшему обогащению, а затем почти полностью испаряется в нижнем конденсаторе 3. Криптоновый концентрат выводится в жидком виде из отделителя жидкости 4 нижнего конденсатора.

Теплоносителем в нижнем конденсаторе является смесь $N_2 + O_2$, отводимая из парового пространства куба нижней колонны основного аппарата, или азот. Сконденсированный воздух дросселируется в межтрубное пространство верхнего конденсатора, где испаряется за счет тепла конденсации некоторого количества кислорода в трубном пространстве.

Малые концентрации криптоноксеноновой смеси в кислороде не позволяют пользоваться для определения числа тарелок обычными графическими методами, поэтому расчет ведут аналитически. При малых концентрациях одного из компонентов раствор подчиняется закону Генри, по которому содержание компонента в паре пропорционально содержанию его в жидкости.

В этом случае зависимость между содержаниями криптона в паре Y_{Kr} и жидкости X_{Kr} может быть выражена уравнением

$$Y_{Kr} = aX_{Kr} \quad (II-63)$$

Расчет ведут по криптону, так как его в 11 раз больше, чем ксенона, а температура кипения ниже.

Для криптона, растворенного в жидком кислороде, при абсолютном давлении $1,4 \text{ кг/см}^2$

$$a = \frac{Y_{Kr}}{X_{Kr}} = 0,095. \quad (II-64)$$

Рабочие линии колонны являются прямыми и подчиняются уравнению типа

$$Y_{Kr} = bX_{Kr} + C. \quad (II-65)$$

Значения коэффициентов могут быть найдены из баланса замкнутого контура. Для верхней части криптоновой колонны имеем

$$b = \frac{g}{G} = \frac{g}{g + K};$$

$$C = \frac{K}{g - K} X_{KrK},$$

где K — количество кислорода, уходящего из криптоновой колонны;

X_{KrK} — содержание криптона в этом кислороде;

G — количество паров, поднимающихся по колонне;

g — количество жидкости, стекающей по колонне.

Для нижней части колонны

$$b = \frac{g}{G} = \frac{g}{g - L};$$

$$C = \frac{L}{g - L} X_{KrL},$$

где L — количество получаемого концентрата;

X_{KrL} — содержание криптона в концентрате.

Необходимое количество теоретических тарелок для каждой части колонны может быть рассчитано по уравнению

$$n = \frac{b}{b - a} \ln \frac{(b - a) X_{2Kr} + C}{(b - a) X_{1Kr} + C}, \quad (II-66)$$

где X_{1Kr}

и X_{2Kr} — концентрации стекающей жидкости на входе и выходе из рассматриваемого участка колонны.

Значения X_{1Kr} и X_{2Kr} вычисляют по уравнениям рабочих линий, исходя из граничных условий.

При расчетах принимают к. п. д. тарелок криптоновой колонны равным 0,3—0,5. Коэффициент извлечения криптона в криптоновой колонне 0,85—0,90. Содержание криптона в получаемом концентрате обычно составляет не более 0,1—0,2% Кг, так как получение более высоких концентраций связано с возможным накоплением в колонне углеводородов до взрывоопасных пределов. Количество жидкости, стекающей по колонне, составляет 12—15% от количества кислорода, из которого извлекается криптоновый концентрат.

Гидравлический расчет и определение размеров элементов колонн

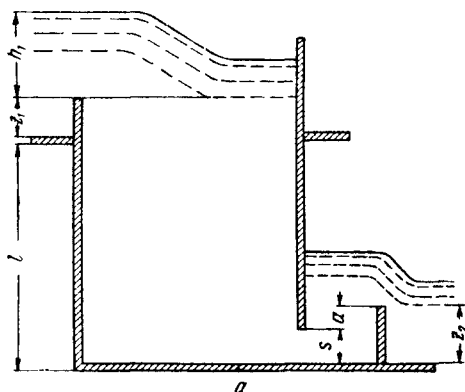
Диаметр колонны

Площадь тарелки и диаметр колонны рассчитывают, задаваясь средней скоростью паров, поднимающихся по колонне. Площадь тарелки

$$F_T = \frac{G \rho_n}{\rho_G \cdot 3600 \omega_k}, \quad (II-67)$$

где G — наибольшее количество поднимающихся по колонне паров, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ_n , ρ_G — плотности паров при нормальных физических и рабочих условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ω_k — скорость паров, поднимающихся по колонне, $\text{м}/\text{сек}$; для колонны высокого давления $\omega_k = 0,1 - 0,25 \text{ м}/\text{сек}$; для колонны низкого давления на участке ниже ввода кубовой жидкости $\omega_k = 0,25 - 0,5 \text{ м}/\text{сек}$, а на участке выше ввода кубовой жидкости $\omega_k = 0,25 - 0,8 \text{ м}/\text{сек}$.



Минимальная скорость паров в отверстиях тарелки

Тарелка работает полным сечением и, следовательно, с максимальным к. п. д. только в том случае, если скорость пара в отверстиях сетки тарелки превышает минимальную величину для выбранной конструкции тарелки. Для кольцевой тарелки при $D \geq 500 \text{ мм}$ минимальную скорость паров в отверстиях определяют по формуле

$$\omega_0 = 0,67 \sqrt{\frac{\Delta h}{0,093 \rho_G}}, \quad (II-69)$$

где Δh — падение статического давления жидкости на тарелке, мм вод. ст. ,

$$\Delta h = (0,85 z_1 + 0,47 h_1) \frac{\rho_g}{1000}, \quad (II-70)$$

где z_1 — высота сливной перегородки, мм .

Для воздухоураздительных аппаратов высоту сливной перегородки (рис. II-34) принимают: $z_1 = 10 - 20 \text{ мм}$ (10 мм — для колонн большой производительности); h_1 — величина подпора жидкости у сливной перегородки, мм .

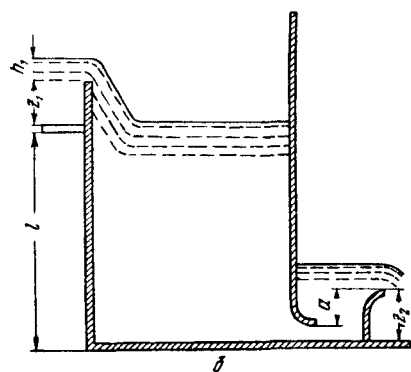


Рис. II-34. Типы переливных устройств:
а—тип I; б—тип II; в—тип III

В отдельных случаях, например при ограниченных габаритах колонны по высоте, скорости принимаются ниже указанных пределов.

Диаметр кольцевой тарелки рассчитывают по формуле

$$D_n = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_T}{1 - \left(\frac{D_{вн}}{D_n}\right)^2}}, \quad (II-68)$$

Отношение внутреннего диаметра кольцевой тарелки к ее наружному диаметру выбирают в пределах

$$\frac{D_{вн}}{D_n} = 0,33 \div 0,43.$$

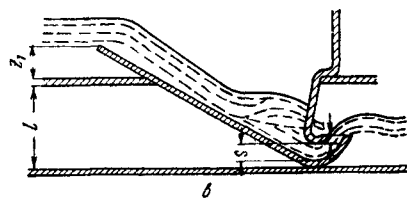
Эта величина связана с напряженностью слива уравнением

$$h_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{L}{bm}\right)^2 \cdot 1000}, \quad (II-71)$$

где L — количество проходящей через слив жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$;

b — ширина сливного порога (по радиусу тарелки), м ;

$\frac{L}{b}$ — напряженность слива, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$,



$$\frac{L}{b} = \frac{2g\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{г}}(D_{\text{н}} - D_{\text{вн}})i}; \quad (II-72)$$

i — число сливных устройств (в переводе на газ при нормальных условиях),
 $\rho_{\text{г}}$ — плотность жидкости, кг/м^3 ;
 g — количество стекающей жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 m — коэффициент расхода жидкости, проходящей через перелив.

При напряженности сливной перегородки $\frac{L}{b} < 5 \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$ берут $m = 6400$; при $\frac{L}{b} \geq 10 \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч})$ величина $m = 10\,000$.

Для промежуточных значений $\frac{L}{b}$ принимают и соответствующие величины для m . Действительную среднюю скорость пара в отверстиях тарелки можно рассчитать по формуле

$$\omega_{\text{отв}} = \frac{G\rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{г}} \cdot 3600 \cdot f_{\text{отв}}}. \quad (II-73)$$

При расположении отверстий диаметром $d_{\text{отв}}$ по ромбу со стороной t площадь отверстий

$$f_{\text{отв}} = 0,91 \left(\frac{d_{\text{отв}}}{t} \right)^2 (F_{\text{т}} - F_{\text{п}}); \quad (II-74)$$

$$F_{\text{п}} = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{8} \right) F_{\text{т}},$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь тарелки, занятая переливными устройствами.

Для нормальной работы всей тарелки средняя скорость пара в отверстиях $\omega_{\text{отв}}$ должна быть выше минимально допустимой ω_0 , определенной по уравнению (II-69).

Гидравлическое сопротивление тарелки

Гидравлическое сопротивление потоку пара, проходящего через тарелку, составляет

$$h_{\text{т}} = h_{\text{Д}} + h_{\text{ст}} + h_{\text{с}}, \quad (II-75)$$

где $h_{\text{Д}}$ — динамическое сопротивление сухой тарелки, мм вод. ст. ,

$$h_{\text{Д}} = 1,83 \frac{\omega_{\text{отв}}^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{\text{г}} = 0,093 \omega_{\text{отв}}^2 \rho_{\text{г}}; \quad (II-76)$$

$h_{\text{ст}}$ — статическое давление столба жидкости на тарелке, мм вод. ст. ;

$$h_{\text{ст}} = (0,195 z_1 + 0,69 h_1) \frac{\rho_{\text{г}}}{1000}; \quad (II-77)$$

$h_{\text{с}}$ — сопротивление поверхностного натяжения жидкости, мм вод. ст. .

С достаточной для практики точностью можно принять для нижней колонны и верхней части верхней колонны $h_{\text{с}} = 4 \text{ мм вод. ст.}$; для нижней части верхней колонны $h_{\text{с}} = 5 \text{ мм вод. ст.}$. Гидравлическое сопротивление тарелки составляет обычно 20—35 мм вод. ст. .

Расстояние между тарелками и размеры переливных устройств

Расстояние между тарелками должно обеспечить работу переливных устройств без захлебывания и превышать высоту слоя пены во избежание ее переброса с нижележащей на вышележащую тарелку. Высота слоя пены

$$H = z_1 + 3,53 h_1 \text{ мм.} \quad (II-78)$$

Расстояние между тарелками, при котором отсутствует переброс пены,

$$H_{\text{т}} = H + l_1 \text{ мм,} \quad (II-79)$$

где l_1 — высота сепарирующего объема над слоем пены, мм .

При скоростях в колонне высокого давления $\omega_{\text{к}} = 0,1 \text{ м/сек}$ и в колонне низкого давления $\omega_{\text{к}} = 0,3 \text{ м/сек}$ высоту сепарирующего объема принимают $l_1 = 15\text{—}20 \text{ мм}$. При больших скоростях l_1 увеличивается пропорционально $\omega_{\text{к}}$.

Типы переливных устройств приведены на рис. II-34. Расчетными величинами являются высота перегородки гидрозатвора z_2 и глубина переливного устройства l . Высоту сливной перегородки z_1 берут в пределах 10—20 мм . Величину начального гидрозатвора принимают $a = 5\text{—}10 \text{ мм}$. Минимальная высота перегородки гидрозатвора

$$z_{2\text{мин}} = Ah_{\text{кр}} + a \text{ мм.} \quad (II-80)$$

Минимальную глубину переливного устройства рассчитывают по уравнению

$$l_{\text{мин}} = 1,25 \left(Bh_{\text{кр}} + 0,95 a + 950 \frac{h_{\text{т}}}{\rho_{\text{г}}} - z_1 \right) \quad (II-81)$$

Критическую глубину потока жидкости подсчитывают по уравнению

$$h_{\text{кр}} = 4,25 \sqrt[3]{\left(\frac{L}{b} \right)^2 \cdot \frac{1}{9,81}} \text{ мм.} \quad (II-82)$$

Коэффициенты A и B в уравнениях (II-80) и (II-81), а также уравнения для окончательного расчета глубины переливного устройства выбранного типа приведены в табл. II-7.

Проходные сечения гидрозатвора не должны быть меньше $s = z_2 - a$ (см. рис. II-34). Расстояние между тарелками рассчитывают для участка колонны, наиболее нагруженного по жидкости (при равных нагрузках по пару). Из двух рассчитанных значений (глубины перелива и высоты пены) выбирают большее.

При диаметре колонны менее 500 мм влияние стеночного эффекта приводит к увеличению высоты слоя пены и ухудшению работы колонны. Поэтому для таких колонн расстояние между тарелками принимают несколько более рассчитанного по приведенным выше формулам.

ТАБЛИЦА II-7 ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ ПЕРЕЛИВНЫХ УСТРОЙСТВ (рис. II-34)

Тип устройства	Коэффициенты		Глубина переливного устройства
	A	B	
a	1,34	3,6	$l = 1,25 \left[0,95 z_2 - z_1 + 1,68 h_{кр} + 950 \frac{h_T}{\rho_g} + 1,16 \frac{h_{кр}^3}{(z_2 - a)^2} \right]$
б	1,14	3,3	$l = 1,25 \left[0,95 z_2 - z_1 + 1,68 h_{кр} + 950 \frac{h_T}{\rho_g} + 0,7 \frac{h_{кр}^3}{(z_2 - a)^2} \right]$
в	0,95	2,44	$l = 1,25 \left[1,71 z_2 - z_1 - 0,76 a + 950 \frac{h_T}{\rho_g} + 0,73 \frac{h_{кр}^3}{(z_2 - a)^2} \right]$

4. Конденсаторы-испарители

Конструкции конденсаторов-испарителей

Конденсаторы-испарители предназначены для конденсации азота, выходящего из нижней колонны, за счет тепла испарения жидкого кислорода, стекающего в конденсатор из верхней колонны.

По назначению конденсаторы делят на основные, в которых испаряется весь кислород, стекающий из верхней колонны, и выносные, в которых испаряется только продукционный кислород.

При наличии выносного конденсатора в основном конденсаторе испаряется кислород, возвращаемый в верхнюю колонну.

Основные конденсаторы, выполняемые обычно из прямых трубок, подразделяют на конденсаторы с кипением кислорода в межтрубном пространстве и конденсацией азота в трубках и конденсаторы с кипением кислорода в трубках и конденсацией азота в межтрубном пространстве.

Конденсаторы первого типа располагают между верхними и нижними колоннами и соединяют с ними пайкой или фланцами.

Конденсатор с кипением кислорода в трубках чаще всего выполняют в виде отдельного аппарата, соединяемого с верхней и нижней колонной трубопроводами.

Длина трубок конденсатора первого типа обычно не превышает 1—1,2 м, так как при большей высоте аппарата заметно уменьшается разность температур в конденсаторе, что связано с гидравлическим напором столба жидкости (температурной депрессией).

В конденсаторах с кипением кислорода внутри трубок пары образуют с жидкостью парожидкостную смесь, характеризующуюся небольшой плотностью. Это позволяет увеличить высоту трубок до 2,5—3 м и соответственно уменьшить их число, а также диаметр конденсатора, толщину и массу трубных решеток.

Пары отделяются от жидкости после выхода из трубок в пространстве между трубной решеткой и крышкой конденсатора.

Неиспарившаяся жидкость возвращается в нижнюю часть конденсатора по центральной циркуляционной трубе. Чтобы обеспечивалась циркуляция жидкости, гидравлическое давление в нижней части конденсатора должно превышать давление столба парожидкостной смеси в трубках конденсатора.

Гидравлическое давление определяется уровнем светлой жидкости над нижней трубной решеткой конденсатора. Этот уровень, называемый кажущимся, обычно принимают равным 0,35—0,5 длины трубок конденсатора.

Слишком высокий или слишком низкий кажущийся уровень приводит к ухудшению

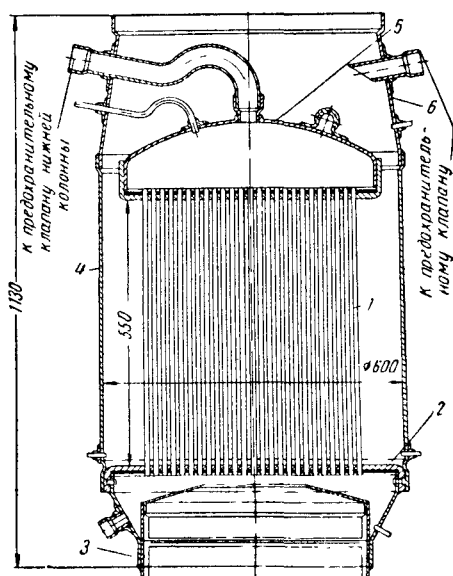


Рис. II-35. Конденсатор установки производительностью 130 м³/ч:

1—трубки; 2—трубные решетки; 3—переходный конус к нижней колонне; 4—обечайка; 5—крышка; 6—переходный конус к верхней колонне

теплопередачи: при слишком высоком уровне гидравлическое давление способствует уменьшению разности температур, при низ-

ком уровне прекращается циркуляция жидкости, часть поверхности не омывается и не участвует в теплообмене.

На рис. II-35 изображен конденсатор установки производительностью 130 м³/ч кислорода. В конденсаторе расположено 1597 медных трубок диаметром 8×0,5 и длиной 580 мм.

Трубные решетки сделаны из листовой латуни; верхняя решетка выполнена плавающей. Крышка с верхней решеткой, а также конденсатор с нижней и верхней колонной соединены мягким припоем.

выносной конденсатор уменьшается опасность накопления ацетилена в основном конденсаторе. Для этой же цели трубки окружены внутренней обечайкой, подвешенной на лапках к верхней решетке и не достигающей нижней решетки. При таком положении создаются условия, аналогичные кипению кислорода в трубках. Вследствие того что снаружи обечайки находится светлая жидкость, а внутри нее парожидкостная смесь малой плотности, в конденсаторе создается интенсивная внутренняя циркуляция, препятствующая накоплению

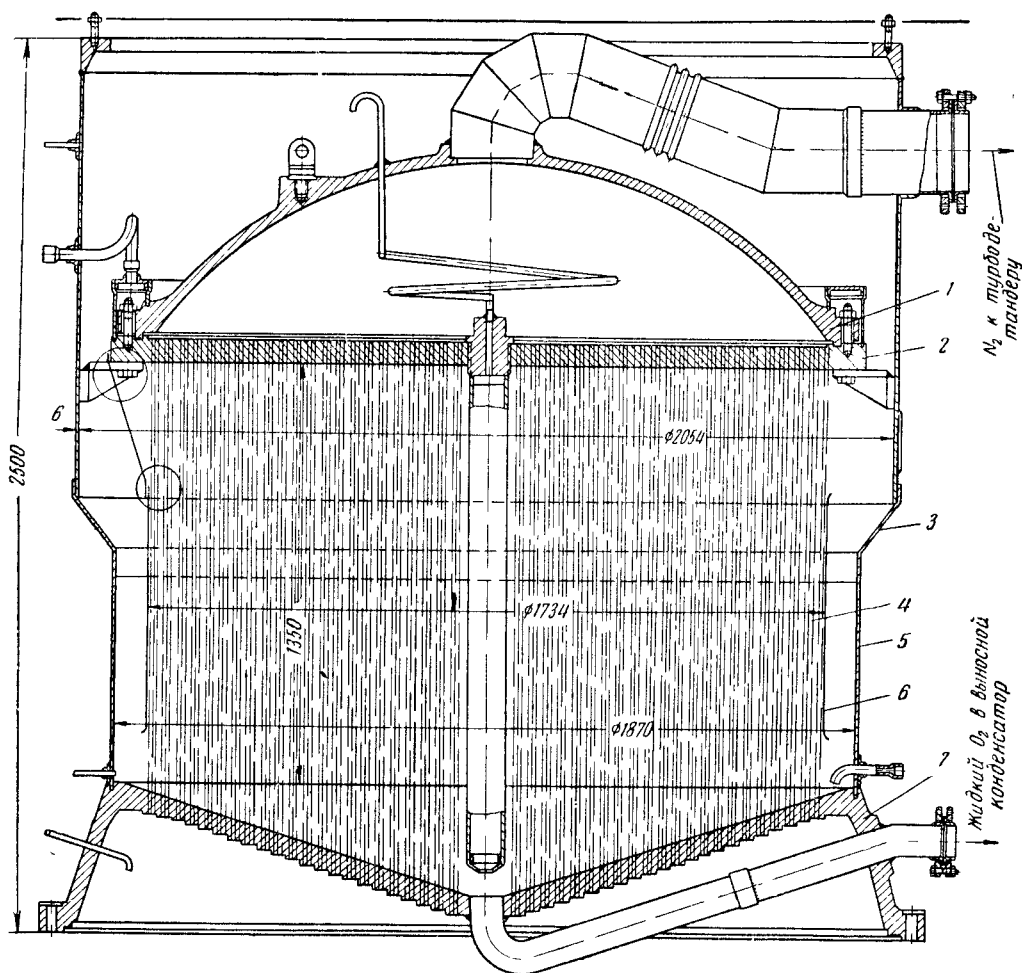


Рис. II-36. Конденсатор установки КТ-3600:

1—крышка; 2—верхняя трубная решетка; 3—переходный конус; 4—трубки; 5—наружная обечайка; 6—внутренняя обечайка; 7—нижняя трубная решетка

В конденсаторе установки КТ-3600 производительностью 3600 м³/ч кислорода (рис. II-36) нижнюю трубную решетку и крышку выполняют литыми из латуни ЛМц58-2.

При конической форме решетки с центральным отводом жидкого кислорода в

ацетилена в застойных местах и несколько улучшающая коэффициент теплоотдачи от кипящей жидкости.

Крышку конденсатора к верхней решетке и конденсатор к нижней и верхней колоннам крепят латунными шпильками.

Конденсатор с кипением кислорода внутри

трубок изображен на рис. 11-37. Конденсатор выполнен из медных трубок диаметром $10 \times 0,5$ мм и длиной 3000 мм. Трубные решетки — латунные, отбортованные. В центральную часть решетки вварена циркуляционная труба для возврата жидкости,

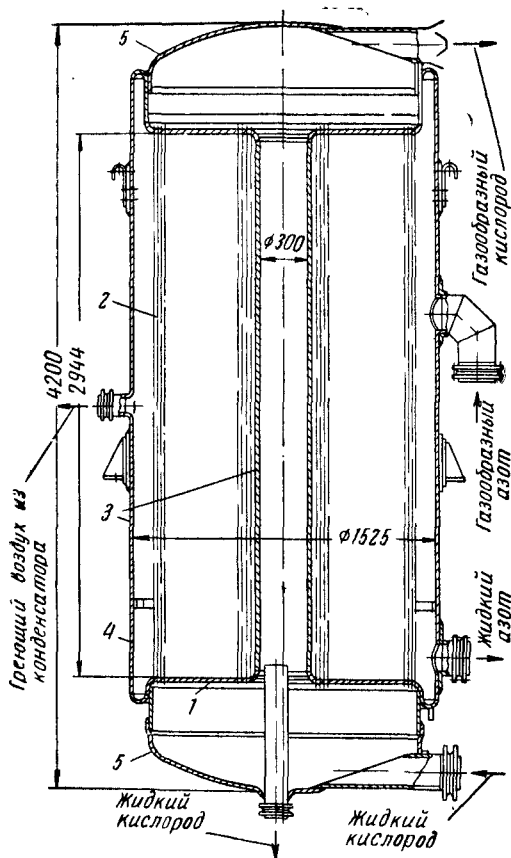


Рис. 11-37. Конденсатор с кипением кислорода в трубках:

1 — трубные решетки; 2 — трубки; 3 — циркуляционная трубка; 4 — обечайка; 5 — крышки

увлекаемой парами. Наружная обечайка приварена к решеткам, крышки впаены с помощью мягкого припоя. Каждый ряд трубок обвязывают проволокой во избежание перетирания их от вибрации.

В выносных конденсаторах кислород, как правило, испаряется в трубках, азот конденсируется в межтрубном пространстве. Выносные конденсаторы выполняют двух типов: конденсаторы первого типа аналогичны основным конденсаторам с кипением внутри трубок. Конденсаторы второго типа выполняют с витыми трубками: жидкий кислород поступает в трубки сверху (рис. 11-38). В таких конденсаторах процесс осуществляется так, чтобы на выходе из трубок небольшая часть (0,5—1,0%) жидкости осталась неиспарившейся. Оставшаяся жидкость, обогащенная взрывоопасными углеводородами, сепарируется от па-

ров в отделителе ацетилена и периодически сливается в специальную наружную емкость.

Тепловой расчет

Тепловая нагрузка

Общая тепловая нагрузка всех конденсаторов $Q_{\text{конд}}$ может быть определена из тепловых балансов нижней или верхней колонны (см. стр. 82). Тепловая нагрузка выносного конденсатора

$$Q_{\text{в.к}} = Kr_K,$$

где K — количество кислорода, испаряемого в выносном конденсаторе, $\text{м}^3/\text{ч}$;

r_K — теплота испарения кислорода, $\text{ккал}/\text{м}^3$.

Тепловая нагрузка основных конденсаторов

$$Q_{0, \text{к}} = Q_{\text{конд}} - Q_{\text{в.к}}$$

Разность температур в конденсаторах

Разностью температур в основном конденсаторе (2,5—3,5 град) предварительно задаются при определении давлений в разделительном аппарате. При расчете конденсатора эту разность температур надлежит уточнить в соответствии с концентрациями и давлениями кипящих и конденсирующихся газов. Концентрация кипящего кислорода в основном конденсаторе установок для получения жидкого кислорода и установок с выносным конденсатором одинакова с концентрацией продукционного кислорода.

В установках для получения газообразного кислорода без выносного конденсатора и в установках с переcondensацией жидкого кислорода кипящий кислород по составу равновесен парам, имеющим состав продукционного кислорода.

Кипение в зоне верхней части трубок происходит под давлением, равным давлению паров над зеркалом жидкости в конденсаторе.

Давление в нижней части трубок

$$p_K = p_3 + \frac{h\rho_K}{10}, \quad (11-85)$$

где h — рабочая высота уровня жидкости (над нижней трубной решеткой) в обычном конденсаторе или уровень жидкости в сборнике, питающем конденсатор с кипением внутри трубок, м;

$\rho_K = 1,12 \text{ кг/л}$ — плотность жидкого кислорода.

По найденным значениям давления и концентрации кипящей жидкости определяют температуру кипения вверху $T_{\text{кип1}}$ и внизу $T_{\text{кип2}}$ трубок.

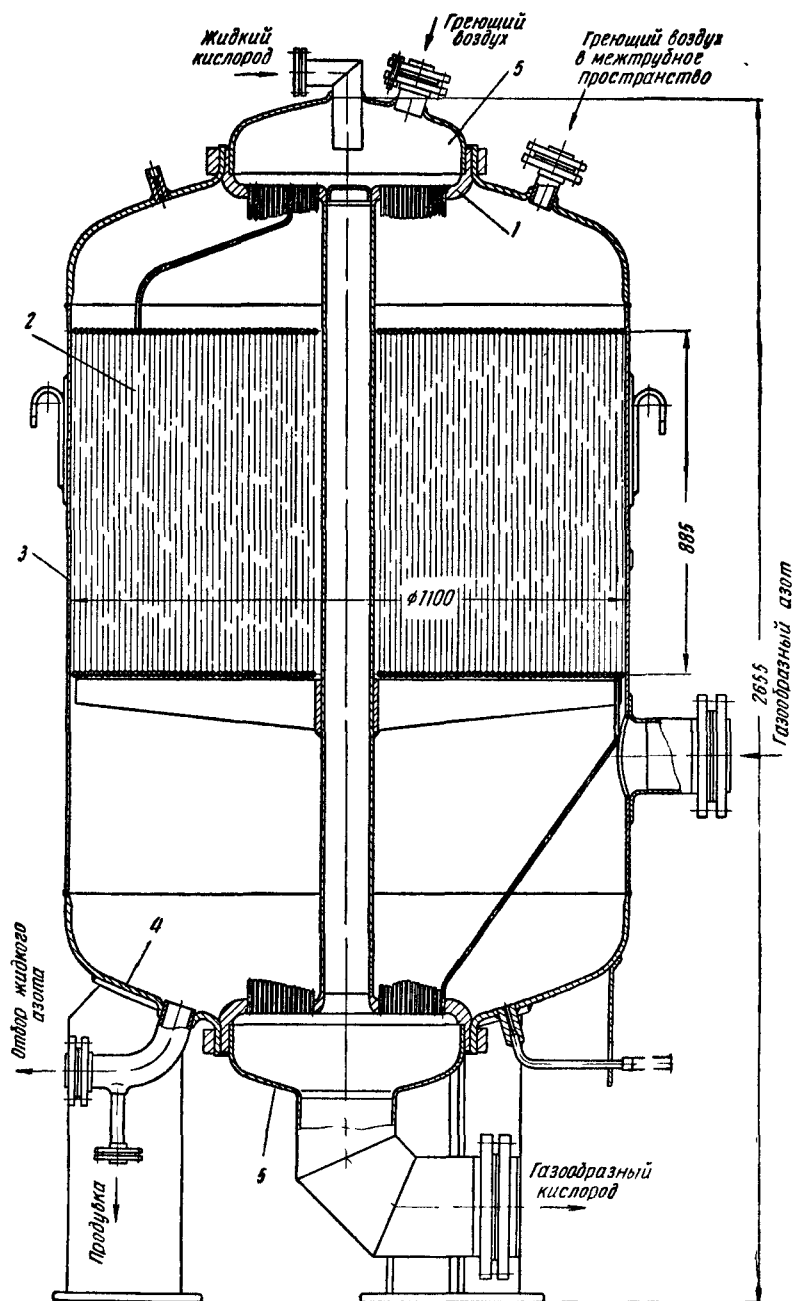


Рис. II-38. Выносной конденсатор с витыми трубами:
1—трубные решетки; 2—трубки; 3—обечайка; 4—днище; 5—крышки

Концентрация конденсирующегося азота одинакова с концентрацией жидкого азота, отводимого из карманов нижней колонны. Если пары азота поступают в конденсатор снизу, то в верхней части трубок конденсируется чистый азот (100% N_2); если же пары поступают сверху, то состав конденсирующегося внизу пара равен составу азотной жидкости, выводимой из конденсатора.

По давлению в верхней части нижней колонны и составу конденсирующегося пара определяют температуру конденсации внизу ($T_{\text{конд}_1}$) и вверху ($T_{\text{конд}_2}$) трубок.

Средняя разность температур в конденсаторе

$$\Delta t = \frac{T_{\text{конд}_1} + T_{\text{конд}_2}}{2} - \frac{T_{\text{кип}_1} + T_{\text{кип}_2}}{2}. \quad (\text{II-86})$$

В выносном конденсаторе давление кипения и концентрации кипящих и конденсирующихся продуктов несколько отличаются от указанных выше. Давление кипения превышает атмосферное на сумму сопротивлений на пути испаряемого кислорода (сопротивлений трубопроводов, регенераторов, органов переключения, давление в газгольдере и др.). На входе в трубки концентрация кипящей жидкости равна концентрации продукционного кислорода, а на выходе из трубок состав кипящей жидкости равен составу парам состава продукционного кислорода. По концентрациям и давлению определяют температуры начала и конца кипения ($T_{\text{кип}_1}$ и $T_{\text{кип}_2}$).

Давление азота, конденсирующегося в выносном конденсаторе, может быть принято равным давлению конденсации азота в основном конденсаторе. Концентрация конденсирующегося азота при включении выносного конденсатора параллельно основному такая же, как и в основном конденсаторе. При последовательном включении выносного конденсатора (когда азот в выносной конденсатор отводится из-под крышки основного конденсатора) концентрация конденсирующегося азота может быть принята равной 100% N_2 .

Коэффициент теплопередачи

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося азота к стенке трубки определяется по формуле Кутателадзе

$$\alpha_1 = 1,13 \sqrt{\frac{3600 \rho^2 \lambda r}{\mu H}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\theta_1}}, \quad (\text{II-87})$$

где ρ — плотность жидкого азота, кг/м^3 ;

λ — теплопроводность конденсата, $\text{ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}$;

r — теплота парообразования, ккал/кг ;

μ — динамическая вязкость жидкости, $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$;

H — рабочая высота трубок, м;

θ_1 — разность температур между конденсирующимся газом и стенкой, $\theta_1 = T_1 - T_{\text{ст}} \text{ град}$.

При подстановке всех значений параметров для азота 98—100%-ной концентрации, конденсирующегося при абсолютном давлении около 6 кг/см^2 , получаем

$$\alpha_1 = 1800H^{-0,25}\theta_1^{-0,75}. \quad (\text{II-88})$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кислороду, кипящему в межтрубном пространстве, определяют по преобразованной формуле Кружилина:

$$\alpha_2 = B \theta_2^{2,33}, \quad (\text{II-89})$$

где θ_2 — разность температур между стенкой и кипящей жидкостью, $\theta_2 = T_{\text{ст}} - T_2 \text{ град}$;

B — коэффициент, зависящий от свойств кипящей жидкости,

$$B = 6,9 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\rho' r}{\rho' - \rho''} \right)^{\frac{1}{30}} \left(\frac{\rho'}{\sigma} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda^{0,75}}{\mu^{0,45} c^{7/60} T^{0,37}}, \quad (\text{II-90})$$

где ρ'' и ρ' — плотности пара и жидкости, кг/м^3 ;

σ — поверхностное натяжение, кг/м ;

λ — теплопроводность жидкости, $\text{ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}$;

μ — динамическая вязкость жидкости, $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$;

c — теплоемкость жидкости, $\text{ккал/(кг} \cdot \text{град)}$;

T — температура кипения, $^{\circ}\text{К}$.

Для кислорода 95—100%-ной концентрации, кипящего при абсолютном давлении $1,4 \text{ кг/см}^2$ после подстановки соответствующих значений в уравнения (II-89) и (II-90) получаем

$$B = 4,3; \quad (\text{II-91})$$

$$\alpha_2 = 130\theta_2^{2,33}. \quad (\text{II-92})$$

Из равенства тепловых потоков с обеих сторон стенки трубки следует

$$\alpha_1 d_1 \theta_1 = \alpha_2 d_2 \theta_2 \quad (\text{II-93})$$

или, подставляя значения α_1 и α_2 из уравнений (II-88) и (II-92),

$$1800H^{-0,25} d_1 \theta_1^{-0,75} = 130 d_2 \theta_2^{2,33}, \quad (\text{II-94})$$

где d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры трубки, м.

Так как температуры наружной и внутренней поверхностей трубки можно считать одинаковыми, то

$$\theta_1 + \theta_2 = \Delta t \quad (\text{II-95})$$

и, следовательно,

$$1800H^{-0,25} d_1 \theta_1^{-0,75} = 130 d_2 (\Delta t - \theta_1)^{2,33}. \quad (\text{II-96})$$

Уравнение (II-96) решается графически. Задаваясь значениями θ_1 , строят кривые для левой и правой частей уравнения. Точка пересечения кривых определяет значение θ_1 , при котором правая и левая части уравнения равны (рис. II-39).

После определения θ_1 по уравнению (II-95) находят значение θ_2 и по уравнениям (II-88) и (II-92) подсчитывают α_1 и α_2 .

Общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружному диаметру трубки,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (II-97)$$

h — кажущийся уровень: отношение уровня жидкости в сборнике, питающем конденсатор, к длине трубки принимают

$$h \frac{H}{L} = 0,4 \div 0,7.$$

Показатель m вычисляют по формуле

$$m = 2900 \left(\frac{L}{d} \right)^{-1,65} \cdot 10^{-\lg \left[29000 \left(\frac{L}{d} \right)^{-1,65} \right]^{\frac{q}{10000}}}, \quad (II-100)$$

Для ориентировочных подсчетов при $\Delta t = 2-4$ град может быть принято значение

$$k = 500 - 800 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}).$$

Поверхность теплопередачи

$$F = \frac{\theta}{k \Delta t}. \quad (II-98)$$

Приведенные выше формулы для расчета коэффициентов теплопередачи достаточно

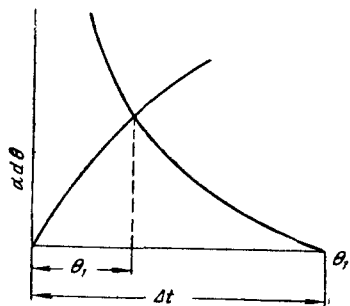


Рис. II-39. Определение разности температур в конденсаторе

точные при разности температур в конденсаторе от 1,5 до 5 град.

При других разностях температур использование этих формул может привести к ошибке.

В конденсаторах с кипением внутри трубок коэффициент теплоотдачи к кислороду, кипящему в трубках, может быть рассчитан по преобразованной формуле ВНИИКИ-МАШа:

$$\alpha_2 = 0,107 \theta_2^{2,33} \left(\frac{L}{d} \right)^{1,5} h^{-3,33m}, \quad (II-99)$$

где $\frac{L}{d}$ — отношение длины трубки к ее внутреннему диаметру обычно $\frac{L}{d} = 250-350$.

При отношении $\frac{L}{d} < 80$ коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнениям (II-89) или (II-92);

где $q = k \Delta t$ — тепловая нагрузка, ее выбирают предварительно в пределах 1000—2000 ккал/(м²·ч) и уточняют по результатам расчета.

Разность температур между кипящим кислородом и стенкой θ_2 , коэффициент теплопередачи и необходимую поверхность определяют так же, как и для кипения кислорода в межтрубном пространстве.

Для выносного витого конденсатора, в котором кислород испаряется в трубках, стекая сверху вниз, при длине трубок около 12 м и диаметре 12×1 мм общий коэффициент теплопередачи составляет 280—300 ккал/(м²·ч·град).

Конструктивный расчет

Расчет ведут с целью определения числа трубок, расстояния между трубными решетками и диаметра решеток. Диаметр трубок выбирают в зависимости от размеров конденсатора и высоты трубок. Для конденсаторов малых установок при расстоянии между решетками менее 0,6 м применяются трубки размером 1×0,5 мм, для конденсаторов средних и крупных установок 8×0,5 мм, для конденсаторов с кипением внутри трубок 10×0,5 мм.

Число трубок при запасе поверхности 20% составит

$$n_{\text{тр}} = \frac{1,2F}{\pi d_n H}. \quad (II-101)$$

Расстояние между трубными решетками H_p для конденсатора с кипением в межтрубном пространстве принимают равным

$$H_p = (1,15 \div 1,2) H. \quad (II-102)$$

где H — расчетная высота трубок

Это обеспечивает дополнительный регулировочный запас поверхности конденсатора.

Размещать трубки в решетках можно по периметру правильных шестиугольников или по концентрическим окружностям.

При разбивке трубок по шестиугольникам число трубок, размещаемых внутри шестиугольника, равно

$$N = 3n(n-1) + 1. \quad (II-103)$$

где n — число рядов трубок по радиусу, включая и центральную трубку.

ТАБЛИЦА 11-8

Число рядов, n . . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
По шестиугольнику:																					
N	1	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469	547	631	721	817	919	1027	1141	1261
M	1	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517	613	721	803	931	1045	1165	1303	1459
По окружности:																					
n	1	6	12	18	25	31	37	43	50	56	62	69	75	81	87	94	100	106	113	119	125
M	1	7	19	37	62	93	130	173	223	279	341	410	485	566	653	747	847	953	1066	1185	1310
Число рядов, n . . .	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
По шестиугольнику:																					
N	1387	1519	1657	1801	1951	2107	2269	2437	2611	2791	2917	3169	3367	3571	3781	3997	4219	4447	4687	4921	5167
M	1615	1765	1921	2083	2263	2455	2653	2857	3055	3259	3469	3647	3949	4195	4441	4693	4943	5215	5503	5791	6085
По окружности:																					
n	132	138	144	150	157	163	169	176	182	188	195	201	207	213	220	226	232	238	245	251	257
M	1442	1580	1724	1874	2031	2194	2363	2539	2721	2909	3104	3305	3512	3725	3945	4171	4403	4641	4886	5137	5394
Число рядов, n . . .	43	44	45	46	47	48	49	50													
По шестиугольнику:																					
N	5419	5677	5941	6211	6487	6769	7057	7357													
M	6385	6679	6979	7297	7645	7981	8323	8671													
По окружности:																					
n	263	270	276	282	289	295	301	308													
M	5657	5927	6203	6485	6774	7069	7370	7678													

Количество трубок, размещаемых на трубной решетке.

 n —число рядов, включая центральную трубку; N —число трубок, размещаемых на площади наибольшего шестиугольника; m —число трубок на окружности при шаге, равном расстоянию между окружностями; M —общее число трубок на решетке (включая заполненные сегменты).

Диаметр окружности, в которую вписывается шестиугольник с трубками, равен

$$D = (2n - 1) t \text{ мм}, \quad (\text{II-104})$$

где t — расстояние (шаг) между осями трубок.

Для конденсаторов шаг трубок

$$t = d + (3 \div 5) \text{ мм}. \quad (\text{II-105})$$

В сегментах, образованных стороной шестиугольника и описанной окружностью, можно разместить дополнительное количество трубок.

При размещении трубок по концентрическим окружностям расстояние между окружностями принимают равным t . Шаг трубок по окружности приблизительно равен или несколько больше t . Диаметр описанной окружности определяют по формуле (II-104). Количество трубок, размещаемых на трубной решетке, указано в табл. II-8.

5. Регенераторы

Регенераторы служат для охлаждения перерабатываемого установкой воздуха продуктами разделения. В отличие от теплообменников теплопередача в регенераторах осуществляется передачей тепла от воздуха к насадке во время периода теплого дутья с последующей отдачей этого тепла потоку обратного газа в период холодного дутья. Для непрерывности процесса устанавливают не менее двух регенераторов: когда по одному из регенераторов идет воздух, по второму — обратный газ.

При охлаждении в регенераторах воздух не требуется предварительно очищать от двуокиси углерода и влаги, так как эти примеси вымерзают и оседают на насадке в период теплого дутья и полностью удаляются обратным потоком газов при холодном дутье.

Насадка состоит из металлической ленты или из проволочных металлических спиралей; можно использовать дробленый камень. Применение насыпной насадки позволяет встраивать в регенераторы змеевики, используемые для нагревания продуктов разделения воздуха, характеризующихся высокой степенью чистоты.

По сравнению с теплообменниками регенераторы обладают весьма развитой поверхностью теплопередачи и относительно малыми гидравлическими сопротивлениями.

Недостаток регенераторов — это потери воздуха при переклещивании и возможность загрязнения проходящих через насадку продуктов разделения двуокисью углерода, влагой и воздухом.

Регенераторы с насадкой из металлической ленты

Конструкция. Регенератор (рис. II-40) имеет приваренное днище и съемную крышку. В днище и крышке имеются фланцы для присоединения трубопровода и коробки автоматических клапанов холодного конца.

В средней части корпуса имеются две бобышки для термометров сопротивления, измеряющих температуру в середине регенераторов. Иногда схемой предусмотрен штуцер для отвода воздуха. В этом случае на уровне штуцера устанавливают раздельную решетку, облегчающую подвод воздуха к штуцеру.

Ленточную насадку (рис. II-41) выполняют в виде дисков из рифленой металлической ленты, навиваемой спиралью в два слоя; в каждом слое направление рифления изменяется на 90° .

Высота диска определяется шириной ленты, которая равна 35—70 мм. Лента шириной 50 мм и более снабжается продольными прорезями для уменьшения теплопроводности насадки в направлении оси регенератора.

Материалы. Корпус регенератора выполняют из нержавеющей стали 1X18H9T или других хладостойких материалов; крышку и фланцы теплового конца — из углеродистой стали марок Ст. 3с и 15Л (фланцы); болты и шпильки холодного конца — из стали 1X18H9, теплового конца — из качественной углеродистой стали марок 25 и 35. Диски выполняют из ленты алюминия марки АД; толщина ленты 0,4—0,5 мм.

Тепловой расчет регенераторов

Тепловой баланс

При установившемся режиме средняя температура насадки регенераторов остается неизменной. Поэтому тепло, выходящее из воздуха и поступающее из окружающей среды, полностью передается газам обратного потока.

Уравнение теплового баланса регенератора:

$$B_{\text{рег.в}} (i_1 - i_3) + B_{\text{рег.г}} q_{\text{пот. рег}} = A p_A (i_2 - i_4). \quad (\text{II-106})$$

Известными величинами являются количество воздуха $B_{\text{рег.г}}$, энтальпия воздуха на входе i_1 и обратных газов на выходе i_2 , давление обратных газов, давление воздуха.

Обычно известна также температура обратных газов на входе в регенератор, которая равна температуре насыщенных паров данного потока или температуре потока при выходе из предыдущего теплообменного аппарата (например, переохлаждителя жидкости или охладителя).

Таким образом, неизвестными в уравнении (II-106) являются энтальпия i_3 воздуха на выходе и количество обратных газов A .

Если количество обратных газов задано, то определяемой величиной является энтальпия i_3 , а следовательно, и температура воздуха на выходе. Если количество газов обратного потока можно изменять, то температурой воздуха на выходе следует задаться. Обычно эта температура принимается равной температуре насыщения паров данного газа.

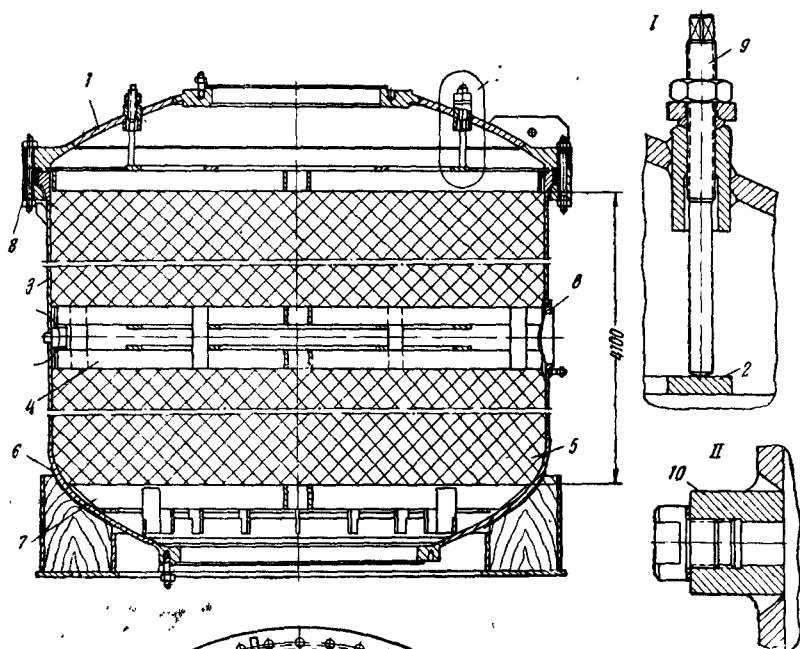


Рис. II-40. Регенератор:
1—крышка; 2—верхняя решетка; 3—корпус; 4—разделительная решетка; 5—насадка; 6—дно; 7—нижняя решетка; 8—шгунер для отвода петлевого воздуха; 9—прижимные болты; 10—бобышка для термометра

Количество переданного в регенераторе тепла

$$Q = B_{\text{рег}} \rho_B (i_1 - i_3) \quad (\text{II-107})$$

или

$$Q = A \rho_A (i_2 - i_4) - B_{\text{рег}} q_{\text{пот. рег.}} \quad (\text{II-107a})$$

Если воздух отводят из середины регенератора в адсорбер CO_2 ($B_{\text{отв}}$) или применяют «воздушную петлю», то уравнение теплового баланса регенераторов имеет вид

$$B_{\text{рег}} \rho_B (i_1 - i_3) + B_{\text{рег}} q_{\text{пот.}} - B_{\text{отв}} \rho_B (i_5 - i_3) = A \rho_A (i_2 - i_4), \quad (\text{II-108})$$

где $B_{\text{отв}}$ и i_5 — количество и энтальпия отводимого воздуха.

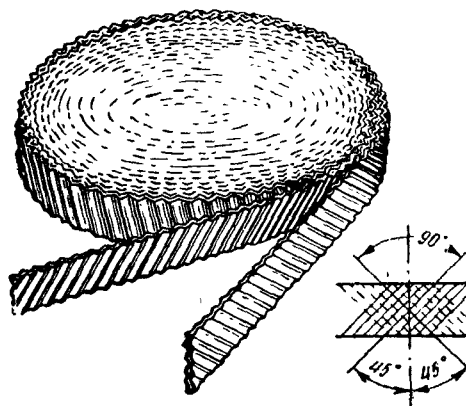


Рис. II-41. Диск насадки регенератора

Тепловую нагрузку регенератора в этом случае подсчитывают по уравнению (II-107а). При «азотной петле» уравнение теплового баланса имеет вид

$$B_{\text{рег}} \rho_B (i_1 - i_3) + B_{\text{рег}} q_{\text{пот}} = A \rho_A (i_2 - i_4) + A_{\text{петл}} (i_6 - i_4), \quad (\text{II-108a})$$

где $A_{\text{петл}}$ и i_6 — количество и энтальпия петлевого азота на выходе.

Полную тепловую нагрузку подсчитывают по уравнению (II-107). Для расчета поверхности насадки тепловой баланс составляют по зонам регенератора, расположенным выше и ниже места отвода воздуха или азота петли.

Изменение температур в регенераторе

Температура насадки за время цикла повышается в период теплового дутья и понижается в период холодного дутья. При установившемся процессе средняя температура за время цикла в каждой точке насадки и всей насадки в целом остается постоянной.

При достаточной длине регенератора и соответствующей продолжительности дутья в средней его части изменение температуры насадки, связанное с изменением температуры газа, подходящего к рассматриваемому сечению, происходит прямолинейно (рис. II-42). Величина изменения температуры зависит от соотношения теплоемкостей газов и насадки, а также от продолжительности дутья и обычно достигает 40—50 град.

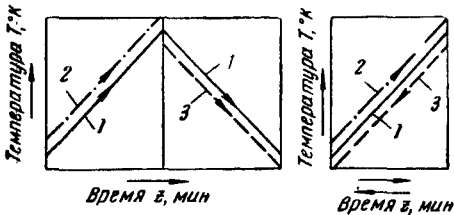


Рис. II-42. Изменение температуры в середине регенератора за время одного цикла: 1 — насадка, 2 — воздух; 3 — азот

Средняя температура насадки в средней части регенератора за период теплового дутья равна средней температуре насадки за период холодного дутья.

На концах регенератора, в связи с тем, что температура входящего газа остается постоянной, изменение температуры насадки за период холодного дутья отличается от изменения температуры за период теплового дутья (рис. II-43). Вследствие этого средние температуры насадки на концах регенератора при теплом и холодном дутье различны.

Изменение температуры насадки на концах регенератора образует так называемую «петлю гистерезиса». Разность средних тем-

ператур насадки за периоды теплового и холодного дутья выражается высотой петли h_m .

Характер изменения температур газа и насадки по длине регенератора вследствие

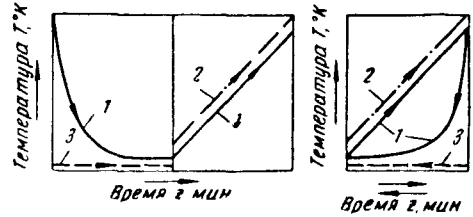


Рис. II-43. Изменение температуры за время цикла на конце регенератора: 1 — насадка; 2 — воздух; 3 — азот

наличия петли гистерезиса имеет вид, изображенный на рис. II-44. Наличие петли гистерезиса уменьшает разность температур между газом и насадкой и ухудшает условия теплообмена. Высота петли h_m равна

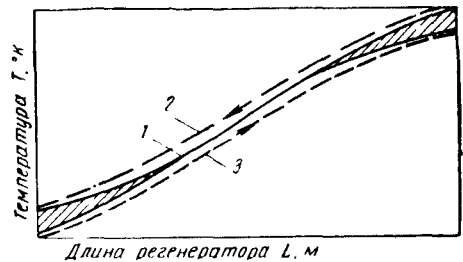


Рис. II-44. Изменение температуры насадки и теплообменивающихся газов по длине регенератора:

1 — насадка; 2 — воздух; 3 — азот

нулю в середине регенератора и возрастает пропорционально квадрату расстояния от середины, достигая максимума на конце насадки регенератора. Эта зависимость выражается уравнением

$$h_m = C \Delta t_m \frac{4}{L^2} \left(x - \frac{L}{2} \right)^2, \quad (\text{II-109})$$

где Δt_m — разность средних (по времени) температур прямого и обратного потоков в сечении, расположенном на расстоянии x от конца регенератора, град;

L — длина регенератора, м;

C — постоянная величина.

Средняя по длине регенератора высота петли

$$h_{\text{ср}} = \int_L^0 \frac{h_m}{L} dx = \frac{C}{6} (\Delta t_{\text{хол}} + \Delta t_{\text{тепл}}), \quad (\text{II-110})$$

где $\Delta t_{\text{хол}}$ и $\Delta t_{\text{тепл}}$ — разность температур потоков на холодном и теплом концах регенератора.

Постоянную C можно вычислить по формуле

$$C = 1 - \frac{2}{\frac{\tau_{\text{пр}}}{2} + 2}, \quad (\text{II-111})$$

где $\tau_{\text{пр}}$ — так называемое «приведенное время»,

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{2\alpha z}{\delta \rho_{\text{мет}} c_{\text{мет}}}; \quad (\text{II-112})$$

где α — коэффициент теплоотдачи от газа к насадке, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$;

z — продолжительность дутья (время полупериода), ч;

δ — толщина алюминиевой ленты насадки регенератора (обычно $\delta = 0,4 \div 0,5$ мм), м;

$\rho_{\text{мет}}$ — плотность металла насадки регенератора, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$c_{\text{мет}}$ — теплоемкость металла насадки при средней температуре регенератора, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$.

Время между переключениями регенераторов обычно принимают $z = 3$ мин. Коэффициент теплоотдачи для предварительных расчетов может быть принят $\alpha = 50 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ с последующим уточнением, если найденный при дальнейшем расчете коэффициент теплоотдачи будет отличаться от принятого более чем на 15—20%.

Поверхность насадки. Необходимую поверхность насадки регенератора вычисляют по формуле

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{k(\Delta t_{\text{ср}} - h_{\text{ср}})}. \quad (\text{II-113})$$

Тепловую нагрузку регенератора Q находят по уравнению (II-107) или (II-107а).

Среднюю разность температур между потоками газов $\Delta t_{\text{ср}}$ для приближенного расчета можно принять равной полусумме разностей температур на теплом и холодном концах регенератора. Для точного расчета находят среднюю интегральную разность температур. Среднюю высоту петли гистерезиса $h_{\text{ср}}$ находят по уравнениям (II-110) — (II-112). Общий коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (\text{II-114})$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от воздуха к насадке и от насадки к обратному потоку газов.

Эти коэффициенты можно вычислить по одной из формул для ламинарного движения, например:

$$\text{при } Re \frac{d_{\text{пр}}}{L} > 7$$

$$Nu = 1,5 \left(Pe \frac{d_{\text{пр}}}{L} \right)^{1/3}; \quad (\text{II-115})$$

$$\text{при } Re \frac{d_{\text{пр}}}{L} \leq 7$$

$$Nu = 2,7 \quad (\text{II-115a})$$

Физические величины, входящие в эти формулы, берут для средней температуры газового потока.

Длину канала L принимают равной ширине диска насадки.

Приведенный гидравлический диаметр $d_{\text{пр}}$ зависит от конструкции и характеристики насадки, его подсчитывают по формуле (II-121). Скорость, входящая в число Рейнольдса, зависит от диаметра регенератора и конструкции насадки. Вычисленная по формуле (II-113) поверхность теплопередачи является полной омываемой поверхностью насадки (т. е. учитываются обе поверхности ленты) одного регенератора (из двух работающих попеременно).

Конструктивный расчет насадки

Диск насадки могут быть выполнены из двух рифленых и двух плоских лент; из двух рифленых лент с перекрещивающимися рифами; из спирально-свернутой ленты, в которой зазор между слоями обеспечивается выштампованными бугорками. Наиболее распространенной является насадка из двух рифленых лент. Задачей конструктивного расчета является выбор типа насадки, высоты и шага рифа или бугорков, угла наклона рифа, определение удельной поверхности

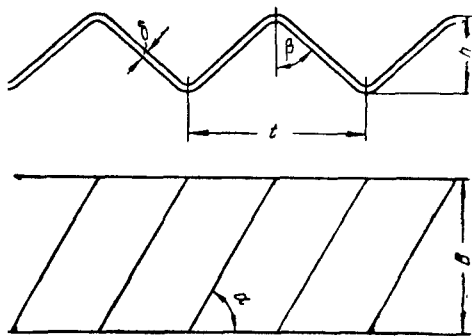


Рис. II-45. Рифленая лента

насадки, свободного сечения, приведенного диаметра и некоторых других величин. Примем следующие обозначения (рис. II-45):

δ — толщина ленты, м;

h — высота рифа или бугорка ленты, м;

t — шаг рифления (перпендикулярно направлению рифа), м;

β — половина угла между плоскостями рифа, град.;

α — угол наклона рифа, град.;

B — высота диска, м;

B_1 — ширина ленты до рифления, м;

H — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

$F_{\text{св.уд}}$ — доля свободного сечения насадки (удельная площадь свободного прохода).

При наклонном рифлении длина и ширина заготовки, из которой делают рифленую ленту, уменьшаются.

Ширину ленты B_1 , которую нужно взять до рифления, чтобы получить диск толщиной B , можно определить из уравнения¹

$$B_1 = B \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \sin^2 \beta}{\sin^2 \alpha}} \quad (\text{II-116})$$

Угол β , входящий в уравнение (II-116), связан с высотой рифа и его шагом уравнением

$$\operatorname{tg} \beta \approx \frac{\frac{t}{2}}{h - \delta}. \quad (\text{II-117})$$

Поверхность единицы объема насадки из двух рифленых и двух плоских лент

$$H = \frac{2 \left(1 + \frac{1}{\sin \beta} \right)}{h + \delta}; \quad (\text{II-118})$$

насадки из двух рифленых лент

$$H = \frac{2}{h \sin \beta}; \quad (\text{II-118a})$$

насадки со спирально-свернутой перфорированной лентой

$$H = \frac{2}{h}. \quad (\text{II-118б})$$

Доля свободного сечения насадки

$$F_{\text{св. уд}} = 1 - \frac{H\delta}{2}. \quad (\text{II-119})$$

При выборе размеров рифления насадки необходимо учитывать следующее:

1. Рифления должны быть по возможности мелкими, чтобы не увеличивать объем регенератора. При слишком мелкой насадке сильно увеличивается гидравлическое сопротивление.

2. Насадку обычно делят на три зоны разного рифления. На холодном конце регенератора насадка имеет самое мелкое рифление, так как при постоянной массовой скорости газа сопротивление насадки холодному газу будет меньше, чем тепловому.

3. Соотношение между высотой и шагом рифления принимают равным

$$\frac{h}{t} = 0,3 - 0,5.$$

Шаг принимают кратным соответствующему модулю при нарезке шестерен с тем, чтобы облегчить изготовление инструмента для рифления.

Ниже приведены характерные данные по насадке азотного регенератора установки КТ-3600:

Размеры, мм:	
Диаметр насадки	1400
высота насадки	4200
толщина диска	50
Количество охлаждаемого воздуха, м ³ /ч	15 500—16 000

Данные о поверхности насадки приведены в табл. II-9.

ТАБЛИЦА II-9 ХАРАКТЕРИСТИКА НАСАДКИ АЗОТНОГО РЕГЕНЕРАТОРА УСТАНОВКИ КТ-3600

Параметры насадки	Зоны насадки			Всего
	теплая	средняя	холодная	
Шаг рифа (модуль)	1,5	1,25	1,0	
Шаг рифа, мм	4,71	3,92	3,14	
Высота рифа, мм	1,9—2,0	1,5—1,6	1,0—1,1	
Масса диска:				
кг	48,3	59,5	80,8	
%	100	123,5	167	
Число дисков:				
шт.	23	27	34	84
%	27,5	32	40,5	100
Масса дисков:				
кг	1110	1610	2750	5470
%	20	30	50	100
Высота зоны:				
мм	1150	1350	1700	4200
%	27,5	32	40,5	100
Удельная поверхность насадки, м ² /м ³	1110—1270	1380—1580	1870—2140	—

Омываемый периметр насадки

$$\Pi_1 = H. \quad (\text{II-120})$$

Приведенный диаметр насадки:

$$d_{\text{пр}} = \frac{4F_{\text{св. уд}}}{\Pi_1} = \frac{4}{H} - 2\delta. \quad (\text{II-121})$$

¹ В связи с тем что при гофрировании лента несколько вытягивается, выбранная ширина B_1 подлежит опытной проверке.

Рекомендуемый
порядок расчета

1. Выбрать разность температур на теплом конце регенератора.

2. Из теплового баланса регенератора по уравнению (II-106) определить разность температур на холодном конце регенератора или, задавшись разностью температур, определить соотношение потоков в регенераторе.

Проверить регенератор на незамерзаемость в отношении водяных паров и двуокиси углерода (см. стр. 107).

3. Из теплового баланса определить тепловую нагрузку Q по уравнению (II-107).

4. Определить $\Delta t_{\text{ср}}$, задаться z и δ , найти $c_{\text{мет}}$ при средней температуре.

5. Задаться шагом t и высотой рифа h для каждой зоны и подсчитать удельную поверхность насадки в каждой зоне (H , $\text{м}^2/\text{м}^3$) по уравнениям (II-118) или (II-118,а).

6. Задаться распределением насадки по зонам в долях от массы или, что то же самое, от поверхности насадки в каждой зоне:

$$x_{\text{тепл}} + x_{\text{ср}} + x_{\text{хол}} = 1.$$

7. Подсчитать среднее значение удельной поверхности насадки

$$H_m = \frac{1}{\frac{x_{\text{тепл}}}{H_{\text{тепл}}} + \frac{x_{\text{ср}}}{H_{\text{ср}}} + \frac{x_{\text{хол}}}{H_{\text{хол}}}}, \quad (\text{II-122})$$

где $x_{\text{тепл}}$, $x_{\text{ср}}$,

$x_{\text{хол}}$ — доля насадки в теплой, средней и холодной зонах;

$H_{\text{тепл}}$, $H_{\text{ср}}$,

$H_{\text{хол}}$ — удельная поверхность насадки в зонах.

8. По среднему значению H_m найти $d_{\text{пр}}$ по уравнению (II-121). Подсчитать секундный объем прямого и обратного потоков — $v_{\text{сек.пр}}$ и $v_{\text{сек.обр.}}$.

Задаться скоростью обратного потока $\omega_{\text{обр}}$, м/сек , отнесенной к свободному сечению насадки. Обычно эту скорость берут в пределах 2,5—3,0 м/сек .

Определить скорость прямого потока $\omega_{\text{пр}}$ из соотношения

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{обр}} \frac{v_{\text{сек.пр}}}{v_{\text{сек.обр}}}.$$

9. Подсчитать частные коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 по уравнениям (II-115) или (II-115,а) и общий коэффициент теплопередачи по уравнению (II-114). Все параметры брать при средней температуре потока.

10. Подсчитать приведенное время Π , найти $h_{\text{ср}}$ по уравнениям (II-110)—(II-112).

11. Определить необходимую поверхность насадки регенераторов F_n по уравнению (II-113), принять запас поверхности (10—30%) и подсчитать полную поверхность насадки регенератора $F_{\text{н}}$:

$$F_n = (1,1 - 1,3) F_{\text{н}}. \quad (\text{II-123})$$

12. Подсчитать по H_m удельную свободную площадь $F_{\text{св}}$, согласно уравнению (II-119).

13. Определить площадь сечения регенератора F и его диаметр D :

$$S = \frac{v_{\text{сек}}}{\omega F_{\text{св. уд}}}; \quad (\text{II-124})$$

$$D = \sqrt{\frac{S}{0,786}}. \quad (\text{II-125})$$

14. Найти объем и длину каждой зоны и всей насадки регенератора:

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{тепл}} &= \frac{x_{\text{тепл}} F_n}{H_{\text{тепл}}}, \\ V_{\text{ср}} &= \frac{x_{\text{ср}} F_n}{H_{\text{ср}}}, \\ V_{\text{хол}} &= \frac{x_{\text{хол}} F_n}{H_{\text{хол}}}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-126})$$

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{тепл}} &= \frac{V_{\text{тепл}}}{F}, \\ L_{\text{ср}} &= \frac{V_{\text{ср}}}{F}, \\ L_{\text{хол}} &= \frac{V_{\text{хол}}}{F}; \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-127})$$

$$\begin{aligned} L &= L_{\text{тепл}} + L_{\text{ср}} + L_{\text{хол}} = \\ &= \frac{F_n}{S} \left(\frac{x_{\text{тепл}}}{H_{\text{тепл}}} + \frac{x_{\text{ср}}}{H_{\text{ср}}} + \frac{x_{\text{хол}}}{H_{\text{хол}}} \right) = \frac{F_n}{S H_m}. \end{aligned} \quad (\text{II-128})$$

15. Число дисков в каждой зоне равно:

$$\left. \begin{aligned} n_{\text{тепл}} &= \frac{L_{\text{тепл}}}{b}, \\ n_{\text{ср}} &= \frac{L_{\text{ср}}}{b}, \\ n_{\text{хол}} &= \frac{L_{\text{хол}}}{b}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-129})$$

где b — ширина диска.

16. Подсчитать гидравлическое сопротивление каждой зоны и всего регенератора (см. ниже).

Нормальная длина насадки регенератора $L = 4-4,5$ м. Нормальное сопротивление $\Delta p = 800-1200$ мм вод. ст.

Если без особых причин, обусловленных предъявляемыми требованиями, высота или сопротивление проектируемого регенератора отличаются от приведенных выше, следует изменить величину рифа или, что более желательно, скорость потока и повторить расчет.

Расчет сопротивления насадки

Сопротивление насадки регенераторов зависит от следующих основных факторов: скорости протекания газа через насадку и состояния протекающего газа; конструкции и характеристики насадки (шаг и высота рифления).

Сопротивление рассчитывают после определения высоты регенератора, его диаметра и числа дисков в каждой зоне. Обычно рассчитывают сопротивление при прохождении обратного потока газа, так как это сопротивление является лимитирующим.

Понижение давления при протекании газа через насадку может быть подсчитано по формуле

$$\frac{dp}{dL} = \frac{f' \cdot f'' \cdot \rho \omega_0^2}{2gd_{\text{пр}}}, \quad (\text{II-130})$$

где $\frac{dp}{dL}$ — падение давления (сопротивление) на 1 м длины насадки регенератора;

f' — коэффициент трения, являющийся функцией числа Рейнольдса;

f'' — безразмерный коэффициент влияния стенки, зависящий от отношения приведенного диаметра насадки к диаметру регенератора;

ω_0 — скорость, отнесенная к сечению пустого регенератора, м/сек;

ρ — плотность газа при средней температуре, кг/м³.

Коэффициенты f' и f'' находят по экспериментальному графику (рис. II-46); определение $d_{\text{пр}}$ описано выше. ρ , ω_0 берут при средних температурах в каждой зоне. При

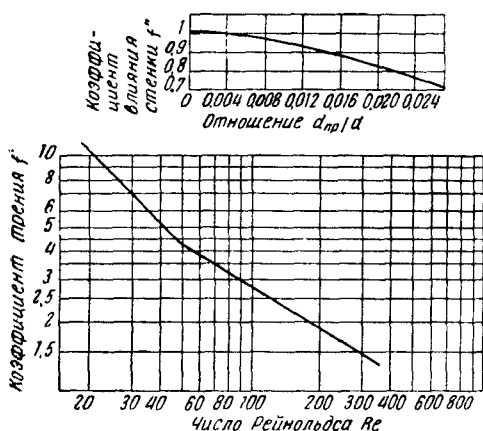


Рис. II-46. Коэффициенты к расчету сопротивления насадки регенератора

этом можно принять, что изменение температур по длине насадки регенератора происходит прямолинейно. Тогда изменение температуры линейно зависит от числа дисков, пройденных газом. Средняя температура газа в зоне

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{хол}} + \frac{T_{\text{тепл}} - T_{\text{хол}}}{n} \left(n_1 + n_2 + \frac{n_{\text{зон}}}{2} \right), \quad (\text{II-131})$$

где n — число дисков в регенераторе;
 n_1 и n_2 — число дисков в зонах, предшествующих рассматриваемой;

$n_{\text{зон}}$ — число дисков в рассматриваемой зоне.

Сопротивление зоны

$$\Delta p = L f' f'' \frac{\rho \omega_0^2}{2gd_{\text{пр}}}. \quad (\text{II-132})$$

Полное сопротивление регенератора равно сумме сопротивлений зон.

Незамерзаемость регенераторов

В регенераторах воздух очищается от паров воды и двуокиси углерода вымораживанием. Осадки, отложившиеся во время периода теплого дутья, в период холодного дутья, сублимируются (CO_2), испаряются (H_2O) и уносятся обратными газами.

Каждой температуре соответствует свое строго определенное парциальное давление (упругость) паров над жидким или твердым компонентом рассматриваемого вещества.

По закону Дальтона под парциальным давлением пары распространяются в окружающем газе, как в пустоте. Поэтому максимальное количество паров воды или CO_2 , которое может содержаться в газе, зависит от упругости паров этих веществ при данной температуре и от объема газа, содержащего эти пары.

По мере охлаждения воздуха упругость паров воды понижается и количество водяных паров, которое может содержаться в воздухе, уменьшается, а избыток паров конденсируется на насадке. При охлаждении ниже 0°C влага оседает на насадке в виде инея. При дальнейшем охлаждении потока воздуха наступает момент, когда парциальное давление двуокиси углерода в воздухе будет равно упругости паров CO_2 при данной температуре.

Например, при содержании в воздухе 0,035% CO_2 и при абсолютном давлении воздуха 6 кг/см² парциальное давление паров CO_2 равно

$$p_{\text{парц}} = \frac{6 \cdot 0,035}{100} \cdot 735 = 1,54 \text{ мм рт. ст.},$$

что соответствует температуре 140°K .

При этой температуре начинается образование кристаллов твердой CO_2 (инея).

В связи с тем что температура обратных газов ниже средней температуры газов прямого потока в каждом сечении регенератора, 1 м³ газов обратного потока может унести паров меньше, чем их высадило из 1 м³ газов прямого потока. Но так как давление обратного потока в несколько раз меньше давления прямого потока, его объем будет больше и поэтому он может унести большее количество осадков.

Таким образом, факторами, определяющими незамерзаемость регенераторов, являются разность температур и отношение объемов прямого и обратного потоков газов.

В действительных условиях в связи со значительными изменениями температуры насадки за время цикла картина процесса осложняется. В начале цикла высадка начинается на холодной насадке раньше, чем следовало бы при средней температуре. По мере нагревания насадки воздухом высадившиеся осадки вновь испаряются и переносятся в более холодные зоны. При этом и аблюдается повышение концентрации при-

месей в потоке воздуха. К концу цикла концентрация примесей в воздухе вновь снижается. Аналогичные пики концентраций наблюдаются и в обратном потоке газа.

В связи с тем что рассчитать процесс высадки и сублимации осадков при переменных температурах насадки не представляется возможным, выбирают допустимую разность температур между прямым и обратным потоками обычно для каждой схемы регенераторов по аналогии с работающими установками. Ориентировочный расчет условий, обеспечивающих незамерзаемость регенераторов, может быть произведен по средним температурам прямого и обратного газа.

Примем следующие обозначения:

p и p' — абсолютное давление теплового и холодного газа, кг/см^2 ;

$\rho_{\text{ос}}$ — упругость паров осаждающихся примесей в теплом воздухе, кг/см^2 ;

$\rho'_{\text{ос}}$ — упругость паров осадка в холодном газе, кг/см^2 ;

V и V' — количество прямого и обратного потока при нормальных условиях, м^3 ;

$\rho_{\text{ос}}$ — плотность паров осадка при нормальных условиях, кг/м^3 .

Физический объем воздуха при температуре, $^{\circ}\text{К}$

$$V_{\text{возд}} = \frac{V_1 T}{p \cdot 273}. \quad (\text{II-133})$$

Масса паров, содержащихся в 1 м^3 воздуха,

$$g_{\text{ос}} = \rho_{\text{ос}} \rho_{\text{ос}} \frac{273}{T}. \quad (\text{II-134})$$

Количество паров, вносимых воздухом в часть регенератора, расположенную ниже рассматриваемого сечения,

$$G_{\text{ос}} = V_{\text{возд}} g_{\text{ос}} = \rho_{\text{ос}} \rho_{\text{ос}} \frac{V}{p}. \quad (\text{II-135})$$

Холодный газ может унести из регенератора а

$$G'_{\text{ос}} = \rho_{\text{ос}} \rho'_{\text{ос}} \frac{V'}{p'}; \quad (\text{II-136})$$

Для незамерзаемости регенератора необходимо, чтобы

$$\left. \begin{aligned} G'_{\text{ос}} &\geq G_{\text{ос}}; \\ \rho_{\text{ос}} \frac{V'}{p'} \rho_{\text{ос}} &\geq \rho_{\text{ос}} \frac{V}{p} \rho_{\text{ос}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-137})$$

Отсюда упругость паров в холодном газе должна быть

$$\rho'_{\text{ос}} \geq \frac{V}{V'} \cdot \frac{p'}{p} \rho_{\text{ос}}. \quad (\text{II-138})$$

По упругости паров можно определить ту максимальную разность температур, при которой холодный газ может вынести из данного сечения регенератора все осадки. При недонасыщении холодного газа осадками

$$\rho'_{\text{ос}} \geq \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{V}{V'} \cdot \frac{p'}{p} \rho_{\text{ос}}. \quad (\text{II-139})$$

где φ — относительная влажность (степень насыщения).

Принимая

$$\frac{V'}{V} \cdot \frac{p}{p'} = n, \quad (\text{II-140})$$

получим

$$\rho_{\text{ос}} = n \varphi \rho'_{\text{ос}}. \quad (\text{II-141})$$

Зная условия работы регенератора и вычислив n , нетрудно найти максимально допустимую разность температур $\Delta t_{\text{макс}}$, обеспечивающую незамерзаемость регенератора.

Относительная степень насыщения φ , по видимому, близка к единице, ее обычно принимают для водяных паров $\varphi = 0,8-0,9$, а для двуокиси углерода $\varphi = 1$.

Для нахождения $\Delta t_{\text{макс}}$ следует:

1) построить график упругости паров осадка (воды или двуокиси углерода) в координатах $T-\rho_{\text{ос}}$ в полулогарифмическом масштабе (рис. II-47).

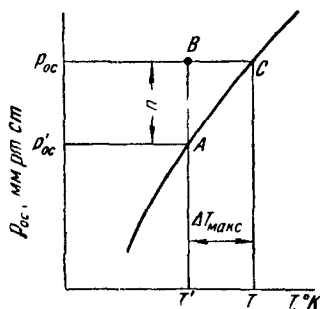


Рис. II-47. Определение максимально допустимой разности температур $\Delta t_{\text{макс}}$

2) задавая температуру обратного газа T' , найти соответствующее значение $\rho'_{\text{ос}}$ от найденной точки А отложить вверх значение n (точка В) и снести найденную точку вправо на кривую (точка С); определить температуру теплового газа T и максимальную разность температур $\Delta t_{\text{макс}}$;

3) по полученным данным составить график $\Delta t_{\text{макс}} = \varphi(T')$ и на этот график нанести кривую действительной разности температур в регенераторе $\Delta t = f(T')$.

Если по всей длине насадки регенератора $\Delta t < \Delta t_{\text{макс}}$, то данный регенератор является незамерзающим.

Если при какой-либо температуре $\Delta t > \Delta t_{\text{макс}}$, то следует по формуле (II-134) подсчитать количество осадков, остающихся в воздухе при этой температуре.

Практика показала, что регенераторы не забиваются, если количество оставшейся в воздухе двуокиси углерода не превышает $15-20 \text{ см}^3/\text{м}^3$ воздуха (при 0° и 760 мм рт. ст.).

Упругость паров двуокиси углерода, подчиняющаяся по формуле

$$\lg \rho_{\text{CO}_2} = \frac{1275,62}{T} + 0,006833T + 8,3071,$$

приведена на рис. II-48, упругость водяного пара — на рис. II-49. На рис. II-50 и II-51

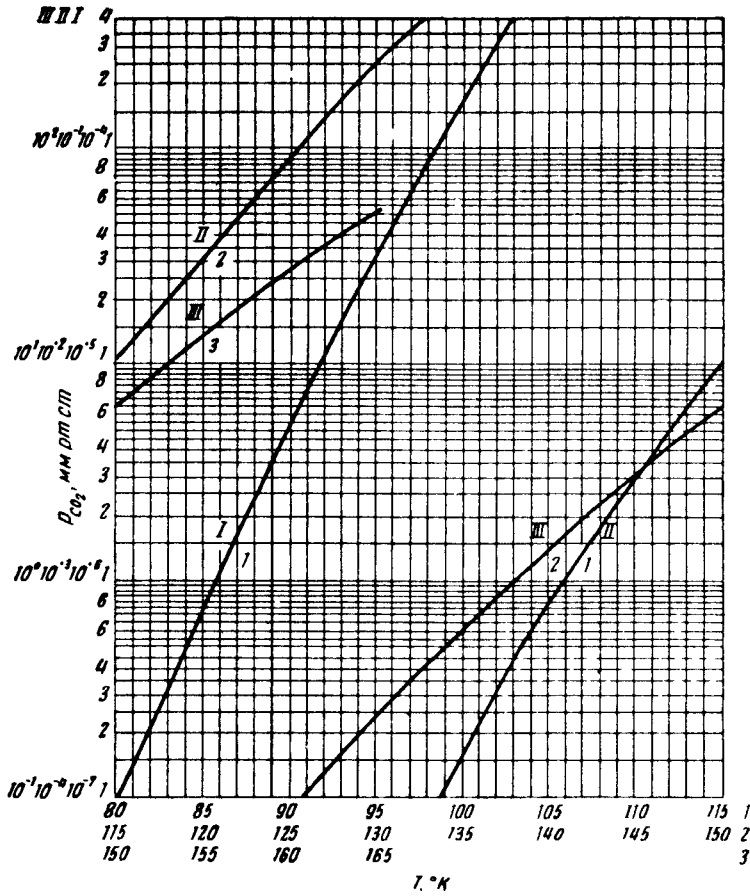


Рис. 11-48. Упругость паров:

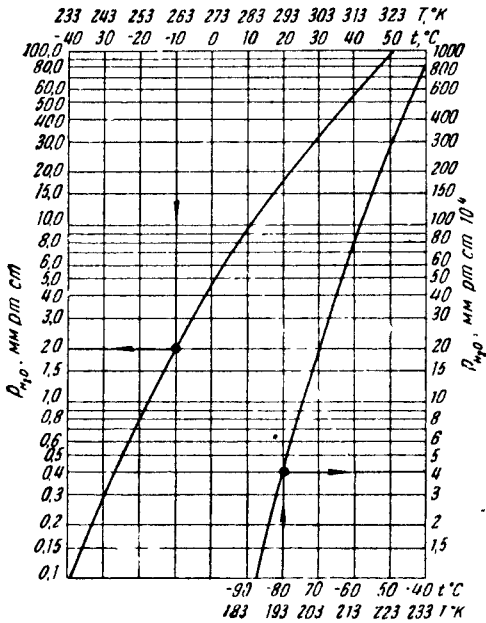
I—3—шкалы температур; I—III—шкалы упругости CO_2 

Рис. 11-49. Упругость водяного пара

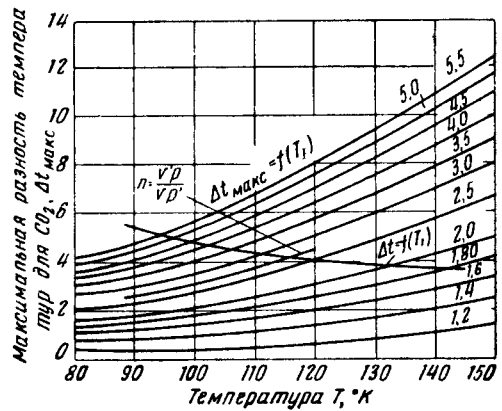


Рис. 11-50. Максимальная разность температур для двуокиси углерода

даны графики значений максимально допустимой разности температур, подсчитанной как функция температур холодного газа, при различных p .

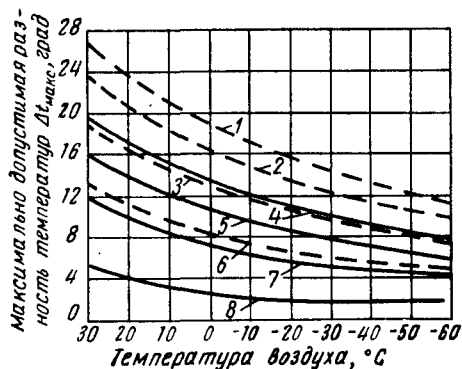


Рис. 11-51. Максимальная разность температур для водяного пара (штриховые линии $\varphi = 1$, сплошные — $\varphi = 0,6$):

1— $p/p_1 = 5$, $\varphi = 1$; 2— $p/p_1 = 4$, $\varphi = 1$;
3— $p/p_1 = 3$, $\varphi = 1$; 4— $p/p_1 = 5$, $\varphi = 0,6$;
5— $p/p_1 = 4$, $\varphi = 0,6$; 6— $p/p_1 = 2$, $\varphi = 1$;
7— $p/p_1 = 3$, $\varphi = 0,6$; 8— $p/p_1 = 2$, $\varphi = 0,6$

Способы изменения разности температур в регенераторах

Чтобы обеспечить незамерзаемость, необходимо уменьшать разность температур в холодной зоне регенератора. Для этого существует несколько способов.

1. Увеличение количества газов обратного потока по сравнению с количеством газов прямого потока.

а. В установках двух давлений превышение количества обратных газов над количеством потока воздуха достигается уменьшением объема продуктов разделения, выводимых через теплообменник.

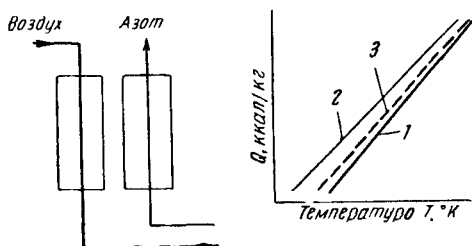


Рис. 11-52. Изменение разности температур при повышении количества обратного потока:

1—воздух; 2—азот; 3—изменение температур при превышении количества обратного потока над прямым потоком

Изменение температур в регенераторе при равных количествах газов в прямом и обратном потоках и при увеличении количества газов обратного потока схематически изображено на рис. 11-52,

б. В установках одного низкого давления необходимое соотношение потоков достигается отводом части воздуха из середины регенератора в адсорбер CO_2 (рис. 11-53).

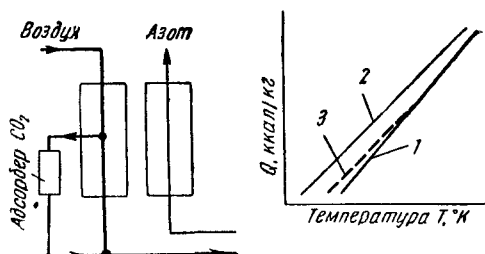


Рис. 11-53. Изменение разности температур при отводе воздуха из середины регенератора:

1—воздух; 2—азот; 3—изменение температур при отводе воздуха из середины регенератора

2. Продольная петля.

Изменение разности температур в регенераторах возможно при помощи так называемой продольной петли, которая может быть осуществлена на азоте или на воздухе.

Схема изменения температур при азотной петле изображена на рис. 11-54, при воздушной — на рис. 11-55.

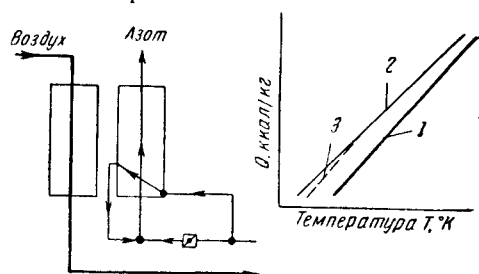


Рис. 11-54. Изменение разности температур при азотной петле:

1—воздух; 2—азот; 3—изменение температуры

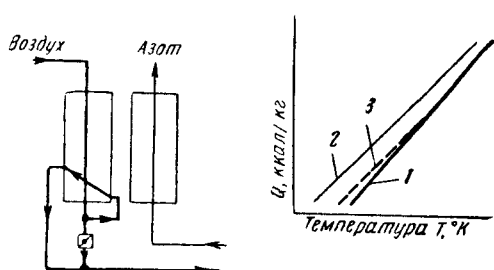


Рис. 11-55. Изменение разности температур при воздушной петле:

1—воздух; 2—азот; 3—изменение температуры

Петлевой газ можно отбирать из средней зоны или из теплового конца регенератора. Для осуществления продольной петли приняты следующие конструктивные решения.

а. Многоканальный регенератор-рекуператор. Элемент регенератора-рекуператора (рис. II-56) состоит из четырех concentрических трубок, кольцевое пространство между которыми заполнено спирально-навитой алюминиевой лентой, образующей

все осадки, высадившиеся из охлаждаемого воздуха.

Тройное дутье было предложено В. Г. Воскресенским и И. П. Усюкиным. Этот метод получил широкое распространение в отечественных воздухоподразделительных установках.

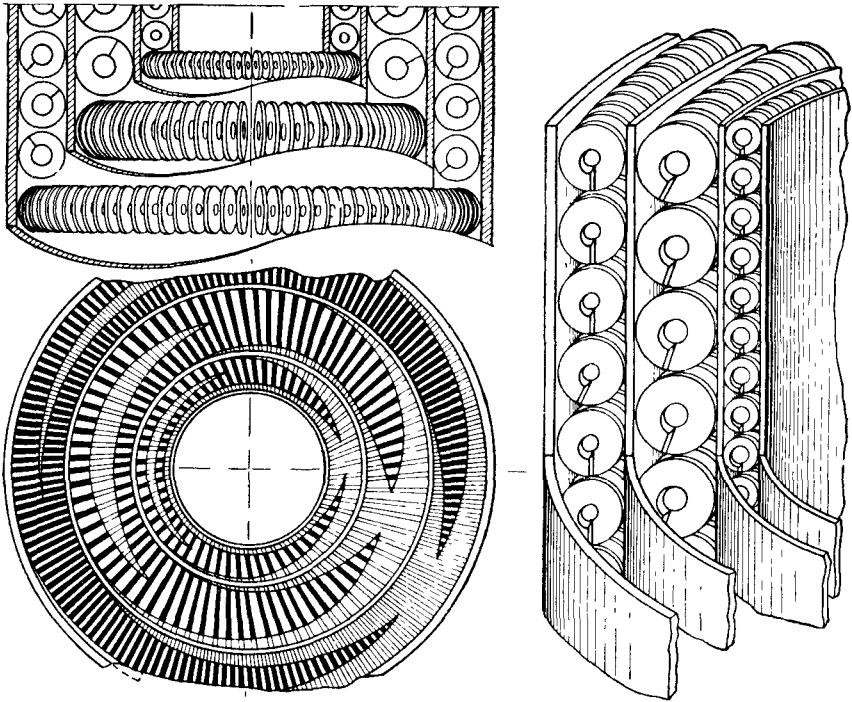


Рис. II-56. Элемент многоканального регенератора-рекуператора

оребрение трубок и улучшающей теплопередачу.

По двум наружным кольцевым каналам попеременно протекают охлаждаемый воздух и азот. В третьем кольцевом канале нагревается кислород. Петлевой воздух или азот протекает по средней трубке.

Аппараты этого типа применяли в небольших установках американских фирм.

В последние годы в качестве регенераторов-рекуператоров применяют пластинчатые теплообменники.

б. Тройное дутье. Петля как воздушная, так и азотная может быть осуществлена в регенераторах обычной конструкции по методу «тройного дутья». Для осуществления тройного дутья вместо двух устанавливают три регенератора (рис. II-57). По одному регенератору идет воздух, по второму — азот, а по третьему — петлевой поток (воздух или азот).

Отсутствие загрязнений в петлевом потоке обеспечивается соответствующим переключением регенераторов, при котором петлевой поток направляется в регенератор после обратного потока азота, уносящего

в. Регенераторы со встроенными змеевиками. Продольная петля может быть осуществлена при помощи регенераторов с насыпной насадкой и встроенными змеевиками. Петлевой поток проходит по трубкам

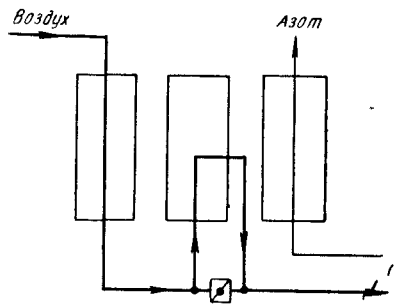


Рис. II-57. Схема «тройного дутья» на воздушном потоке

змеевика, нагреваясь воздухом и азотом, поочередно проходящим по насадке и омывающим змеевик. Описание регенераторов такого типа дано ниже.

Регенераторы со встроенными поверхностями теплообмена (змеевиками)

Чистые продукты разделения получить невозможно, если применять обычные регенераторы с насадкой, так как практически неизбежно загрязнение этих продуктов при переключении регенераторов и при неплотности клапанов. Для получения технического кислорода или чистого азота на установках технологического кислорода применяют регенераторы с насыпной насадкой и встроенными змеевиками. Змеевики используются также для создания сквозной или несквозной петли (см. рис. II-55). Конструкция такого регенератора изображена на рис. II-58. В корпус регенератора 1 вмонтирован змеевик 2, коллекторы 3 которого выведены в крышку 5 регенератора через сальник 4. Змеевик навит на сердечник 8, который своей опорой 7 покоится на шаровой подушке 6 нижнего днища. Пространство между трубками заполнено насыпной насадкой 9; на входных и выходных патрубках регенераторов установлена сетка 10, предохраняющая унос насадки. Для засыпки насадки служат штуцеры 11. Корпус, фланцы и крепежные детали в холодной части изготовлены из стали 1Х18Н9Т. Верхнюю (теплую) часть корпуса, работающую при температурах выше -45°C , можно изготовлять из стали 09Г2С. Змеевики выполняют из меди МЗ, а трубные решетки — нижнюю из латуни ЛЖМц59-1, а верхнюю — из углеродистой стали.

В качестве материала для насадки можно использовать металл (например, алюминий) или же гранулированный камень достаточно прочной породы. Металлическая насадка

из мелких колец Рашига или проволочных спиралей не получила широкого распространения.

Основные породы камня, пригодные для изготовления насадки, указаны в табл. II-10. Для сравнения в таблице помещены данные по алюминию. Рекомендуется применять базальт и кварцит. Камень для насадки дробят и просеивают через сита. С точки зрения теплообмена выгоднее применять насадку мелкой грануляции, так как поверхность теплообмена увеличивается с уменьшением размеров зерен. Однако мелкая насадка дает большие гидравлические сопротивления.

Для регенераторов практически используют насадку со средним размером фракций от 6 до 14 мм. Для каждого среднего размера предусмотрен определенный фракционный диапазон сит. Удельная поверхность насадки в зависимости от размера кусков дана на рис. II-59.

Тепловой расчет

Тепловой баланс

Тепло, отдаваемое воздухом, передается обратному потоку газа и потоку, идущему по змеевикам ($A_{зм}$):

$$B_{регВ} (i_1 - i_3) + B_{регпот. рег} = A_{рД} (i_2 - i_4) + A_{зм} p_{A_{зм}} (i_6 - i_7), \quad (\text{II-142})$$

где i_6 и i_7 — энтальпии газа на выходе и входе потока, нагреваемого в змеевике.

В этом уравнении искомыми являются обычно величины A или $A_{зм}$. Остальные величины определяют из схемы или же ими задаются.

ТАБЛИЦА II-10 МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НАСЫПНОЙ НАСАДКИ РЕГЕНЕРАТОРОВ

Материалы	Плотность г/см ³	Пористость % (объемн.)	Твердость по шкале Мооса	Временное сопротивление сжатию кг/см ²	Потери при истирании г/см ²	Теплоемкость при 79—82 °C ккал (кг·град)	Теплопроводность при -105—-115 °C ккал (м·ч·град)
Гранит ¹ (янецовский)	2,65	0,29	6,0	3380	0,17	0,11	—
Габро ¹ (ракитинский)	3,13	0,1	6,5	3500	0,48	—	—
Диабаз (руднистарикский)	2,9	0,03	6,0	3020	0,38	—	—
Кварцит (шокшинский)	2,6	0,31	7,0	3280	0,08	0,13	1,1
Базальт (берестовецкий)	3,1	0,3	6,0	3000	0,15÷0,2	—	—
Базальт плавный (берестовецкий)	3,1	0,2	6,5	3000	—	0,107	0,42
Алюминий	2,6	—	—	—	—	0,171	210

¹ Гранит и габро менее перспективны, чем остальные материалы, приведенные в таблице.

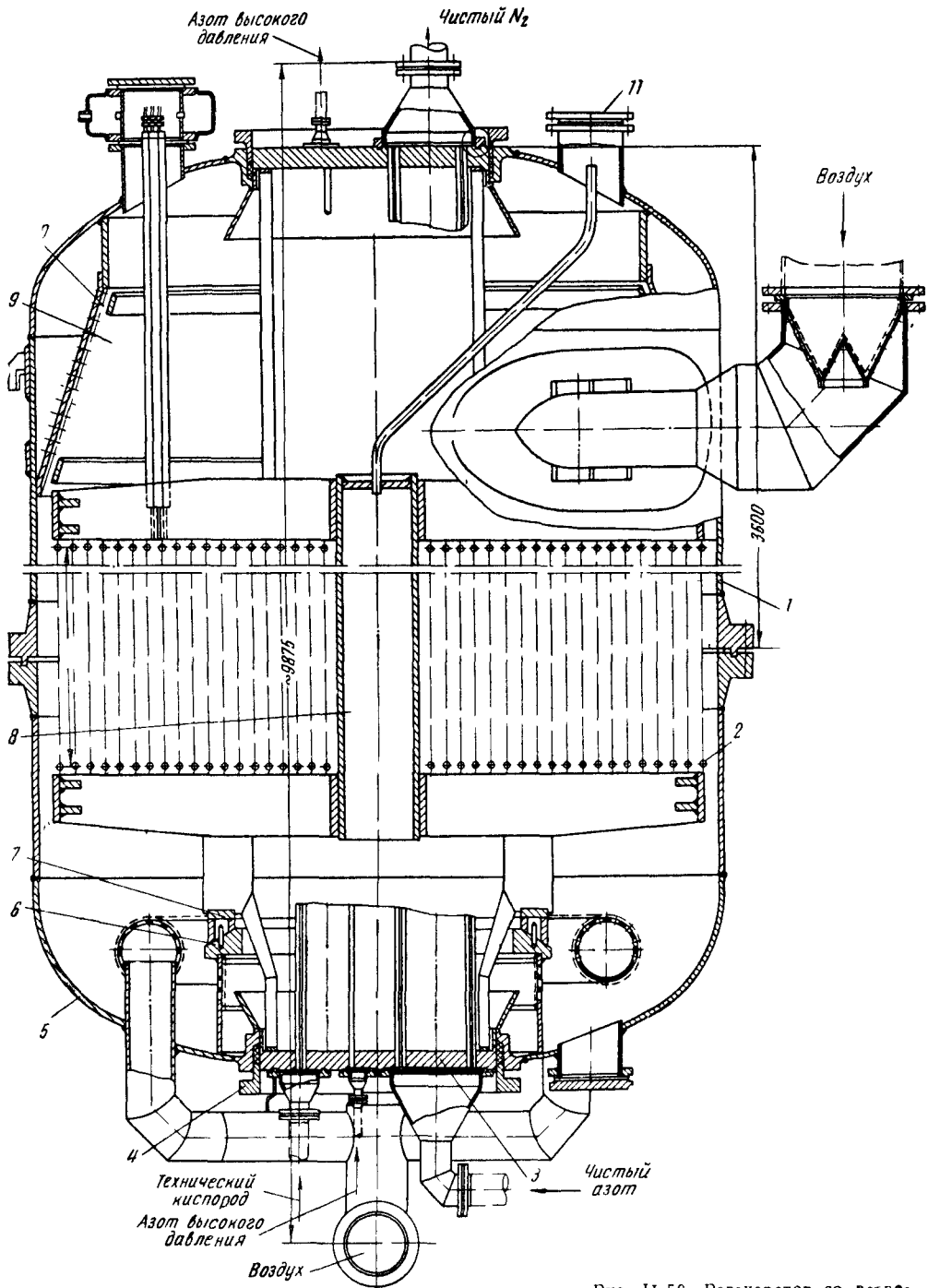


Рис. II-58. Регенератор со встроенными поверхностями

Тепловая нагрузка насадки регенератора или равна

$$Q_{\text{нас}} = B_{\text{рег}} \rho_B (i_1 - i_9) - \frac{A_{\text{эм}} \rho_{A_{\text{эм}}} (i_6 - i_7)}{2} \quad (\text{II-143})$$

$$Q_{\text{нас}} = A \rho_A (i_2 - i_4) +$$

$$+ \frac{A_{\text{эм}} \rho_{A_{\text{эм}}} (i_6 - i_7)}{2} - B q_{\text{пог}} \quad (\text{II-143a})$$

Тепловая нагрузка змеевиков обоих регенераторов

$$Q_{\text{зм}} = A_{\text{зм}} p_{A_{\text{зм}}} (i_6 - i_7). \quad (\text{II-144})$$

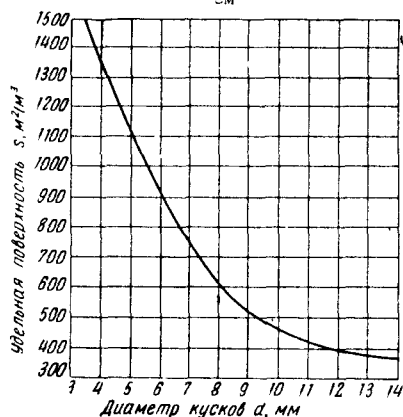


Рис. II-59. Изменение удельной поверхности насадки в зависимости от степени грануляции

Изменение температур

Изменение температур насыпной насадки в течение цикла протекает подобно изменению температур при ленточной насадке. Однако наличие змеевиков искажает картину процесса и вычислить высоту петли гистерезиса не представляется возможным. Поэтому при расчете пользуются средней логарифмической разностью температур между теплообменивающимися газами. Коэффициенты теплопередачи между газом и насадкой выведены по разности температур опытным путем также без учета петли гистерезиса.

В практике расчетов обычно принимают температуру выходящего из насадки воздуха равной температуре насыщения или на 1—2 град выше.

Для обеспечения незамерзаемости регенератора среднюю разность температур на его холодном конце ($\Delta t_{\text{нас,х}}$) принимают не более 3—5 град.

Разность температур на теплом конце регенератора с насыпной насадкой ($\Delta t_{\text{нас,т}}$) обычно также не превышает 3—5 град.

Закономерность изменения температур потока газа в змеевике очень сложна. Достаточно для практики точно можно считать, что между газом, протекающим по змеевику от холодного конца к тепловому, и газом (воздухом или обратным потоком), омывающим змеевики, устанавливается вблизи холодного конца регенераторов постоянная разность температур. При такой разности температур газ выходит из змеевиков обоих регенераторов.

Разность температур ($\Delta t_{\text{зм}}$) между входящим воздухом и газом, прошедшим змеевики (после смешения), должна быть больше половины разности температур между воздухом и газом, идущим по насадке. Обычно принимают $\Delta t_{\text{зм}} = 6\text{—}12$ град.

Температура газа, входящего в змеевик на холодном конце регенератора, должна обеспечивать незамерзаемость регенераторов. Разность между температурой воздуха, выходящего из регенератора, и температурой газа, входящего в змеевик, не должна превышать максимально допустимой разности температур, определяемой расчетом на незамерзаемость, обычно не превышающей 3—8 град.

Объем насадки регенератора

Необходимый для теплопередачи объем насадки, как показали опыты ВНИИКИ-МАША, может быть подсчитан по уравнению

$$V_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{нас}}}{k_V \Delta t_{\text{нас}}}, \quad (\text{II-145})$$

где k_V — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м³ насадки, кал/(м³·ч·град);

$\Delta t_{\text{нас}}$ — средняя логарифмическая разность температур.

Формула (II-145) дает объем насадки для одного из двух переключаемых регенераторов.

Объемный коэффициент теплоотдачи связан с объемным критерием Нуссельта следующей зависимостью:

$$\alpha_V = Nu_V \frac{\lambda}{d_3}. \quad (\text{II-146})$$

Общий объемный коэффициент теплопередачи

$$k_V = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{V1}} + \frac{1}{\alpha_{V2}}},$$

где λ — теплопроводность газа при средней температуре, ккал/(м·ч·град);

d_3 — средний размер зерна насадки, вычисляемый по формуле Андерсея, м;

$$d_3 = \sqrt{\frac{2d_1^2 d_2^2}{d_1 + d_2}}, \quad (\text{II-147})$$

где d_1 и d_2 — размер отверстий проходного и непроходного сита, на котором рассеивалась фракция, м.

По опытам ВНИИКИ-МАША зависимость между критериями Нуссельта и Рейнольдса для каменной насадки регенераторов может быть выражена уравнением Караваева и Стельмаха, выведением при исследовании теплообмена в слое кокса:

$$Nu_V = 0,29 Re^{0,88}. \quad (\text{II-148})$$

Определяющим размером в критерии Рейнольдса является средний размер зерна d_3 , см. уравнение (II-147). Определяющую скорость подсчитывают при средней температуре и давлении газа, проходящего через регенератор, и относят ко всему се-

чению регенератора без учета насадки и змеевиков.

Для других типов насадок (кольца Рашига, спирали, шарики) критерий Nu_V можно определить по обобщенной формуле ВНИИКИМАШа:

$$Nu_V = 0,3 Re^{0,8} \epsilon^{0,75}, \quad (II-148a)$$

где ϵ — свободный объем насадки (объем пустот, m^3/m^3).

Определяющим размером в критерии Рейнольдса является приведенный диаметр $d_{пр}$, подсчитываемый по формуле (II-157).

Поверхность встроенных змеевиков

Когда нагреваемый в змеевиках газ непрерывно проходит оба переключающихся регенератора, количество тепла, переданное газу в змеевике нагреваемого регенератора, приблизительно равно количеству тепла, переданному в охлаждаемом регенераторе:

$$Q_1 \approx Q_2 = \frac{Q_{зм}}{2}.$$

Поверхность встроенного в каждый регенератор змеевика находят по формуле

$$F = \frac{Q_{зм}}{2k_1\Delta t_1} = \frac{Q_{зм}}{2k_2\Delta t_2}, \quad (II-149)$$

где Δt_1 и Δt_2 — средние температурные напоры, равные разности температур на теплом конце каждого регенератора;

k_1 и k_2 — коэффициенты теплопередачи от охлаждаемого воздуха и нагреваемого обратного газа к газу, проходящему по змеевику, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$.

Коэффициент теплоотдачи от газа, проходящего по змеевику, можно подсчитать по уравнению для турбулентного режима:

$$Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8}. \quad (II-150)$$

Для подсчета коэффициента теплоотдачи от омываемого змеевика газа к стенке змеевика можно использовать приближенную формулу, полученную во ВНИИКИМАШе:

$$\alpha_2 = 69,7 \omega_n^{0,88}, \quad (II-151)$$

где ω_n — условная объемная скорость протекающего газа, за которую принимают количество газа, протекающего через пустой регенератор при нормальных условиях, $м^3/(м^2 \cdot сек)$.

Разность температур Δt_1 и Δt_2 связана с недорекуперацией газа, идущего по насадке ($\Delta t_{нас}$) и змеевику ($\Delta t_{зм}$), уравнением

$$\begin{aligned} \Delta t_{зм} - \frac{\Delta t_{нас}}{2} &= \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} = \\ &= \frac{\Delta t_1}{2} \left(1 + \frac{k_1}{k_2} \right). \end{aligned} \quad (II-152)$$

Из уравнения (II-152)* следует, что $\Delta t_{зм}$ должно быть больше $\frac{\Delta t_{нас}}{2}$, так как при $\Delta t_{зм} = \frac{\Delta t_{нас}}{2}$ имеем $\Delta t_1 = 0$, а следовательно, поверхность змеевика равна ∞ .

Сопротивление насыпной насадки

Сопротивление насыпной насадки зависит от скорости газа, проходящего через насадку, состояния газа и размера зерен насадки.

Сопротивление насадки рассчитывают после определения размеров регенератора. Падение давления при прохождении газа через насадку определяют по формуле

$$\frac{dp}{dL} = f \frac{\rho \omega^2}{g d_{пр}}, \quad (II-153)$$

где $\frac{dp}{dL}$ — падение давления (сопротивления) на единицу высоты насадки, $мм вод. ст./м$;

ρ — плотность газа при средней температуре, $кг/м^3$;

$d_{пр}$ — приведенный диаметр зерна, $м$;

ω — истинная скорость протекания газа, $м/сек$;

f — коэффициент трения, являющийся функцией числа Рейнольдса.

Истинная скорость ω равна

$$\omega = \frac{\omega_n}{\epsilon} = \frac{\omega_n}{0,42} = 2,38 \omega_n \text{ м/сек}, \quad (II-154)$$

где ω_n — условная скорость, отнесенная ко всему сечению пустого регенератора, $м/сек$;

ϵ — свободный объем насадки регенератора.

Для каменной насадки можно принимать $\epsilon = 0,42$ независимо от размеров зерен.

Безразмерный коэффициент трения можно определить по формуле

$$f = 9,86 Re^{-0,2}, \quad (II-155)$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d_{пр} \rho}{\mu g} = \frac{\omega_n d_{пр} \rho}{\eta g \epsilon}. \quad (II-156)$$

Приведенный диаметр зерен $d_{пр}$ равен

$$d_{пр} = \frac{4\epsilon}{s} = \frac{4 \cdot 0,42}{s} = \frac{1,68}{s}, \quad (II-157)$$

где s , $м^2/м^2$ — удельная поверхность насадки на $1 м^3$ (см. рис. II-59), $м^2/м^3$.

Полное сопротивление регенератора

$$\Delta p = L \frac{dp}{dL}, \quad (II-158)$$

где L — высота насадки регенератора, $м$.

* Вывод уравнения (II-152):

$$T_{зм} = \frac{T_B - \Delta t_1 + T_B - \Delta t_{нас} - \Delta}{2};$$

$$T_B - T_{зм} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_{нас} + \Delta t_2}{2}.$$

6. Теплообменники, переохладители, оживители

Конструкции

В блоках разделения воздуха применяют теплообменные аппараты различного назначения и разных конструктивных форм. По назначению теплообменные аппараты разделяют на предварительные и основные теплообменники для охлаждения перерабатываемого воздуха и нагрева продуктов разделения; переохладители для охлаждения жидкостных потоков; оживители, в которых воздух частично конденсируется; используют также и другие теплообменники вспомогательного назначения.

Конструктивно теплообменники можно разделить на два основных типа — с витыми трубками и прямыми (кожухотрубные).

Теплообменники с витыми трубками обычно используют для охлаждения воздуха высокого или среднего давления и для переохладения жидкости.

Теплообменники с прямыми трубками чаще применяют для охлаждения и нагрева потоков газов невысокого давления и с одинаковым агрегатным состоянием.

Теплообменные аппараты обоих типов можно выполнять односекционными и состоящими из нескольких секций, предназначенных для нагрева различных продуктов разделения воздуха. Витой теплообменник установки среднего давления (рис. II-60) производительностью 130 м³/ч (по кислороду) снабжен двумя секциями — азотной и кислородной. Воздух под избыточным давлением 30—50 кг/см² проходит по трубкам диаметром 10×1 мм, а кислород и отбросный азот с избыточным давлением 0,5 кг/см² поступает в межтрубное пространство. Из середины теплообменника часть воздуха отводят в детандер, а остальной воздух проходит через трубки теплообменника дальше для последующего охлаждения.

В основном теплообменнике (рис. II-61) установки высокого давления, вырабатывающей 1600 кг/ч жидкого кислорода, охлаждаемый воздух под избыточным давлением 200 кг/см² проходит по трубкам 10×1,5 мм, а азот нагревается в межтрубном пространстве.

Уплотнение между крышкой и решеткой — типа шип—паз с медной прокладкой.

На рис. II-62 изображена одна из конструкций многосекционных витых теплообменников. Охлаждаемый воздух протекает по межтрубному пространству, в трубках нагревается технический кислород низкого давления и технический кислород высокого давления (после насоса).

При нагревании воздухом высокого давления продуктов, выходящих из блока раз-

деления также под высоким давлением (после насоса), обычно применяют витые теплообменники одного из следующих двух типов.

В первом из них (рис. II-63) кислород под избыточным давлением до 150 кг/см² идет по трубкам, расположенным внутри других трубок, по которым навстречу кислороду идет воздух высокого давления, а нагреваемый азот проходит по межтрубному пространству и омывает трубки с воздухом высокого давления. В теплообменнике второго типа (рис. II-64) трубки нагреваемого азота давлением 6 кг/см² расположены между трубками охлаждаемого воздуха высокого давления. В межтрубном пространстве проходит нагреваемый азот низкого давления. В теплообменниках этой конструкции тепло от воздуха передается нагреваемому кислороду через газ низкого давления (азот). Для улучшения теплопередачи часто трубки нагреваемого кислорода по всей длине спаивают с трубками охлаждаемого воздуха высокого давления.

На рис. II-65, II-66 и II-67 показаны наиболее распространенные конструкции витых переохладителей жидкости. Витые теплообменники применяют также для предварительного охлаждения воздуха высокого давления кипящим аммиаком. Такой теплообменник изображен на рис. II-68.

Типичные конструкции прямотрубных теплообменников представлены на рис. II-69 и II-70.

Тепловой расчет

Тепловой баланс

Тепловой баланс теплообменника составляют для определения энтальпии и температуры на входе или выходе одного из теплообменивающихся газов и определения тепловой нагрузки каждой секции теплообменника.

Уравнение общего теплового баланса многосекционного теплообменника;

$$B\rho_B(i_1 - i_2) + Bq_{\text{пот}} = A\rho_A(i_3 - i_4) + K\rho_K(i_5 - i_6), \quad (\text{II-159})$$

где B , A , K — количество воздуха, азота и кислорода, м³/ч;

ρ_B , ρ_A , ρ_K — плотность воздуха, азота и кислорода при нормальных физических условиях, кг/м³

i_1 , i_2 — энтальпии воздуха на входе и выходе из теплообменника, ккал/кг;

i_3 , i_4 — то же, азота, ккал/кг;

i_5 , i_6 — то же, кислорода, ккал/кг;

$q_{\text{пот}}$ — удельные потери холода в теплообменнике на 1 м³ перерабатываемого воздуха ккал/м³.

Определяемой может являться одна из величин, входящих в уравнение. Остальные находят из условий работы теплообменника или ими задаются.

¹ Рассматриваются только теплообменники, широко применяемые в отечественных воздухо-разделительных установках.

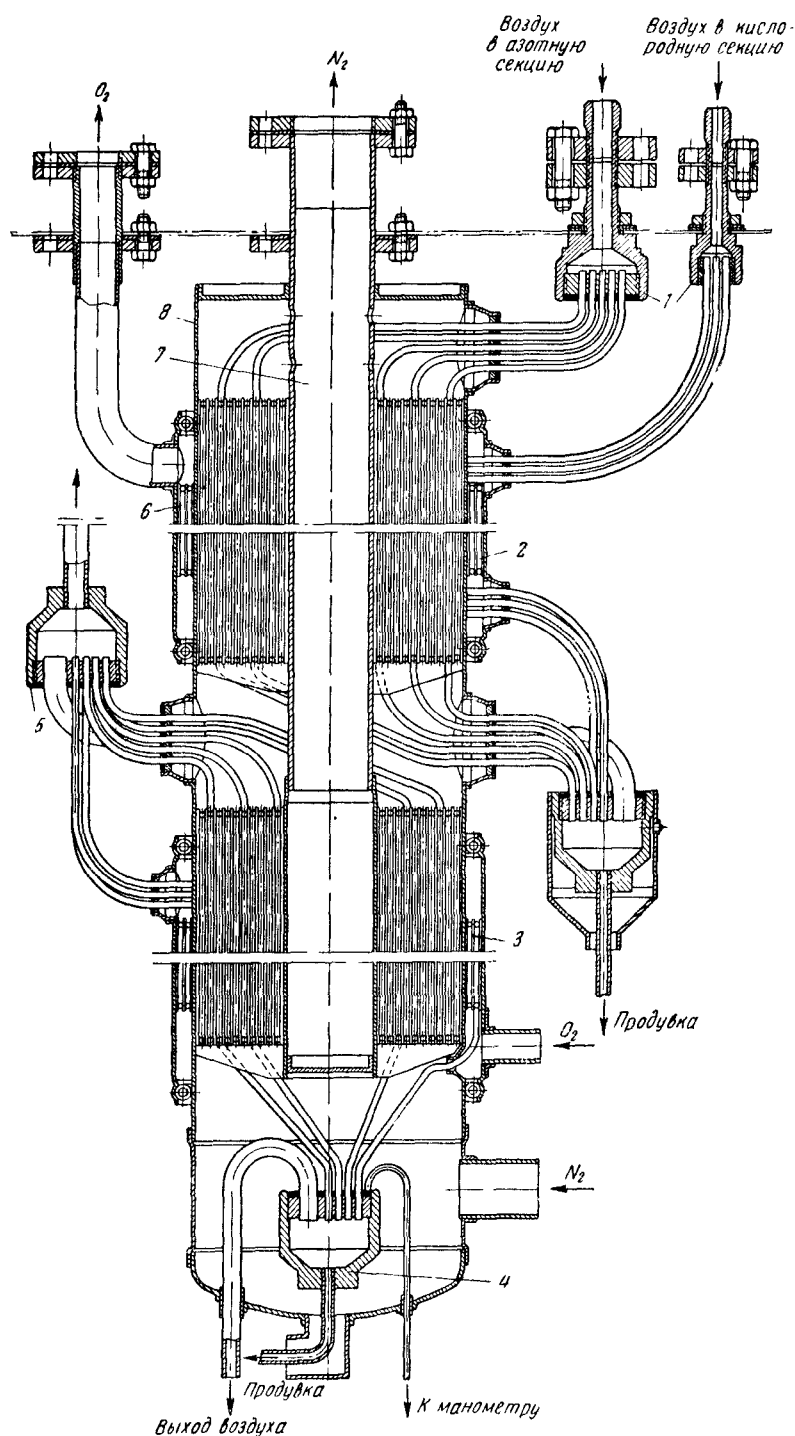


Рис. II-60. Теплообменник установки среднего давления производительностью 130 м³/ч;

1 — коллектор входа воздуха; 2 — трубки кислородной секции; 3 — прокладки дистанционные между слоями трубок; 4 — коллектор холодного конца; 5 — коллектор выхода воздуха в дандер; 6 — трубки азотной секции; 7 — сердечник; 8 — обечайка

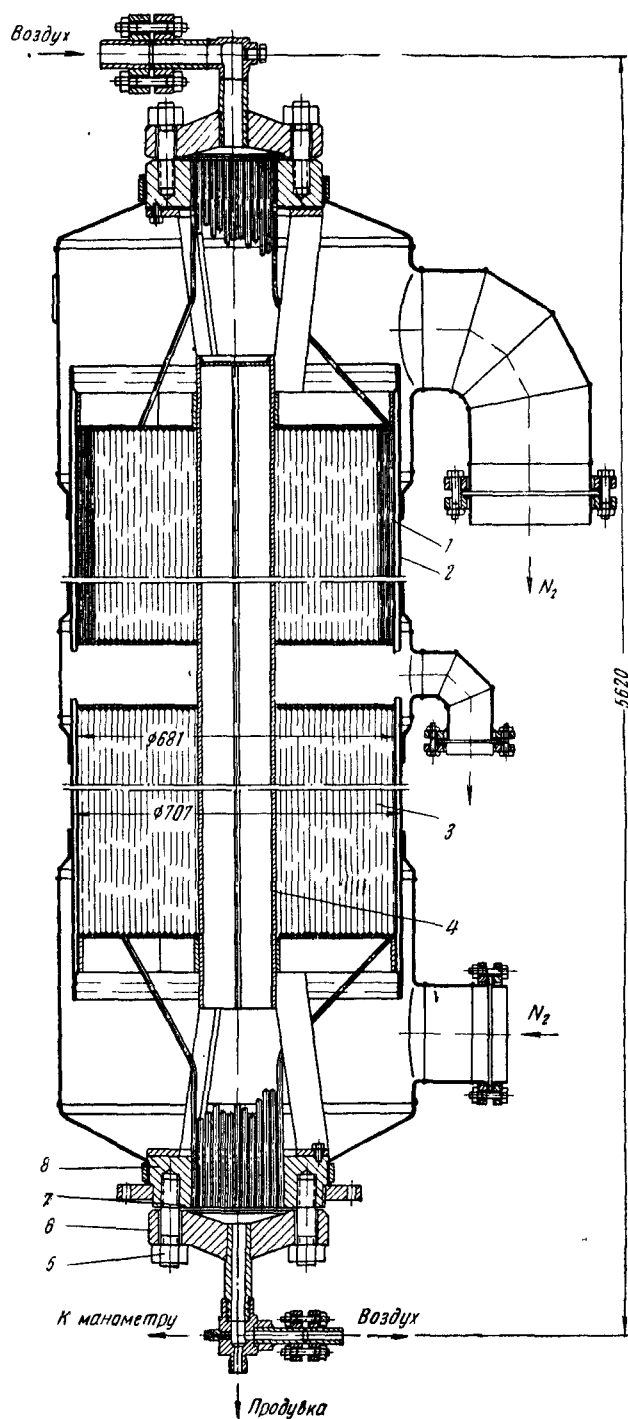


Рис. II-61. Основной теплообменник установки для производства жидкого кислорода производительностью 1600 кг/ч:
 1—внутренняя обечайка; 2—обечайка; 3—трубы; 4—сердечник;
 5—шпильки с гайками; 6—крышка; 7—прокладка; 8—трубная
 решетка

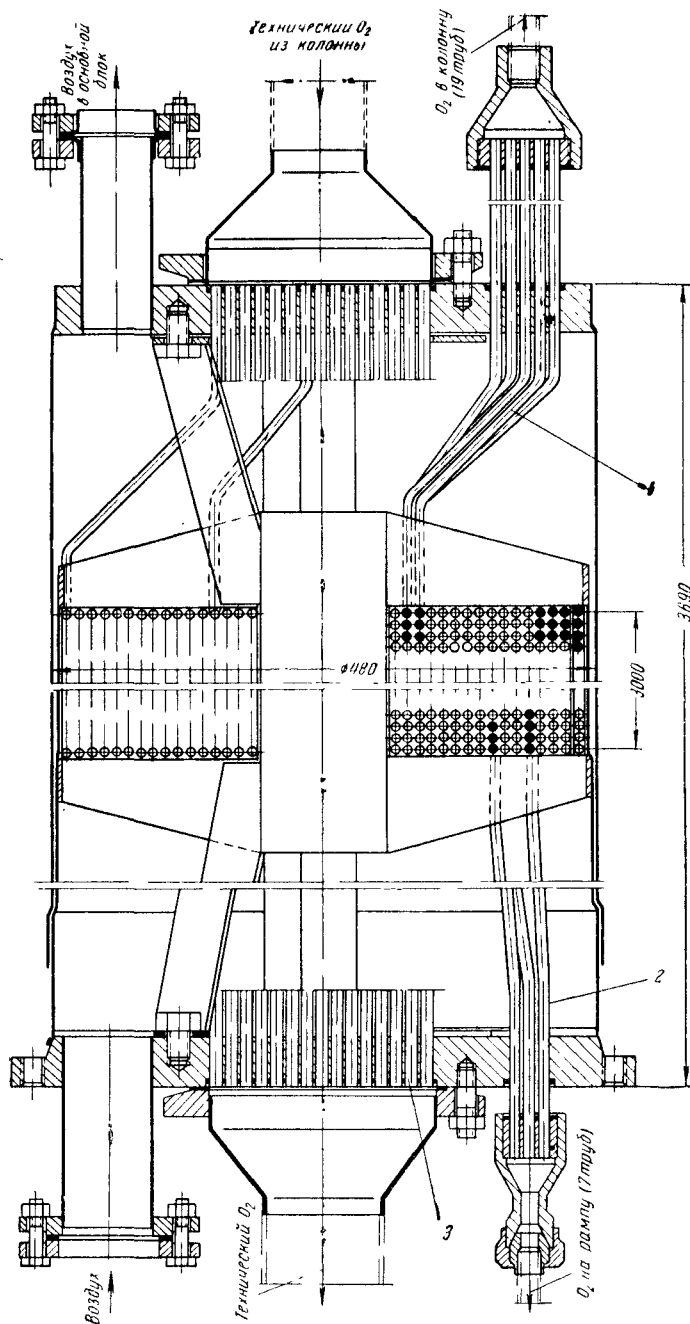


Рис. II-62. Многосекционный витой теплообменник:

1—трубы охлаждаемого кислорода низкого давления, возвращаемого из колонны концентрирования криптона; 2—трубы нагреваемого кислорода высокого давления; 3—трубы нагреваемого кислорода низкого давления

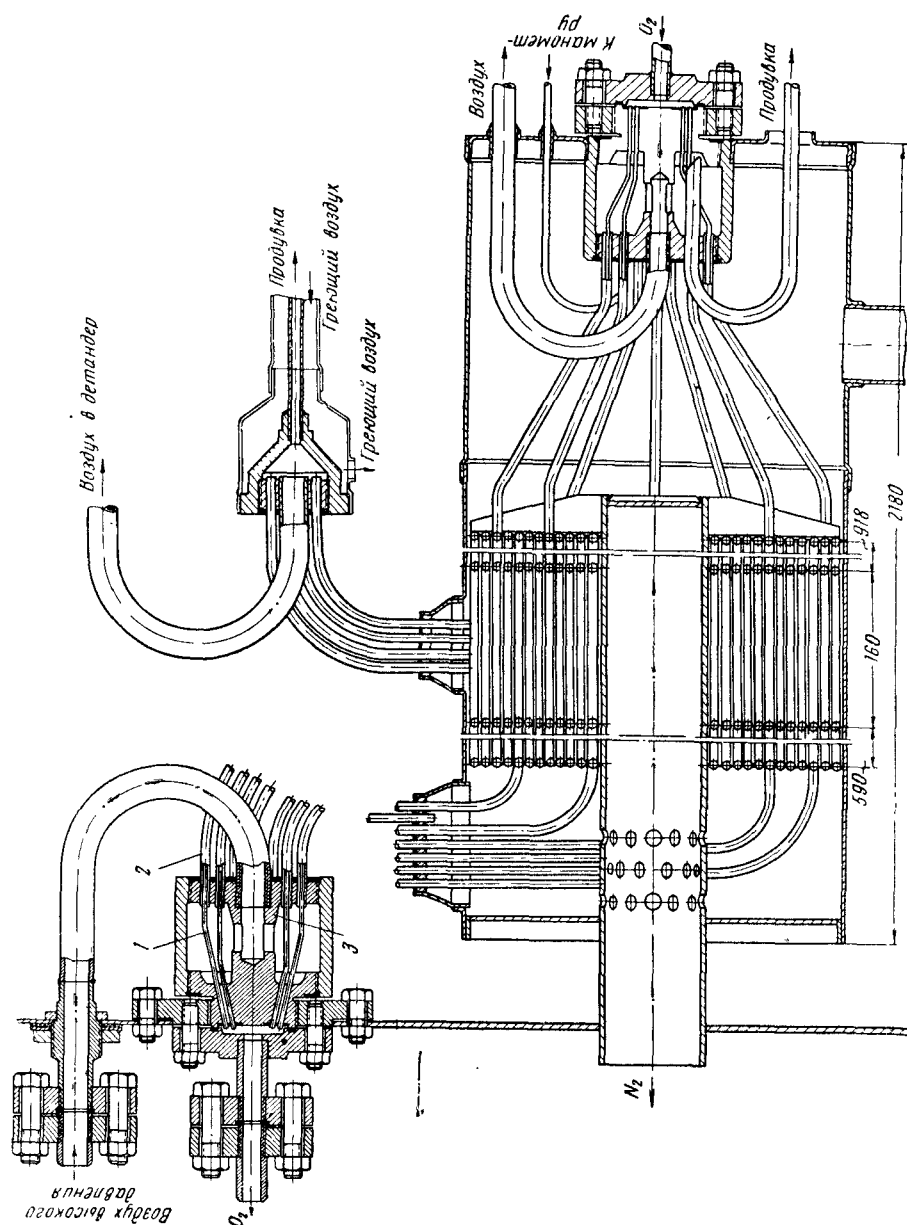


Рис. П-63. Теплообменник. Установка: производительностью 130 м³/ч с насосом для кислорода (на давление до 150 ат); 1—трубки для кислорода высокого давления; 2—воздушные трубки; 3—комбинированные коллекторы.

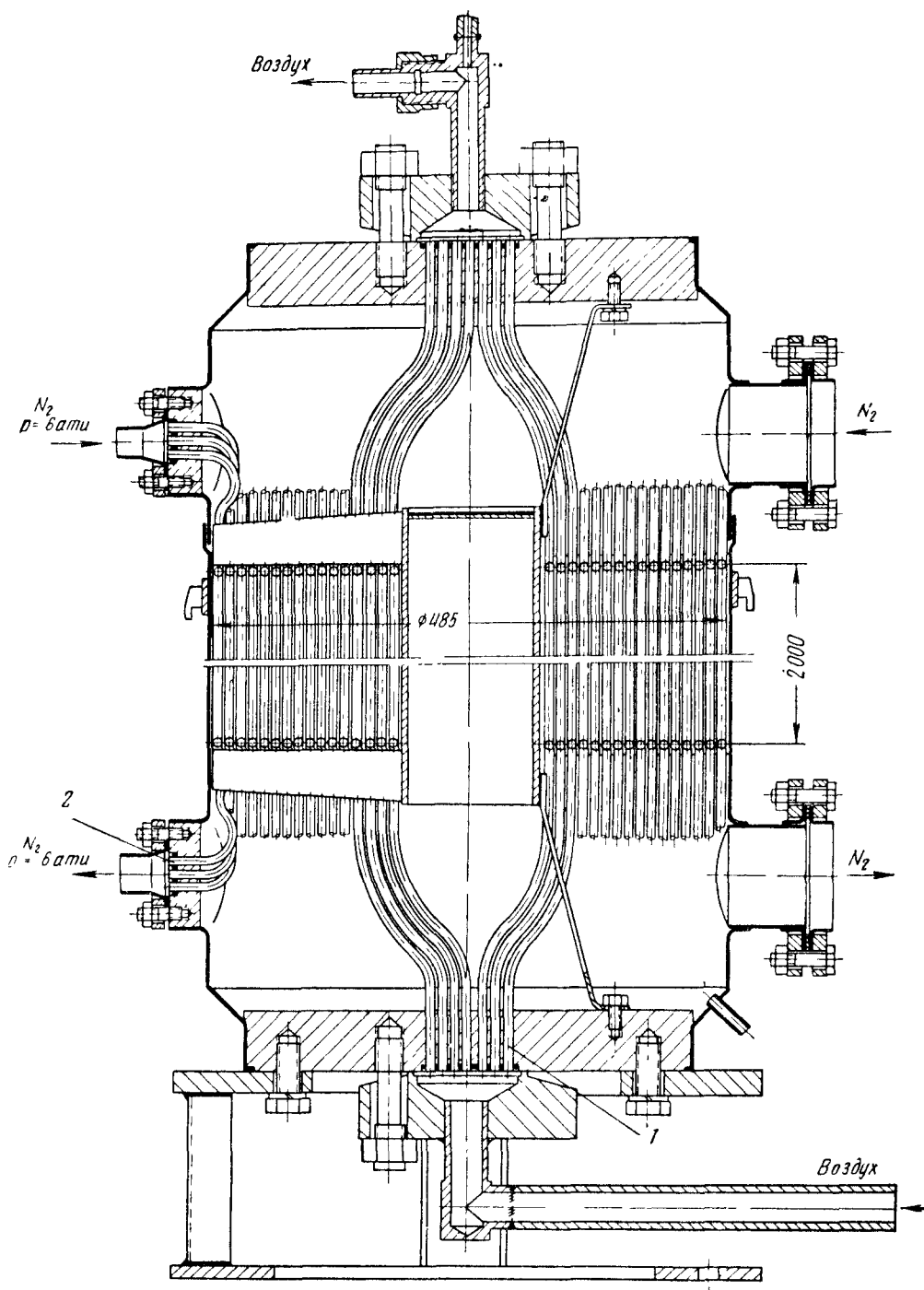


Рис. II-64. Теплообменник детандерного воздуха с азотной секцией:
 1—трубки воздуха высокого давления; 2—трубки азота повышенного давления

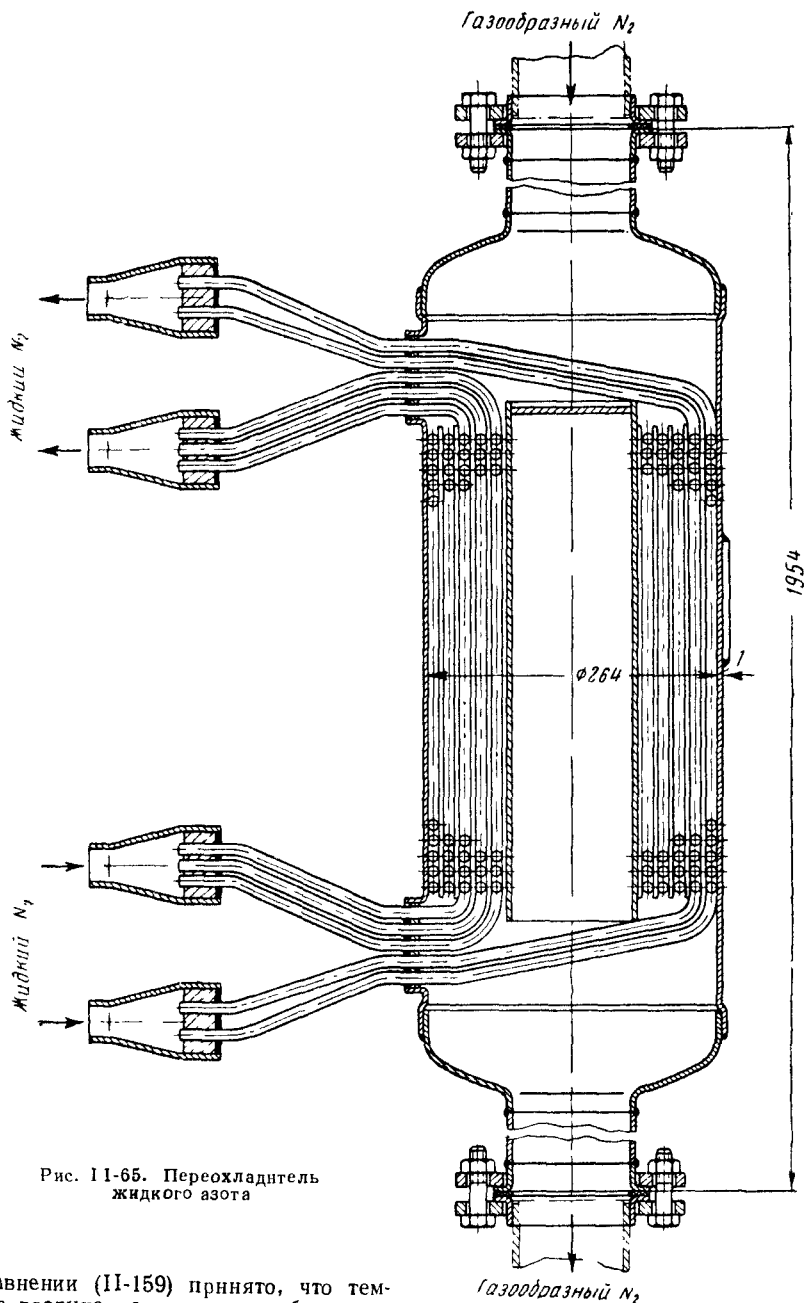


Рис. II-65. Переохладитель жидкого азота

В уравнении (II-159) принято, что температура воздуха на выходе из обеих секций теплообменника одинакова. В некоторых случаях (очень редко) эти температуры отличаются друг от друга и тогда тепловой баланс составляют отдельно для каждой секции.

Тепловая нагрузка каждой секции, в том случае если нагреваемый газ проходит по межтрубному пространству, равна:

$$Q_A = A [p_A (i_3 - i_4) - q_{\text{пот}}]; \quad (\text{II-160})$$

$$Q_K = K [p_K (i_5 - i_6) - q_{\text{пот}}]. \quad (\text{II-161})$$

Если нагреваемый газ проходит по трубкам, то потери холода через изоляцию $q_{\text{пот}}$ не учитывают.

При изменении (в процессе теплообмена) агрегатного состояния газа одного из потоков расчет теплообменника ведут по зонам охлаждения, конденсации, переохлаждения или зонам нагрева жидкости, испарения, нагревания газа. Тепловой баланс составляют для каждой зоны.

Для теплообменников, в которых один из газов нагревается другим нагреваемым

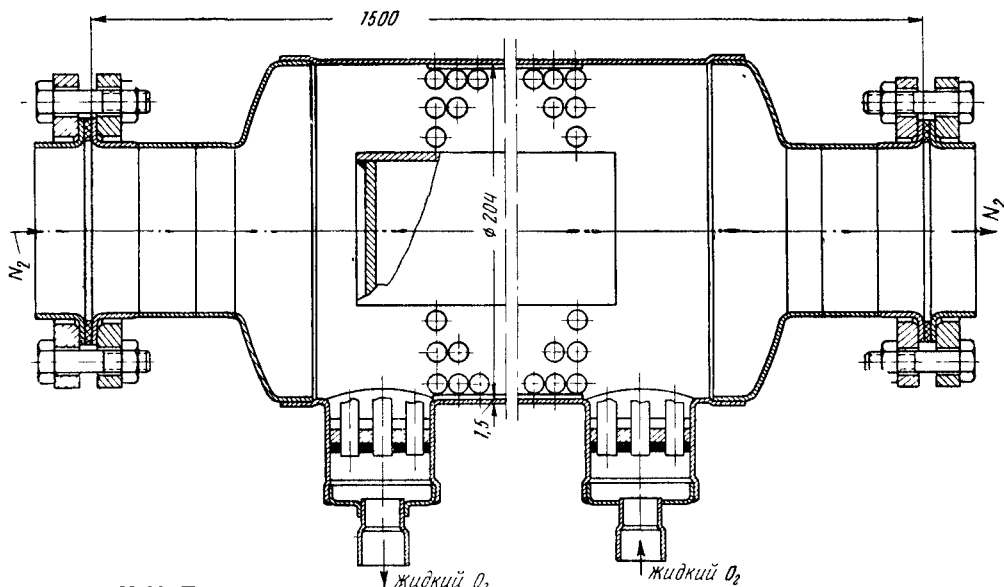


Рис. II-66. Переохладитель жидкого кислорода

газом (например, кислород высокого давления проходит по трубкам, которые омываются нагреваемым азотом), тепловая нагрузка азотной секции равна

$$Q'_A = B\rho_B(i_1 - i_2) = Q_A + Q_K. \quad (\text{II-162})$$

При составлении тепловых балансов переохладителей жидкости удобнее пользоваться не разностью энтальпий, а разностью температур. Уравнение теплового баланса и тепловая нагрузка переохладителя:

$$A\rho_A c_p (T_1 - T_2) = M\rho_M c_{pM} (T_3 - T_4); \quad (\text{II-163})$$

$$Q = A\rho_A c_p (T_1 - T_2) = M\rho_M c_{pM} (T_3 - T_4), \quad (\text{II-164})$$

где A и M — количество охлаждающего азота и переохлаждаемой жидкости, $\text{м}^3/\text{ч}$;

ρ_A, ρ_M — плотности газа и жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

c_{pA}, c_{pM} — теплоемкости газа и жидкости $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

$T_1 - T_4$ — температуры на входе и выходе теплообменивающихся газов, $^\circ\text{K}$.

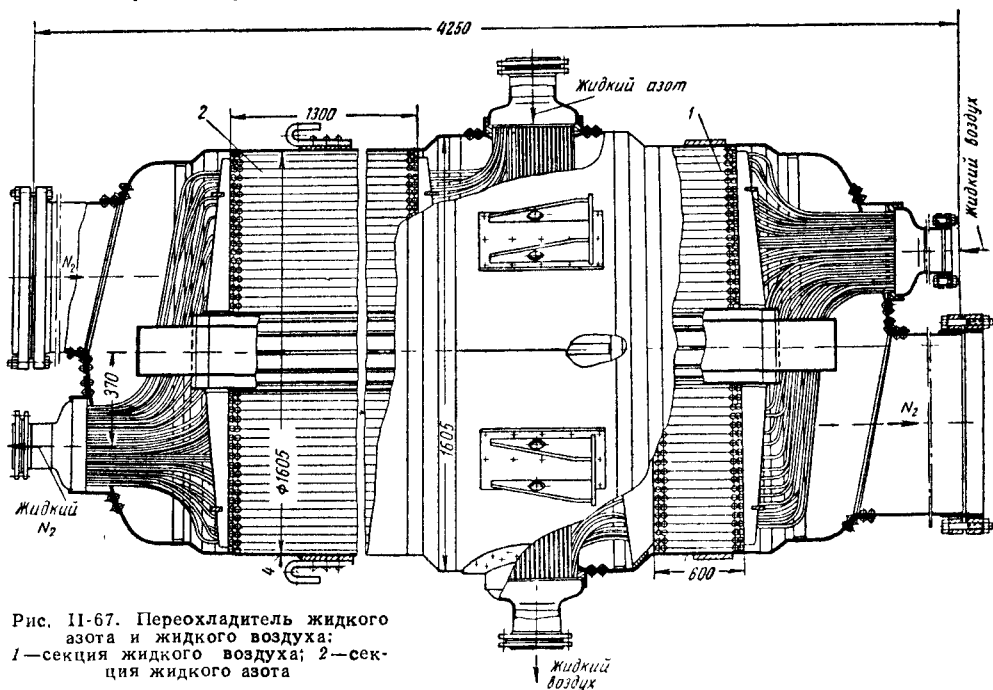


Рис. II-67. Переохладитель жидкого азота и жидкого воздуха: 1—секция жидкого воздуха; 2—секция жидкого азота

Разность температур

Разность температур на концах теплообменника обычно известна из теплового баланса. Для расчета необходимой поверхности теплообмена требуется определить среднюю разность температур по всей длине теплообменника. Если теплоемкости газов в процессе теплообмена остаются постоянными и разность температур Δt_1 на одном конце теплообменника отличается от разности температур Δt_2 на другом конце теплообменника менее чем в два раза, то сред-

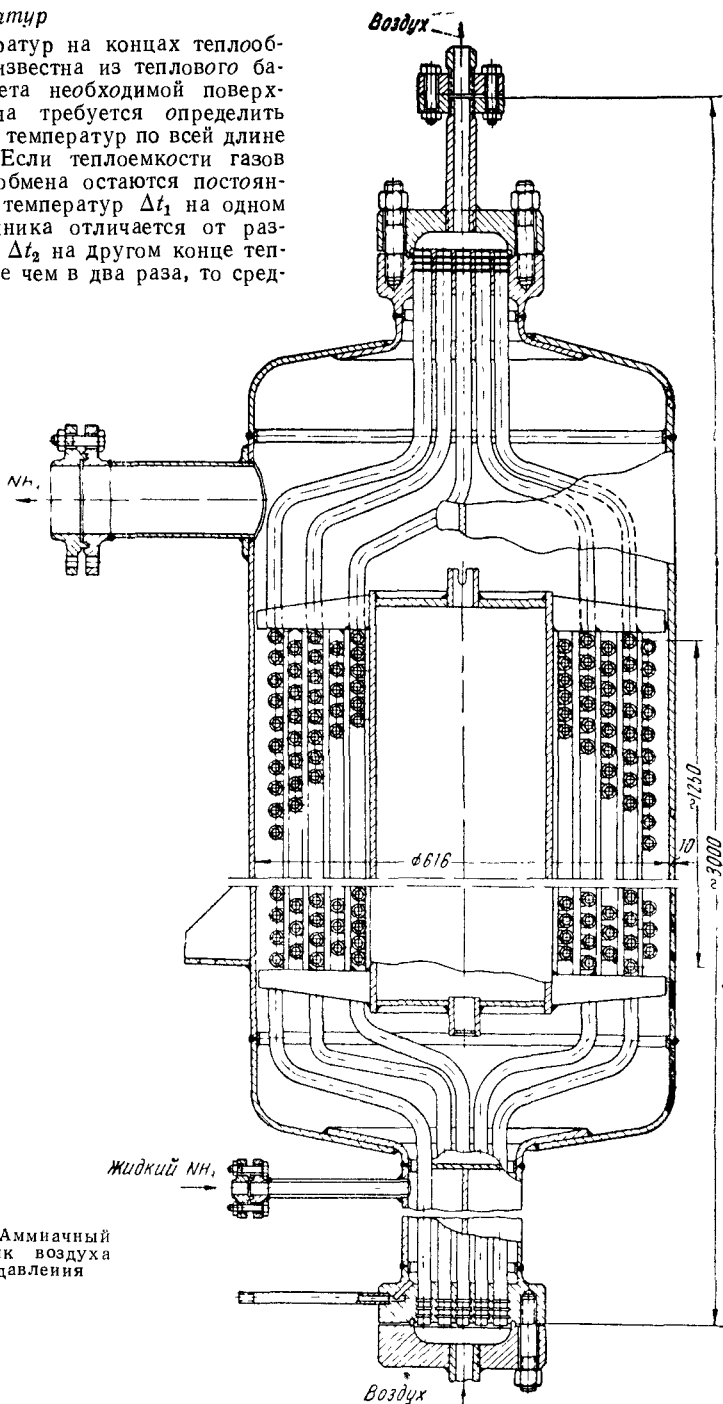


Рис. II-68. Аммиачный теплообменник воздуха высокого давления

нюю разность температур в теплообменнике можно подсчитать по уравнению

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}. \quad (\text{II-165})$$

Если $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \geq 2$, то среднюю разность темпе-

ратур подсчитывают как среднюю логарифмическую величину от разности температур на концах теплообменника:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2,3 \lg \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}. \quad (\text{II-166})$$

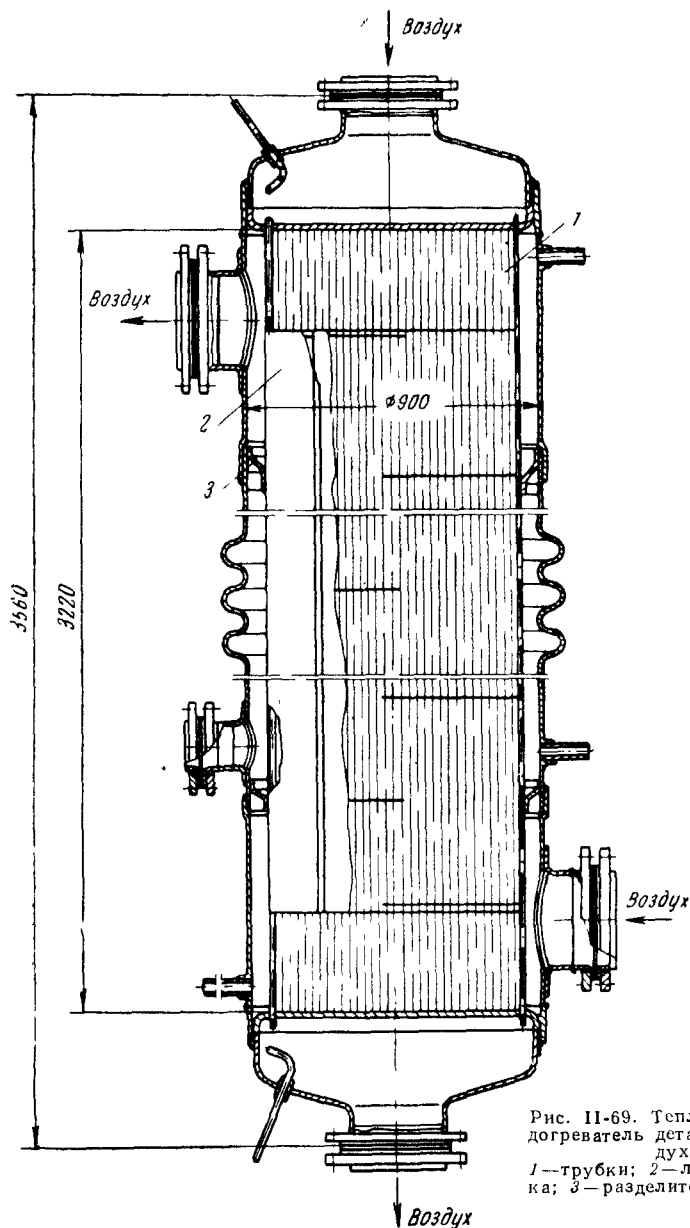


Рис. II-69. Теплообменник-подогреватель детандерного воздуха:
1—трубки; 2—ложная обечайка; 3—разделительное кольцо

Если при теплообмене хотя бы у одного из газов теплоемкость меняется, то среднюю разность температур подсчитывают как среднюю интегральную (рис. II-71).

При переменной теплоемкости газа одного из потоков и постоянной теплоемкости газа другого потока (например, охлаждение воздуха высокого давления азотом) для расчета средней интегральной разности температур пользуются i - T -диаграммой. Для этого необходимо выполнить следующее:

1. Пользуясь i - T -диаграммой, нанести на рабочий график копию изобары потока переменной теплоемкости (рис. II-71),

отметить на ней температуру входа (точка A) и выхода (точка B) газа из теплообменника.

2. На одной горизонтали с точками A и B отметить точки C и D , соответствующие температурам входа и выхода потока газа с постоянной теплоемкостью. Точки C и D соединить прямой линией. Разность температур точек A и D : $T_A - T_D = \Delta t_1$; точек B и C : $T_B - T_C = \Delta t_2$.

3. Разделить прямую CD на n равных частей (обычно на 10 частей) и провести горизонтальные линии через найденные точки.

4. По масштабу найти разность температур в середине каждого участка: $\Delta t_{1уч}$, $\Delta t_{2уч}$, $\Delta t_{3уч}$ и т. д.

5. Подсчитать обратные величины $\frac{1}{\Delta t_{уч}}$ и найти их сумму:

$$\sum \frac{1}{\Delta t_{уч}} = \frac{1}{\Delta t_{1уч}} + \frac{1}{\Delta t_{2уч}} + \frac{1}{\Delta t_{3уч}} + \dots + \frac{1}{\Delta t_{nуч}}. \quad (\text{II-167})$$

6. Подсчитать среднюю интегральную разность температур:

$$\Delta t_{ср} = \Delta t_{инт} = \frac{n}{\sum \frac{1}{\Delta t_{уч}}}. \quad (\text{II-168})$$

Признаком невозможности теплообмена при заданных параметрах является касание или пересечение прямой CD с кривой AB . Обыч-

Для теплообменников, в которых газы одного или обоих потоков в процессе теплообмена изменяют агрегатное состояние, разность температур и тепловой баланс рассчитывают отдельно для каждой зоны.

В трехпоточных теплообменниках (типа рис. II-63) интегральную разность температур между воздухом и азотом определяют, как указано выше, без учета влияния кислорода. Разность температур между воздухом и кислородом считается постоянной, равной разности температур на теплом конце теплообменника.

В теплообменниках, в которых теплопередача от кислорода (или аргона) к воздуху

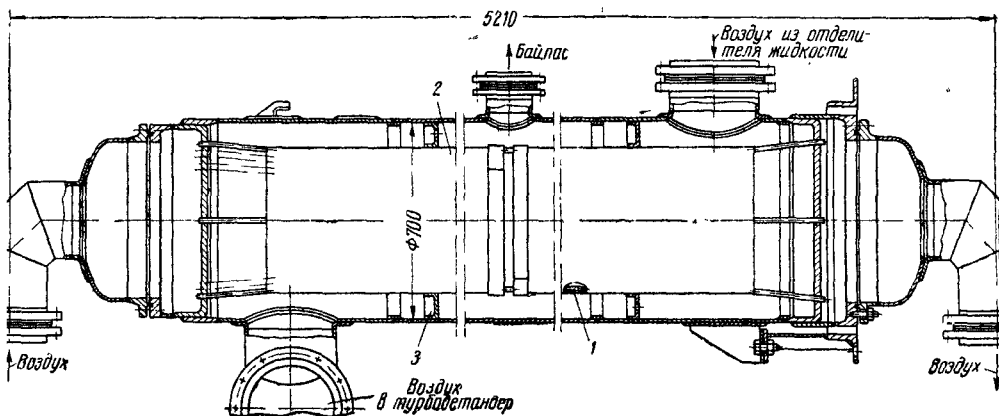


Рис. II-70. Теплообменник детандерный:
1—трубки; 2—ложная обечайка; 3—разделительное кольцо

но разность температур на концах теплообменника выбирают такой, чтобы разность температур на участках была не менее 5 град.

Если теплоемкость газов обоих теплообменивающих потоков является переменной, то изобара для газа одного из потоков снимается с i - T -диаграммы, как указано выше. Разность энтальпий газа на входе и выходе для этого потока делят на n равных частей. Найденные энтальпии наносят на изобару. Для каждого из участков из баланса замкнутого контура, охватывающего один из концов теплообменника и проходящего через границу участка, находят энтальпию и температуру второго потока на границе участка.

Найденные температуры границ участков наносят на график и соединяют плавной линией. Далее интегральную разность температур подсчитывают так же, как было описано выше.

идет через азот, проходящий по межтрубному пространству, разность температур между азотом и кислородом также считают равной разности температур на теплом конце теплообменника.

Коэффициенты теплопередачи и поверхности теплообмена

Предварительно выбирают конструкцию теплообменника и задаются размерами трубок. При выборе размера трубок необходимо учитывать, что: 1) очень большой внутренний диаметр трубки приводит к уменьшению их числа, увеличению длины трубок, массы и размеров теплообменника, а слишком малый диаметр трубок вызывает затруднения при изготовлении и приводит к увеличению габаритов коллекторов; 2) толщина стенки трубки должна обеспечивать ее прочность при максимальном рабочем давлении.

Коэффициент теплоотдачи α от одного газа к стенке трубы и от стенки к другому

газу связан с критерием Нуссельта Nu уравнением

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d}, \quad (\text{II-169})$$

где λ — коэффициент теплопроводности, $\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{град})$;

d — диаметр трубы или приведенный диаметр канала, по которому протекает газ, м.

Для канала некруглого сечения приведенный диаметр вычисляю по формуле

$$d = \frac{4F}{\Pi}, \quad (\text{II-170})$$

где F — площадь прохода газа, м^2 ;

Π — омываемый периметр сечения канала, м.

числом трубок. Эти величины связаны с количеством протекающего газа уравнением

$$\omega = \frac{V_{\text{рн}}}{3600\rho_f} = \frac{V_{\text{рн}}}{900\rho n_{\text{тр}}\pi d^2}, \quad (\text{II-174})$$

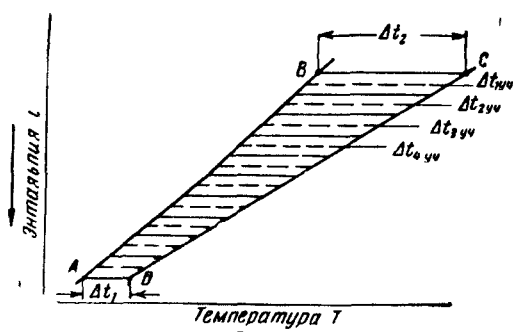
где V — количество протекающего газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\rho_{\text{н}}$ и ρ — плотности газа при нормальных физических и рабочих условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$;

f — площадь проходного сечения, м^2 ;

$n_{\text{тр}}$ — число трубок.

Скоростью газа можно задаваться в широких пределах: при избыточном давлении 200 $\text{кг}/\text{см}^2$ — до 3—5 $\text{м}/\text{сек}$, при 30—50 $\text{кг}/\text{см}^2$ — до 6—8 $\text{м}/\text{сек}$ и при давлении 1—6 $\text{кг}/\text{см}^2$ — до 20—25 $\text{м}/\text{сек}$.



№ участка	$\Delta t_{\text{у}}$	
	$\Delta t_{\text{у}}$	$\Delta t_{\text{у}}$
1		
2		
3		
4		
5		
n		
$\Sigma \frac{1}{\Delta t_{\text{у}}} =$		
$\Delta t_{\text{уит}} = \frac{n}{\Sigma \frac{1}{\Delta t_{\text{у}}}}$		

Рис. II-71. Подсчет средней интегральной разности температур в теплообменнике

Для кольцевого канала с диаметрами d_1 и d_2

$$d = d_1 - d_2. \quad (\text{II-171})$$

Для межтрубного пространства кожухотрубного теплообменника

$$d = \frac{D_{\text{н}}^2 - nd_1^2}{nd_1}, \quad (\text{II-172})$$

где $D_{\text{н}}$ — диаметр обечайки, охватывающей трубки, м;

d_1 — диаметр трубок, м;

n — число трубок.

В зависимости от скорости газа или жидкости в трубках или в межтрубном пространстве (в прямотрубных теплообменниках) режим движения может быть ламинарным или турбулентным.

Характер движения определяется критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu g}, \quad (\text{II-173})$$

где ω — скорость потока, $\text{м}/\text{сек}$;

ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ — динамическая вязкость, $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;

g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$.

При $Re < 2300$ — движение ламинарное, при $Re > 10\,000$ — движение развитое турбулентное.

Для определения критерия Рейнольдса необходимо задаться скоростью потока или

При выборе скорости следует учитывать, что при большой скорости уменьшается количество трубок, уменьшается поверхность теплообмена, но увеличивается длина трубок и гидравлическое сопротивление теплообменника.

Обычно, задаваясь произвольной скоростью, делают первый расчет теплообменника и, внося коррективы по результатам первого расчета, повторяют расчет с тем, чтобы получить желаемую длину трубок.

Если один поток идет по двум секциям, то скорость в обеих секциях принимают по возможности одинаковой, чтобы получить примерно равную длину трубок и распределить воздух между секциями пропорционально их тепловой нагрузке.

Критерий Нуссельта при ламинарном движении жидкости или газа вдоль оси трубок определяют по формуле

$$Nu = 1,61 \left(Pe \frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (\text{II-175})$$

где Pe — критерий Пекле, $Pe = \frac{\omega d \rho c_p}{\lambda}$

L — длина трубок, м;

c_p — удельная теплоемкость, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

λ — коэффициент теплопроводности, $\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$.

Если

$$Pe \frac{d}{L} < 12, \text{ то } Nu = 3,66. \quad (\text{II-176})$$

Физические параметры, входящие в критерий, берут при средней температуре потока.

При турбулентном движении вдоль оси труб критерий Нуссельта определяют по формуле

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (\text{II-177})$$

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\mu g c_p}{\lambda}. \quad (\text{II-178})$$

Nu/Pr^n

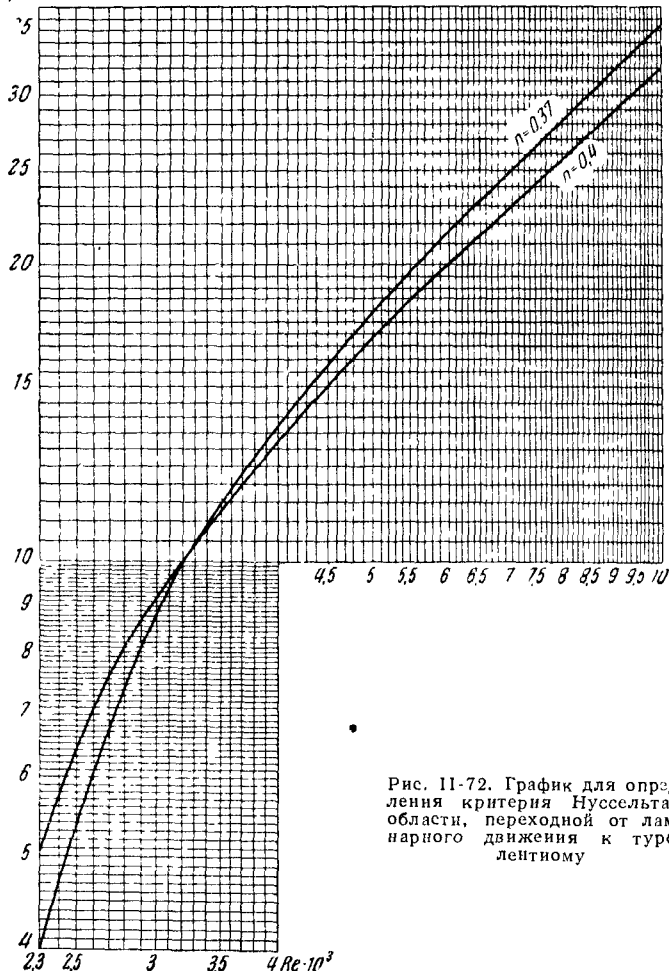


Рис. II-72. График для определения критерия Нуссельта в области, переходной от ламинарного движения к турбулентному

Для области, переходной от ламинарного движения к развитому турбулентному движению, при $2300 < Re < 10\,000$ критерий Нуссельта находят по графику рис. II-72. Из графика определяют отношение Nu/Pr^n . При нагревании потока принимают $n = 0,4$, при охлаждении $n = 0,37$.

В спирально-витых теплообменниках газ в межтрубном пространстве проходит по-

перек трубок. Критерий Нуссельта в этом случае вычисляют по формуле

$$Nu = C Re^n. \quad (\text{II-179})$$

Коэффициент C и показатель n зависят от относительного радиального шага навивки теплообменника $\frac{S_1}{d}$ и относительного про-

дольного шага $\frac{S_2}{d}$ (S_1 — расстояние между осями трубок в смежных слоях; S_2 — расстояние между осями трубок в одном слое, см. рис. II-73).

При плотной навивке по длине теплообменника $\left(\frac{S_2}{d} \approx 1\right)$ и относительно плотной

навивке по диаметру $\left(\frac{S_1}{d} < 1,2\right)$ принимают $C = 0,178$ и $n = 0,65$. В свободных пучках при $\frac{S_2}{d} = 1,05-1,4$ и $\frac{S_1}{d} > 1,2$ можно принять $C = 0,0418$ и $n = 0,85$.

Следует отметить, что коэффициент теплопередачи для свободных пучков получается несколько выше, чем для тесных, и соответственно уменьшается масса трубок, но при свободных пучках габариты теплообменника возрастают.

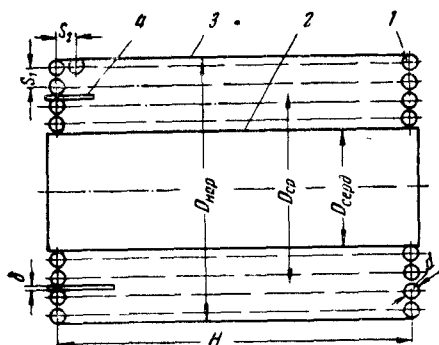


Рис. II-73. Схема намотки витого теплообменника:

1—трубки; 2—сердечник; 3—обечайка; 4—прокладка между слоями

При вычислении критерия Рейнольдса определяющим диаметром является наружный диаметр трубок, определяющей скоростью — скоростью в узком сечении теплообменника, определяемая уравнением

$$\omega = \frac{V_{\text{рн}}}{3600 f}, \quad (\text{II } 180)$$

$$f = n D_{\text{ср}} \delta n_{\text{сд}}, \quad (\text{II } 181)$$

где f — проходное сечение теплообменника (см. рис. II-73);

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр намотки теплообменника, м;

δ — толщина прокладки между слоями, м;

$n_{\text{сд}}$ — число слоев трубок в теплообменнике.

При расчете теплообменника скоростью ω задаются, принимая ее в зависимости от желаемой величины сопротивления теплообменника.

Для газа с абсолютным давлением 1,2—1,5 кг/см² эту скорость обычно принимают в пределах от 5 до 15 м/сек.

Принятую при предварительном расчете теплообменника скорость затем уточняют по результатам конструктивного расчета.

Если газ одного из теплообменивающихся потоков в процессе теплообмена меняет свое агрегатное состояние, то рассчитать коэффициент теплоотдачи для этого потока затруднительно, так как процесс идет с переменной разностью температур.

Учитывая, что данный коэффициент обычно не является лимитирующим, его с достаточной для практических целей точностью можно принять равным $\alpha_{\text{к}} = 800 \div 1000$ ккал/(м²·ч·град).

Общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружному диаметру трубки d_2 ,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (\text{II } 182)$$

где d_1 , d_2 — внутренний и наружный диаметры трубки, м;

α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной сторон трубки, ккал/(м²·ч·град).

Необходимая поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2. \quad (\text{II } 183)$$

Действительную поверхность теплообменника принимают на 10—30% больше необходимой, т. е.

$$F_{\text{д}} = (1,1 - 1,3) F. \quad (\text{II } 184)$$

Длина трубок теплообменника

$$L = \frac{F_{\text{д}}}{n_{\text{тр}} \pi d_2} \text{ м}. \quad (\text{II } 185)$$

Обычно теплообменник рассчитывают так, чтобы длина трубок в прямотрубных теплообменниках была не более 6 м, в витых теплообменниках — от 10 до 30 м.

Если по расчету длина трубок отличается от указанной величины, то производят перерасчет с изменением скорости газа или жидкости, проходящих в трубках.

Конструктивный расчет витых теплообменников

Конструктивным расчетом определяют число слоев намотки, число заходов и число витков в каждом слое, диаметры слоев, длину намотки и длину трубок в каждом слое.

Диаметр сердечника выбирают по возможности малым с целью сокращения габаритов теплообменника. Минимальный диаметр сердечника по условиям навивки трубок без их сплющивания принимают

$$D_{\text{срд}} \geq (10 - 20) d_{\text{нар}}, \quad (\text{II } 186)$$

где $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубок (большие значения — для тонкостенных трубок), м.

Числом слоев ($n_{\text{сд}}$) задаются с учетом того, что увеличение числа слоев приводит к уменьшению высоты теплообменника (т. е. длины намотки) и уменьшению толщины прокладок между слоями. Выполняя ряд ориентировочных расчетов, находят такое число слоев, при котором теплообменник характеризуется желательным отношением длины намотки H к наружному диаметру $D_{\text{нар}}$. Обычно в теплообменниках

$$\frac{H}{D_{\text{нар}}} = 3 \div 6; \quad (\text{II } 187)$$

в переохладителях

$$\frac{H}{D_{\text{нар}}} = 1 \div 1,5. \quad (\text{II } 188)$$

Толщину прокладки между слоями определяют подбором, пользуясь уравнением

$$\delta = \frac{f}{\pi D_{\text{ср}} n_{\text{сл}}} = \frac{f}{\pi [D_{\text{ср}} + n_{\text{сл}} (d_{\text{нар}} + \delta)]}, \quad (\text{II-189})$$

где f — проходное сечение теплообменника, определяемое по уравнению (II-181).

Найденное значение δ округляют до ближайшей стандартной толщины листа, из которого делают прокладки. По принятой толщине прокладки подсчитывают фактическое проходное сечение. Если найденное сечение при принятой скорости отличается от необходимого более чем на 10—15%, то принятую скорость следует уточнить и пересчитать коэффициент теплоотдачи.

На сердечник и последний ряд трубок укладывают прокладки толщиной $\frac{\delta}{2}$. Прокладку толщиной менее 0,5 мм делать не рекомендуется. При толщине основной прокладки 0,5 мм прокладки на сердечник и под обечайку не ставят.

Средний и наружный диаметры намотки равны

$$D_{\text{ср}} = D_{\text{ср}} + n (d_{\text{нар}} + \delta), \quad (\text{II-190})$$

$$D_{\text{нар}} = D_{\text{ср}} + 2n (d_{\text{нар}} + \delta). \quad (\text{II-190a})$$

Теоретическая высота намотки теплообменника при плотной навивке $\left(\frac{S_1}{d} \approx 1\right)$ равна

$$H = \frac{n_{\text{тр}} L d_{\text{нар}}}{n_{\text{сл}} \pi D_{\text{ср}}}. \quad (\text{II-191})$$

Действительная высота намотки вследствие неизбежных неплотностей превышает теоретическую и обычно составляет

$$H_d = 1,05 H. \quad (\text{II-192})$$

При намотке с шагом S_2 высота навивки

$$H = \frac{n_{\text{тр}} L S_2}{n_{\text{сл}} \pi D_{\text{ср}}}. \quad (\text{II-193})$$

Правильный выбор числа заходов (числа трубок в каждом слое) обеспечивает приблизительно равную длину всех трубок и правильное соотношение между количествами газа, протекающего в каждом слое трубок и в зазорах между слоями. Число заходов определяют по формуле

$$n_{\text{зах}} = \frac{n_{\text{тр}} D_{\text{сл}}}{n_{\text{сл}} D_{\text{ср}}}, \quad (\text{II-194})$$

где $D_{\text{сл}}$ — диаметр слоя, мм.

Полученное дробное число округляют до целого. Сумма заходов во всех слоях должна равняться общему числу трубок.

Число витков каждой трубки в слое

$$n_v = \frac{H}{n_{\text{зах}} d_{\text{нар}}}. \quad (\text{II-195})$$

Длина каждой трубки в слое

$$L = \pi D_{\text{сл}} n_v. \quad (\text{II-196})$$

Намотка ведется попеременно в правом и левом направлениях.

Приведенные формулы для расчета намотки являются приближенными, так как в них не учитывается угол наклона трубки при намотке. Однако в большинстве случаев этим можно пренебречь.

Конструктивный расчет прямотрубных теплообменников

Размещать трубки в решетке можно по периметрам правильных шестиугольников или по концентрическим окружностям.

Если газ проходит межтрубное пространство без изменения агрегатного состояния, то трубки удобнее располагать по окружности, так как это облегчает перевязку и сборку пучка труб теплообменника.

Шаг отверстий в решетке для впайки трубок обычно принимают равным

$$t = d + (3 \div 5) \text{ мм}. \quad (\text{II-197})$$

Для стальных завальцованных в решетке трубок диаметром более 20 мм шаг принимают

$$t \geq d + 6 \text{ мм} \quad (\text{II-197a})$$

Шаг трубок в пучке делают меньше шага в трубной решетке. Это достигается перевязкой каждого ряда трубок по окружности на некотором расстоянии от решетки проволокой или лентой, припаяваемой к трубкам. Перевязку каждого последующего ряда смещают относительно предыдущего ряда (во избежание уменьшения проходного сечения теплообменника) и повторяют по длине теплообменника через каждые 400—600 мм. Это устраняет опасность разрушения трубок от вибраций при прохождении газа. На последний ряд трубок (под обечайку) кладут ленту, толщина которой в 2 раза меньше толщины лент предыдущих рядов.

Необходимое проходное сечение межтрубного пространства связано с количеством протекающего газа уравнением (II-180). С другой стороны, проходное сечение равно

$$f = \frac{\pi}{4} (D_{\text{об}}^2 - n_{\text{тр}} d^2), \quad (\text{II-198})$$

где $D_{\text{об}}$ — диаметр обечайки, охватывающей трубки, мм;

$n_{\text{тр}}$ — число трубок в пучке.

Отсюда

$$D_{\text{об}} = \sqrt{\frac{4f}{\pi} + n_{\text{тр}} d^2}. \quad (\text{II-199})$$

С другой стороны,

$$D_{\text{об}} = (2n_{\text{окр}} - 1) (d_{\text{нар}} + \delta) \quad (\text{II-200})$$

или

$$\delta = \frac{D_{\text{об}}}{2n_{\text{окр}} - 1} - d_{\text{нар}}, \quad (\text{II-201})$$

где $n_{\text{окр}}$ — число окружностей, по которым размещены трубки, включая центральную трубку; $n_{\text{окр}}$ выбирают по табл. II-8 (стр. 100);

δ — толщина перевязочной проволоки или ленты, мм.

Найденное по уравнению (II-180) необходимое проходное сечение подставляют в уравнение (II-199) и по уравнению (II-201) определяют необходимую толщину прокладки. После подбора толщины стандартного листа или диаметра проволоки по формулам (II-200) и (II-198) определяют действительное проходное сечение и уточняют скорость. Если скорость отличается более чем на 10—15% от ранее принятой, то уточняют коэффициент теплоотдачи.

Гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов

Гидравлические сопротивления рассчитывают после выявления конструктивных размеров теплообменного аппарата. Цель расчета — определить потери давления в аппарате при работе и испытаниях после изготовления. Точное определение потери давления является особенно важным для потоков низкого давления, когда даже при небольшой потере давления заметно снижается экономичность установок разделения воздуха.

Гидравлическое сопротивление зависит от физических свойств жидкостей или газов потока, скорости движения, длины и формы канала, по которому протекает поток.

Движение
вдоль трубок

Движение потока газа или жидкости вдоль трубок может происходить как внутри трубок, так и в межтрубном пространстве.

Движение характеризуется тем, что вектор скорости потока направлен параллельно оси трубок. Гидравлическое сопротивление при движении вдоль прямых трубок определяют по формуле

$$\Delta p = \lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_{\text{пр}}} \cdot \frac{\rho w^2}{2g}, \quad (\text{II-202})$$

где Δp — сопротивление канала, кг/м^2 ;

$\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения единицы длины канала;

L — длина канала, м;

$d_{\text{пр}}$ — внутренний диаметр трубок, по которым идет поток, или приведенный диаметр межтрубного пространства, см. уравнения (II-170)—(II-172), м.

При ламинарном движении коэффициент трения зависит только от критерия Рейнольдса и его подсчитывают по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}. \quad (\text{II-203})$$

Ламинарное движение ограничивается предельным значением критерия Рейнольдса:

$$Re'_{\text{пред}} = 26,9 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{пр}}} \right)^{-1,143} \quad (\text{II-204})$$

где Δ — шероховатость стенки трубы, м.

При $Re < 2000$ ламинарное движение сохраняется независимо от степени шероховатости. При $Re > Re'_{\text{пред}}$ начинается переходная зона к области полной турбулентности,

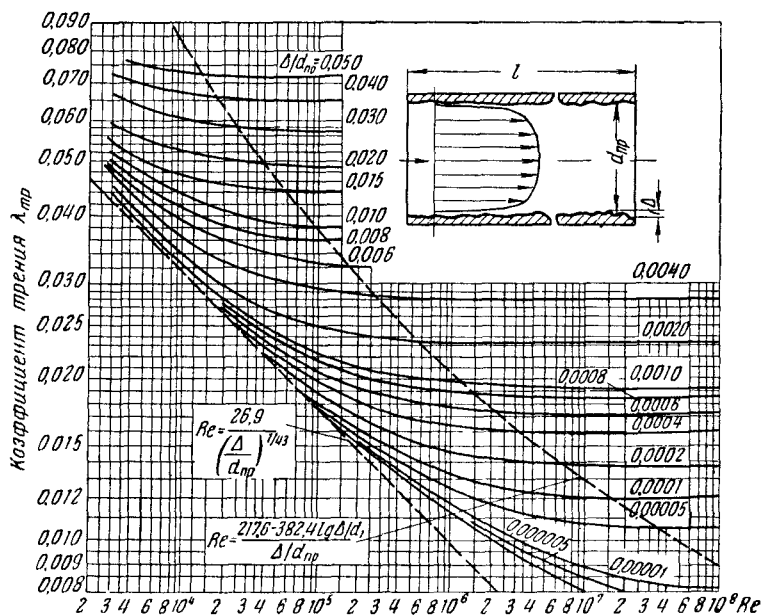


Рис. 11-74. Зависимость коэффициента трения $\lambda_{\text{тр}}$ от числа Re и отношения $\frac{\Delta}{d}$ для технических труб

которая наступает при значениях критерия Рейнольдса:

$$Re > Re''_{пред} = \frac{217,6 - 382,4 \lg \frac{\Delta}{d_{пр}}}{\frac{\Delta}{d_{пр}}} \quad (\text{II-205})$$

Ниже дана зависимость шероховатости стенок труб Δ от характера поверхности:

Характер поверхности	Δ , мм
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца	0,0015—0,01
Новые бесшовные стальные трубы, тщательно уложенные	0,04—0,17
Стальные трубы, уложенные в обычных условиях, и цельнотянутые трубы после нескольких лет эксплуатации	0,19
Оцинкованные стальные трубы	0,25—0,50
Чугунные трубы	0,25—0,42
Трубы из листовой стали	0,33

Коэффициент трения $\lambda_{тр}$ в области полной турбулентности зависит только от шероховатости и размера канала, его можно найти по графику (рис. II-74) или же подсчитать по формуле

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{3,7 d_{пр}}{\Delta}\right)^2} \quad (\text{II-206})$$

Для переходной области при $Re''_{пред} < Re < Re'_{пред}$ коэффициент трения наиболее просто находить по графику рис. II-74.

В пределах $5 \cdot 10^3 < Re < 10 \cdot 10^4$ коэффициент трения определяют по формуле

$$\lambda_{тр} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (\text{II-207})$$

Поправку $\frac{\lambda_{зм}}{\lambda_{тр}}$ находят по графику рис. II-75 в зависимости от отношения радиуса

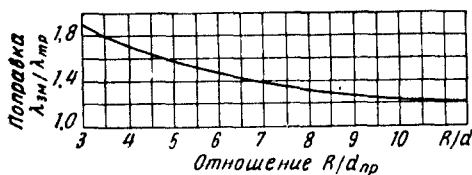


Рис. II-75. Поправка на кривизну для подсчета коэффициента трения изогнутых труб (змеевиков)

кривизны изгиба к приведенному диаметру канала:

$$\lambda_{зм} = \lambda_{тр} \frac{\lambda_{зм}}{\lambda_{тр}} \quad (\text{II-208})$$

При расчете сопротивления теплообменных аппаратов плотность и вязкость среды берут при средних температуре и давлении потока.

Движение поперек пучка труб

Гидравлические сопротивления при движении потока поперек трубок зависят от физических свойств потока, скорости, числа трубок по ходу движения и их расположе-

ния в пучке. Различают два основных вида расположения трубок: шахматное и коридорное (рис. II-76). При шахматном расположении сопротивление пучка трубок определяют по формуле

$$\Delta p = C_1 C_2 (m + 1) Re^{-0,27} \rho \frac{w^2}{g} \quad (\text{II-209})$$

где C_1 — коэффициент, зависящий от относительного шага $\frac{S_1}{d}$ по ширине пучка; его находят по графику (рис. II-77);

C_2 — коэффициент, зависящий от относительного шага S_2/d по глубине пучка, находят по графику рис. II-77;

m — число рядов трубок по глубине пучка;

w — скорость потока в зазоре между трубками, м/сек;

d — наружный диаметр трубки, м.

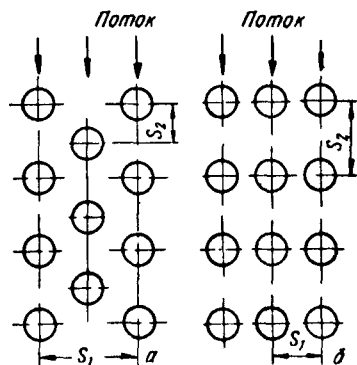


Рис. II-76. Расположение трубок: а — шахматное; б — коридорное

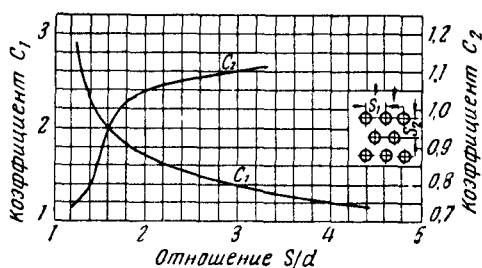


Рис. II-77. Значение коэффициентов C_1 и C_2 для шахматного пучка

Плотность ρ и динамическая вязкость μ (при вычислении критерия Рейнольдса) берут при средних температуре и давлении потока.

При коридорном расположении трубок

$$\Delta p = C_3 m \frac{\rho w^2}{g} \quad (\text{II-210})$$

Коэффициент C_3 находят по графику рис. II-78, на котором дан он в зависимости от

отношения $\frac{S_2}{d} \left/ \left(\frac{S_1}{d} - 1 \right) \right.$ и критерия Рей-нольдса. Скорость w определяют для наиболее узкого сечения в зазоре между трубками: $S_1 - d$. Сопротивление спирально-витых теплообменников определяют по формуле (II-210), как для коридорного размещения трубок.

При относительном поперечном шаге $\frac{S_1}{d} > 1,2$ коэффициент C_3 находят из графика рис. II-78.

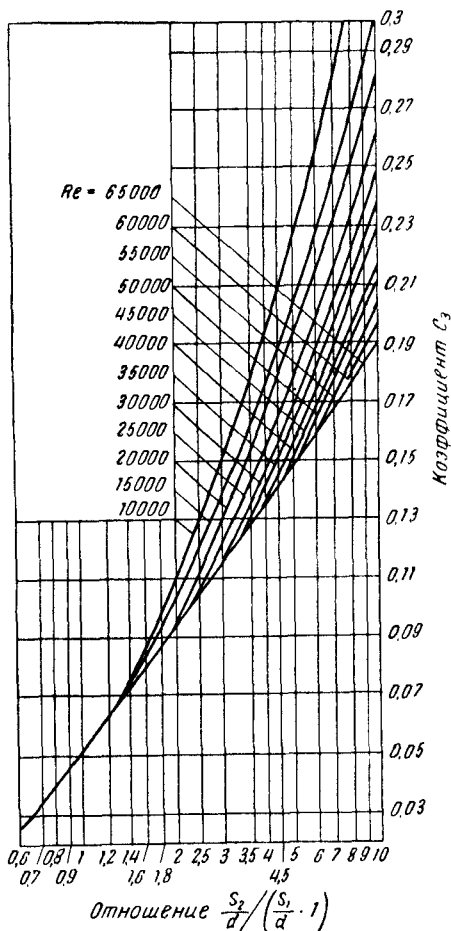


Рис. II-78. Значение коэффициента C_3 для коридорного пучка

При подсчете относительного продольного шага $\frac{S_2}{d}$ теплообменников с плотной навивкой следует иметь в виду, что действительная длина намотки вследствие неизбежной неплотности обычно отличается от теоретической приблизительно на 5% и, следовательно, относительный продольный шаг плотной навивки $S_2/d = 1,05$.

При относительном поперечном шаге $S_1/d \leq 1,2$ более надежные результаты полу-

чаются при расчете коэффициента C_3 по формуле

$$C_3 = 0,53 Re^{-0,122}. \quad (\text{II-211})$$

Если по результатам расчета сопротивление теплообменника получается слишком большим, то следует принять меньшую скорость потока и вновь произвести полный расчет теплообменника.

В теплообменниках для снижения сопротивления иногда бывает достаточно изменить только конструктивный расчет. Увеличивая число слоев и уменьшив толщину прокладки между слоями (сохраняя неизменной скорость потока), достигают уменьшения числа трубок по ходу газа (m), а следовательно, и величины сопротивления.

7. Фильтры для очистки сжиженных газов

Конструкции

В процессе разделения воздуха некоторые сжиженные газы в разделительном аппарате бывают загрязнены твердыми частицами примесей. Так, например, кубовая жидкость в установках с регенераторами содержит некоторое количество твердой двуокиси углерода. Жидкий кислород, подаваемый в теплообменник поршневыми насосами с графитовым уплотнением, может содержать частицы графита.

Для очистки жидкости от твердых частиц в настоящее время применяют фильтры из пористой бронзы. Фильтрующие элементы имеют различную форму, их изготавливают из бронзового порошка, подвергая спеканию в восстановительной среде. Бронзовый порошок получают распылением расплавленной бронзы. Химический состав бронзы дан в табл. II-11.

ТАБЛИЦА II-11 ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ БРОНЗЫ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫЙ ДЛЯ ФИЛЬТРОВ

Наименование	Состав, %			
	олово	фосфор	примеси не более	медь
Бронза I	8—10	0,3—0,6	1	Остальное
Бронза II	4—6	0,3—0,6	1	
Медь фосфористая	—	0,8—1,0	1	

Порошок просеивают через сита на фракции различного размера и используют для изготовления фильтрующих элементов с порами различной величины. Независимо от величины пор пористость таких элементов составляет $\sim 38\%$, объемная масса $5,4—5,8 \text{ г/см}^3$.

Фильтрующие элементы можно изготавливать в виде плоских или фасонных дисков и колических трубок (рис. II-79). Цилиндрические трубки не применяют, так как их

тральную трубку в случае его замены. Верхняя перемещающаяся решетка прижимается к адсорбенту семью пружинами. Сила нажатия пружин регулируется болтами, проходящими через верхнюю крышку. Жидкий воздух входит снизу и выходит из верхней части аппара-

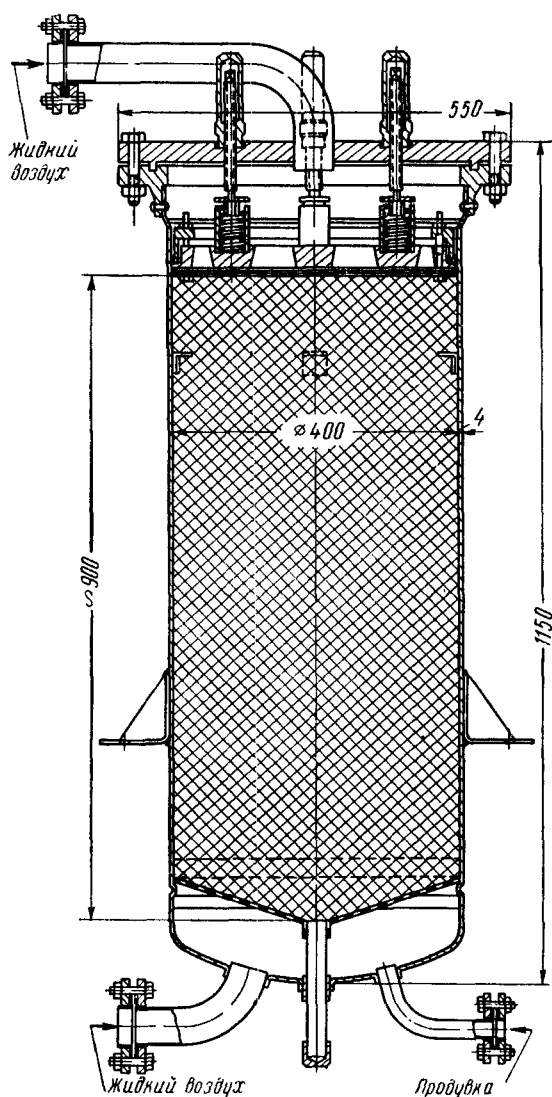


Рис. 2-48. Адсорбер для очистки жидкого воздуха от ацетилена для установки КТ-1000.

та. Объемная скорость составляет $5,35 \text{ л/ч} \cdot \text{см}^2$ площади сечения адсорбента.

На рис. 2-49 изображен адсорбер ацетилена для кубовой жидкости установки БР-1 производительностью $12500 \text{ м}^3 \text{ O}_2/\text{ч}$. В качестве адсорбента применяется крупнопористый кусковой силикагель. Адсорбент загружается во внутренний цилиндр слоем толщиной 900 мм. Сверху силикагель прижимается решеткой с помощью пружин.

В установках низкого давления, где часть воздуха после расши-

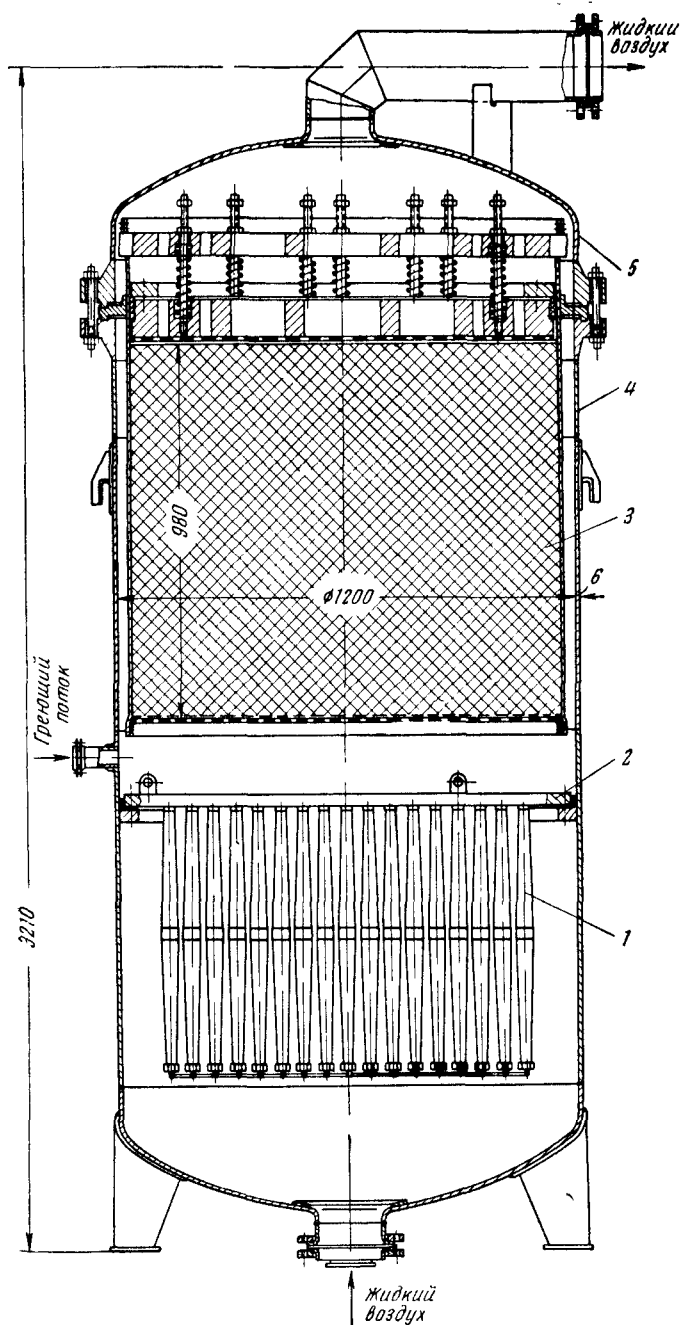


Рис. II-81. Фильтр-адсорбер для кубовой жидкости:
1 — спаренные фильтрующие элементы; 2 — решетка; 3 — корзина
с адсорбентом; 4 — корпус; 5 — крышка

размеров фракции бронзового порошка, примененного для изготовления фильтра, может быть приближенно принят равным

$$d_{\text{пор}} \approx \sim 0,33d_{\text{фр}},$$

где $a_{\text{фр}}$ — размер зерен фракции, мм;
 $d_{\text{пор}}$ — размер пор, мм.

Необходимую поверхность фильтрации определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{w}, \quad (\text{II-212})$$

где Q — количество фильтруемой жидкости, м³/сек;

w — скорость фильтрации, $м/сек$.

Для кубовой жидкости принимают $w = 0,003—0,006$ $м/сек$, для жидкого кислорода — до $w = 0,015$ $м/сек$.

Гидравлическое сопротивление фильтра возрастает по мере забивания его твердыми частицами. Начальное сопротивление фильтра находят по формуле

$$\Delta p = \frac{2f\rho hw^2}{d_{пор}g\varepsilon^2}, \quad (II-213)$$

где ρ — плотность протекающей жидкости, $кг/м^3$;

h — толщина фильтрующего элемента, $м$;

w — скорость жидкости, $м/сек$;

$d_{пор}$ — средний диаметр пор, $м$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

$\varepsilon = 0,38$ — пористость;

f — коэффициент сопротивления, зависящий от критерия Рейнольдса.

Для фильтров критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{wd_{пор}\rho}{\mu g \varepsilon}, \quad (II-214)$$

где μ — динамическая вязкость, $кг \cdot сек/м^2$.

Опытные данные для подсчета коэффициента сопротивления имеются только для воздуха. С некоторым приближением эти данные могут быть распространены и для сжиженных газов. В этом случае принимают:

$$\text{при } Re < 10 \quad f = \frac{38}{Re}, \quad (II-215)$$

$$» \quad 10 < Re < 250 \quad f = \frac{29}{Re} + \frac{1,25}{Re^{0,15}}, \quad (II-215a)$$

$$» \quad 250 < Re < 5000 \quad f = \frac{1,56}{Re^{0,15}}. \quad (II-215b)$$

Конечное сопротивление фильтра зависит от степени засоренности потока и продолжительности работы фильтра. При нормальной работе регенераторов фильтр, очищающий кубовую жидкость от CO_2 , работает примерно 100 ч, после чего должен производиться отогрев и продувка фильтра.

8. Адсорберы

Адсорберы ацетилена

Ацетилен, попадая с воздухом в блок разделения, растворяется в кубовой жидкости и жидком кислороде. Если содержание ацетилена в растворе выше предела растворимости, то он выпадает в осадок. Предел растворимости ацетилена в жидком кислороде составляет $5 \text{ см}^3 \text{ C}_2\text{H}_2$ на 1 л жидкого кислорода или воздуха. Осадок ацетилена в кубовой жидкости или жидком кислороде представляет большую опасность, так как может привести к взрыву в блоке разделения воздуха.

Для безопасной работы воздухоразделительных установок поступающий в блок раз-

деления воздух подвергают непрерывной очистке от ацетилена. Существует несколько способов очистки воздуха от ацетилена. Наиболее распространенный способ разработан в СССР И. П. Ишкиным и П. З. Бурбо. Этот способ предусматривает адсорбцию ацетилена из потока жидкости или газа силикагелем.

Воздух очищают в адсорберах ацетилена.

Конструкция адсорбера зависит от его размеров и места установки в схеме блока разделения. Адсорберы устанавливают на жидкостных и газовых потоках при различных давлениях.

На рис. II-82 изображен адсорбер ацетилена воздухоразделительного агрегата, перерабатывающего 65 тыс. $м^3/ч$ воздуха. Адсорбер установлен по ходу потока жидкости из испарителя в верхнюю колонну.

Корпус адсорбера рассчитан на избыточное давление 6 кг/см^2 и выполнен сварным из латуни или из нержавеющей стали. Силикагель помещают в цилиндрическую вставку. Очищаемая жидкость проходит по насадке снизу вверх. Направление потока способствует прохождению паров, образующихся при падении давления жидкости, протекающей через насадку. Верхняя часть вставки снабжена нажимным устройством для уплотнения силикагеля во избежание измелчения и уноса его частиц.

Нажимное устройство состоит из верхней (упорной) и нижней (плавающей) решеток. Уплотнение силикагеля плавающей решеткой осуществляется пружинами из стали марки 60С2А. При сборке адсорбера и заполнении его силикагелем пружины должны быть сжаты до соприкосновения витков, что соответствует удельному давлению на силикагель $0,3—0,6 \text{ кг/см}^2$. Зазор по окружности между плавающей решеткой и обечайкой вставки уплотняют шнуровым асбестом.

Плавающую и упорную решетки выполняют из сплава АЛ9 (ГОСТ 2685—53) или сварными из латуни. На входе во вставку и выходе из нее установлены фильтровальные сетки, опирающиеся на дырчатые решетки из листовой латуни. Для адсорберов применяют стандартные фильтровальные сетки (ГОСТ 3187—46) из латунной или стальной нержавеющей проволоки. В месте входа жидкости или газа на насадку устанавливают сетку № 24, на выходе — № 68.

На рис. II-83 изображен фильтр-адсорбер жидкости испарителя установки производительною 30 $м^3/ч$ кислорода. Адсорбер совмещен с фильтром для двуокиси углерода. Адсорбент засыпан непосредственно в корпус аппарата. Небольшие адсорберы не имеют нажимных решеток.

На рис. II-84 изображен адсорбер блока разделения воздуха производительною 65 тыс. $м^3/ч$ воздуха. Адсорбер устанавливают на потоке газообразного воздуха между турбодетандером и верхней колонной. Адсорбер представляет собой сварной цилиндрический сосуд с кольцевой вставкой. Воздух поступает в нижний патрубок, про-

ходит через слой насадки от периферии к центру и выходит через верхний патрубок.

В качестве адсорбента применяют преимущественно кусковой мелкопористый силикагель КСМ (ГОСТ 3956—54), обладающий сравнительно высокой поглотительной способностью и механической прочностью.

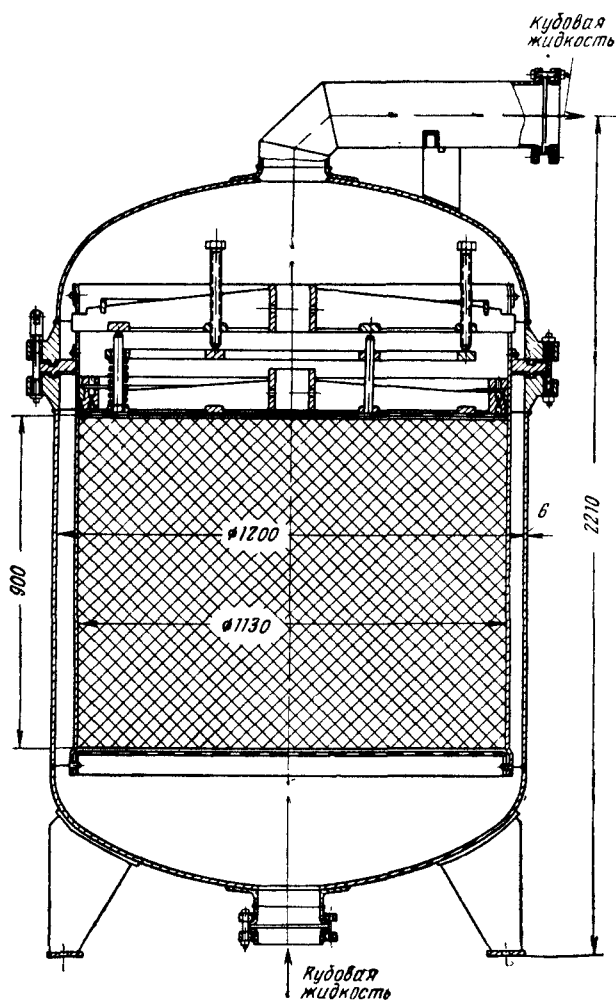


Рис. 11-82. Адсорбер ацетилена кислородной установки производительностью 12 500 м³/ч кислорода (жидкостный)

Силикагель КСМ представляет собой высокопористое стекловидное вещество, зерна его неправильной формы размером 2,7—7 мм, насыпная масса (без влаги) — не менее 0,67 кг/л. Наличие влаги в силикагеле отрицательно сказывается на его способности сорбировать ацетилен, поэтому допустимо использовать силикагель с содержанием влаги не более 2%. Силикагель с влажностью менее 2% поставляют в герметичной металлической таре, такой силикагель можно засыпать в аппарат без прокаливании.

В крупные адсорберы со съёмными крышками адсорбент засыпают на месте монтажа блока разделения, в адсорберы малых размеров адсорбент засыпают на заводе-изготовителе. Перед засыпкой силикагель дол-

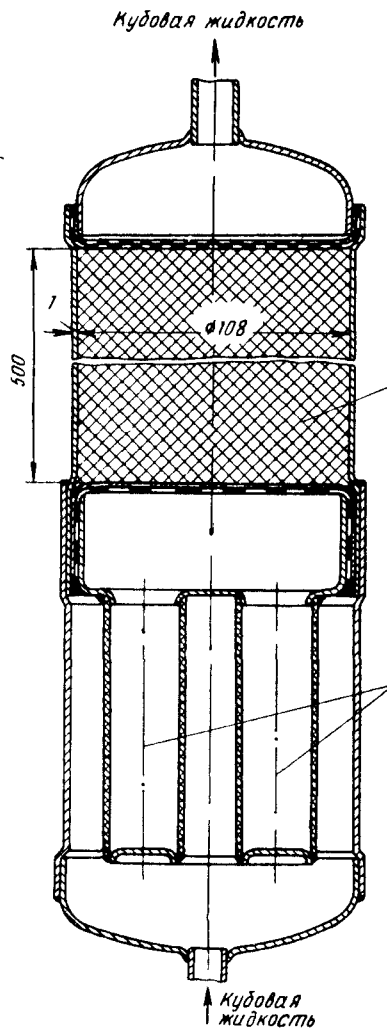


Рис. 11-83. Фильтр-адсорбер для ацетилена кислородной установки производительностью 30 м³/ч кислорода:

- 1 — стаканы из пористой бронзы;
2 — силикагель

жен быть отсеян от пыли и частиц размером менее 2 мм. Адсорбер рассчитывают на определенный период работы, после чего сорбент нужно регенерировать. Регенерацию производят также при обнаружении проскока ацетилена через адсорбер. Регенерацию проводят согласно инструкции. Для этого адсорбер отогревают сухим газом, подогретым до температуры 60—80 °С. Когда температура газа на выходе из адсорбера станет равной 5—10 °С, регенерацию заканчивают.

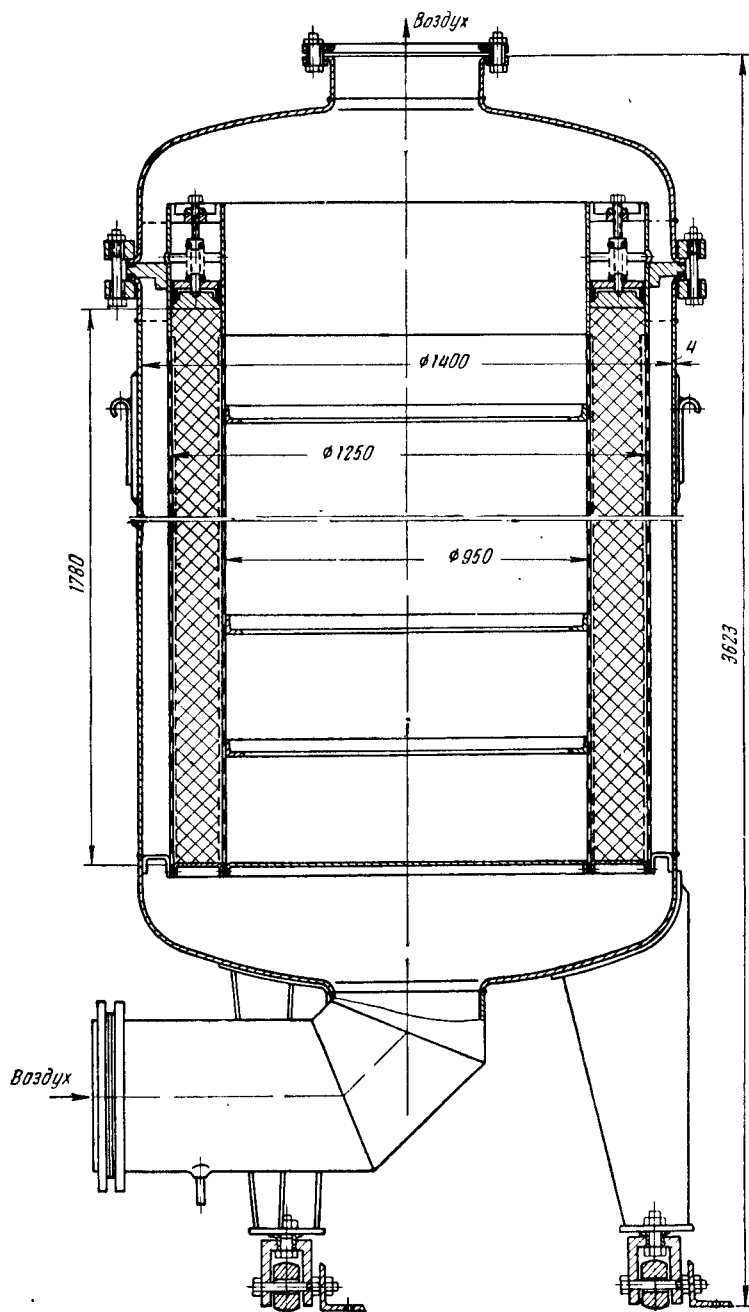


Рис. 11-84. Адсорбер для ацетилена кислородной установки производительностью 12 500 м³/ч кислорода (газовый)

В крупных адсорберах для десорбции водяных паров применяют высокотемпературную регенерацию адсорбента. При этом температуру греющего газа на входе в адсорбер доводят до $+200^{\circ}\text{C}$. Когда температура газа на выходе из адсорбера становится постоянной, высокотемпературную регене-

рацию заканчивают. Размеры и конструкции насадок адсорберов определяются содержанием ацетилена в потоках жидкости или газа, допустимыми скоростями по сечению насадки, количествами проходящих веществ, поглощательной способностью адсорбента в динамических условиях и временем работы адсорбера до регенерации.

Объем адсорбента определяют по формуле

$$V = \frac{V' \delta B \cdot 24}{1000 \cdot a} \text{ л}, \quad (\text{II-216})$$

где V' — количество жидкости или газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 δ — содержание ацетилена в газе или жидкости, $\text{см}^3/\text{м}^3$;

B — время работы адсорбера до регенерации, сутки;

a — поглощательная способность адсорбента в динамических условиях, $\text{л C}_2\text{H}_2/\text{л адсорбента}$.

В блоках разделения производительностью до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ кислорода на потоке кубовой жидкости устанавливают один адсорбер, срок работы которого до регенерации обычно принимают 25 суток, а скорость жидкости по сечению насадки $0,02—0,025 \text{ л}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$. В блоках разделения воздуха производительностью $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ кислорода и выше на потоке кубовой жидкости устанавливают два адсорбера, работающих попеременно. При двух адсорберах срок работы адсорбера до регенерации принимают 15 суток, скорость по сечению насадки $0,05—0,06 \text{ л}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$.

Расчетную поглощательную способность кускового силикагеля марки КСМ в динамических условиях принимают $2—2,5 \text{ л C}_2\text{H}_2$ на 1 л адсорбента .

Расчет адсорберов для кубовой жидкости ведут на полное количество ацетилена, попадающего вместе с воздухом в блок разделения, поскольку в регенераторах и теплообменниках ацетилен практически не задерживается. Среднее содержание ацети-

ваемых по ходу потока турбодетандерного воздуха в верхнюю колонну, размеры насадки определяют по скорости прохождения потока воздуха через среднее сечение насадки $w = 0,9—1,0 \text{ л}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$. Толщину слоя адсорбента обычно принимают от 200 до 1500 мм. Адсорберы, устанавливаемые по ходу потока турбодетандерного воздуха в верхнюю колонну, работают, как правило, продолжительное время без регенерации. Значительная часть ацетилена отмывается на промывочных тарелках нижней колонны и уходит с кубовой жидкостью, поэтому воздух, поступающий в турбодетандер, содержит небольшое количество ацетилена¹. Регенерацию адсорбентов производят только при проскоке ацетилена или при повышении сопротивления насадки выше установленных норм. Адсорберы, устанавливаемые на линиях слива жидкого кислорода, служат для поглощения ацетилена, который может попадать в кислород при неудовлетворительной работе адсорберов, расположенных по ходу потоков из нижней в верхнюю колонну. Скорость прохождения жидкости по сечению насадки в этих адсорберах принимают $0,05—0,06 \text{ л}/(\text{см}^2 \cdot \text{мин})$, высоту слоя насадки — около 500 мм. Период работы этих адсорберов зависит от качества работы адсорберов, установленных по ходу потоков из нижней колонны в верхнюю.

В табл. II-12 и II-13 приведены технические данные адсорберов ацетилена для крупных воздухоразделительных агрегатов.

ТАБЛИЦА II-12 ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЖИДКОСТНЫХ АДСОРБЕРОВ АЦЕТИЛЕНА

Тип уста- новки	Размеры насадки, мм		Объем насад- ки, л	Площадь сече- ния насад- ки, см ²	Количество проходящей жидкости л/ч	Скорость фильтрации $\frac{\text{л}}{\text{см}^2 \cdot \text{мин}}$
	диаметр	высота				
Адсорбция ацетилена из кубовой жидкости						
БР-5	800	500	250	5000	13 500	0,045
БР-6	1100	800	760	9500	24 100	0,042
БР-1	1130	900	900	10 000	32 700	0,053
БР-2	1800	1500	3820	25 400	100 000	0,065
Адсорбция ацетилена из жидкого кислорода						
БР-5	350	250	24	960	1400	0,024
БР-6	350	250	24	960	765	0,013
БР-1	700	500	192	3840	15 200	0,066
БР-2	1250	500	615	12 300	42 000	0,057

лена в воздухе колеблется в пределах $0,002—0,1 \text{ см}^3/\text{м}^3$, в некоторых случаях может быть и больше указанных пределов.

Содержание ацетилена в воздухе при расчете адсорберов принимают $\delta = 0,1 \text{ см}^3/\text{м}^3$. Для адсорберов, устанавли-

¹ Практика ряда лет эксплуатации крупных блоков разделения низкого давления показала отсутствие ацетилена в воздухе после турбодетандера. Поэтому в настоящее время адсорберы на этом потоке уже не ставят.

ТАБЛИЦА 11-13 ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ГАЗОВЫХ АДСОРБЕРОВ АЦЕТИЛЕНА
(АДСОРБЦИЯ АЦЕТИЛЕНА В ПОТОКЕ ВОЗДУХА ИЗ ТУРБОДЕТАНДЕРА В ВЕРХНЮЮ КОЛОННУ)

Тип установки	Диаметры кольцевого слоя насадки мм	Толщина слоя, мм	Высота насадки мм	Объем адсорбента л	Площадь сечения насадки по среднему диаметру см ²	Количество проходящего газа л/мин	Скорость фильтрации л/(см ² ·мин)
БР-5	800×400	200	1600	600	30 000	29 400	0,98
БР-6	1000×600	200	1600	800	40 200	39 700	0,99
БР-1	1250×950	150	1780	935	61 500	60 000	0,97
БР-2	1250×950 и 1750×1450	150	2000 1800	2400	69 000 + 90 000 159 000	154 000	0,97

Адсорберы двуокиси углерода

Очистка воздуха от двуокиси углерода адсорбцией получила распространение в установках высокого давления. По сравнению с очисткой воздуха от CO_2 раствором едкого натра адсорберы CO_2 более компактны и удобны в эксплуатации, но требуют дополнительного расхода холода. В качестве адсорбента CO_2 применяют кусковой силикагель КСМ (ГОСТ 3956—54). Поглотительная способность силикагеля в отношении CO_2 зависит от температуры, давления и скорости потока по насадке.

Адсорбция CO_2 протекает эффективнее при низких температурах. Как показали исследования, проведенные во ВНИИКИ-МАШе, при избыточном давлении 200 кг/см^2 , скорости потока $0,05 \text{ л/(см}^2 \cdot \text{мин)}$ и высоте слоя силикагеля 1650 мм поглотительная способность силикагеля КСМ в динамических условиях составила при температуре от -100 до -110°C 12 см^3 , а при температуре от -150 до -155°C $35 \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ на 1 г адсорбента. При этих условиях воздух практически полностью очищается от двуокиси углерода. Одновременно с двуокисью углерода практически полностью сорбируется и ацетилен.

Работа адсорбера при избыточном давлении 200 кг/см^2 и температуре -160°C и ниже становится уже невозможной, так как при этих условиях из воздуха выделяется твердая двуокись углерода, которая забивает трубки теплообменника.

На рис. 11-85 изображен адсорбер CO_2 установки производительностью 70 кг/ч кислорода. Корпус адсорбера выполнен из трубы диаметром $219 \times 18 \text{ мм}$ (нержавеющая сталь 1Х18Н9Т). На входе и выходе из адсорбера установлены фильтровальные сетки. Адсорбер работает при избыточном давлении 200 кг/см^2 и температуре -150°C . Для проектирования адсорберов двуокиси углерода следует пользоваться данными исследований динамической активности силикагеля при конкретных условиях работы. Так, при избыточном давлении 200 кг/см^2 и температуре от -150 до -155°C скорость потока по сечению адсорбера следует принимать $0,05 \text{ л/(см}^2 \cdot \text{мин)}$. При этом поглотительная способность силикагеля КСМ в динамических условиях равна $25 \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ на 1 г адсорбента. Время работы адсорбера до переключения составит при этом около 12 ч . Десорбцию силикагеля ведут сухим

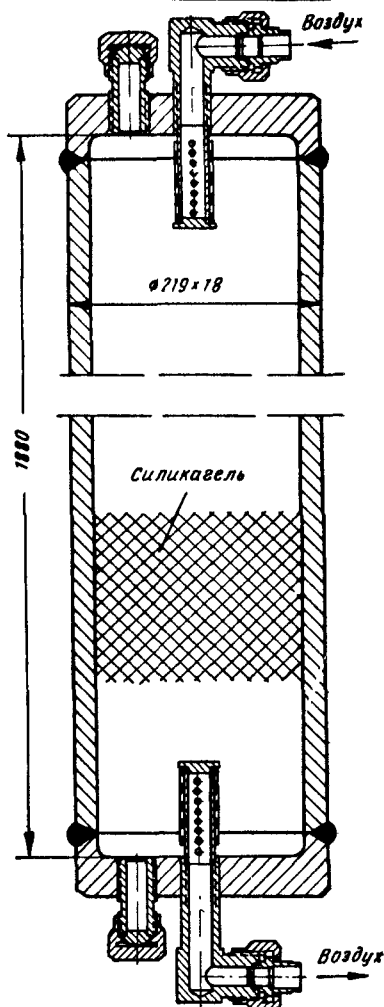


Рис. 11-85. Адсорбер двуокиси углерода установки производительностью 70 кг/ч кислорода

тельная способность силикагеля КСМ в динамических условиях равна $25 \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ на 1 г адсорбента. Время работы адсорбера до переключения составит при этом около 12 ч . Десорбцию силикагеля ведут сухим

Рис. 3-6. Теплообменник трехпоточный для блока разделения бедного газа.

Во внутренней секции 3 проходит азот, в наружной секции 6 — кислород. В азотной секции десять рядов медных трубок, навитых на сердечник 4. В кислородной секции два ряда трубок, навитых на обечайку азотной секции.

Воздух давлением 25 *ати* (при пуске 50 *ати*) через коллекторы 1 и 2 поступает в трубки азотной и кислородной секций.

После верхней части теплообменника воздух из двух секций входит в коллектор 7, откуда по трубе 9 направляется в коллектор 8. Из коллектора 8 25—45% воздуха отводится в детандер, а остальное количество проходит в трубки нижней части теплообменника. Из коллектора 10 охлажденный воздух поступает в колонну двукратной ректификации.

Азот, уходящий из колонны, проходит через внутреннюю (азотную) секцию теплообменника, а кислород — через наружную секцию.

а) Теплообменник трехпоточный

На рис. 3-6 изображен трехпоточный змеевиковый теплообменник установки разделения бедных газов гидрирования (см. гл. 6, 6-24), в котором происходит охлаждение газа от температуры -155°C (118°K) до температуры -180°C (93°K) с частичной конденсацией одельных компонентов.

По своей конструкции теплообменник представляет собой вертикальный змеевиковый аппарат. Корпус его сварной из нержавеющей стали со змеевиками из латунных трубок, концы которых заделаны в трубные латунные решетки. На сердечник с наружным диаметром $d=185$ мм навиты три ряда трубок диаметром $12 \times 1,0$ и шесть рядов диаметром $7,5 \times 0,75$.

В межтрубном пространстве проходит бедный газ при давлении $p=25$ *ати*. Внутри трубок противотоком бедному газу течет технический водород при давлении $p=24$ *ати*, метановая фракция при $p=0,5$ *ати* и кубовая жидкость водородной колонны при $p=0,5$ *ати*.

Для увеличения коэффициента теплоотдачи от бедного газа к стенкам трубок внутри имеется латунная рубашка, припаянная к верхней трубной решетке.

Верхняя трубная решетка вместе со змеевиками крепится с помощью шпилек к крышке сварного корпуса.

Отдельно на рис. 3-6 показаны трубные решетки с коллекторами и патрубки для отдельных фракций.

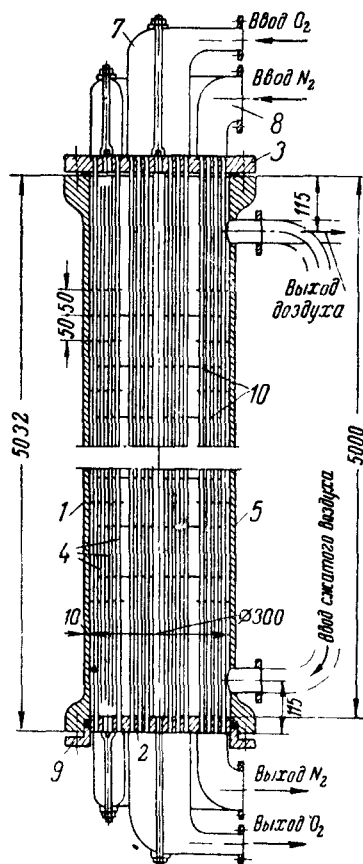


Рис. 3-7. Теплообменник с поперечными перегородками.

1 — стальной кожух теплообменника; 2 — скользящая трубная решетка; 3 — верхняя трубная решетка; 4 — трубки теплообменника; 5 — обечайка; 7 и 8 — коллекторы; 9 — фланец сальника; 10 — перегородки.

б) при помощи сварки соединяют трубы стальные или латунные там, где не нужны разборные соединения;

в) при помощи фланцевого или ниппельного соединения.

Для труб низкого давления, выполненных из цветных металлов, обычно применяют свободно вращающиеся фланцы с припаянными или приваренными бортшайбами. Соединение медных труб даны на рис. II-86 и в табл. II-15, соединение латунных труб — на рис. II-87 и в табл. II-16. Материал фланцев Ст.3, болтов и гаек — сталь 20, прокладки — паронит. Материал паяных бортшайб — медь М3, приварных — латунь Л62.

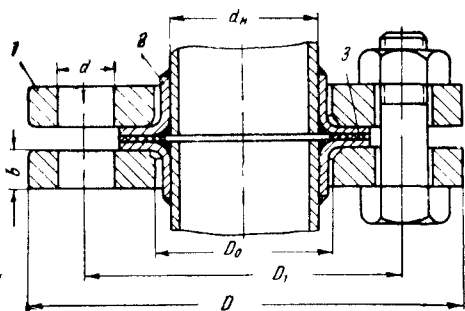


Рис. II-86. Свободное фланцевое соединение медных труб с паяными бортшайбами:

1—фланец; 2—бортшайба; 3—прокладка

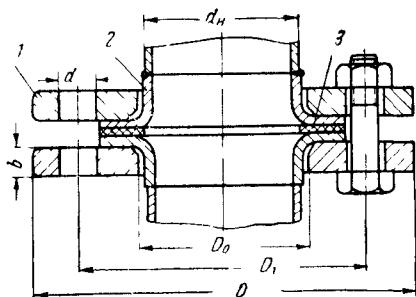


Рис. II-87. Свободное фланцевое соединение латунных труб с приварными бортшайбами:

1—фланец; 2—бортшайба; 3—прокладка

Соединение труб из черных металлов, работающих при избыточном давлении до 10 кг/см^2 , производится плоскими приварными фланцами (рис. II-88), основные размеры которых даны в табл. II-17. Материал фланцев — сталь 3, болтов — сталь 20, прокладка паронитовая.

Типы соединений стальных труб высокого давления с линзовым уплотнением показаны на рис. II-89, с уплотнением прокладкой — на рис. II-90. Основные размеры этих соединений приведены в табл. II-18. Фланцы и линзы изготовлены из стали марки сталь 20, шпильки и гайки — из стали марки 35, прокладки — из меди М-3.

Соединение латунных труб высокого давления, предназначенных для работы при низких температурах, по конструкции аналогично показанному на рис. II-90; материал фланцев, шпилек и гаек — латунь Л62 или ЛЖМц59-1-1.

При прокладке коммуникационных линий изменение направления трубопроводов диаметром до 80—100 мм осуществляется путем изгиба трубы.

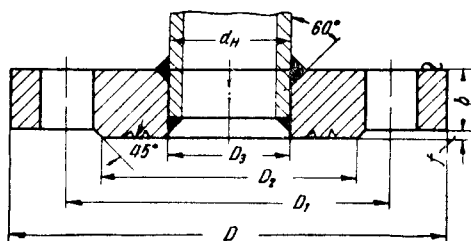


Рис. II-88. Фланцы стальные плоские, приварные

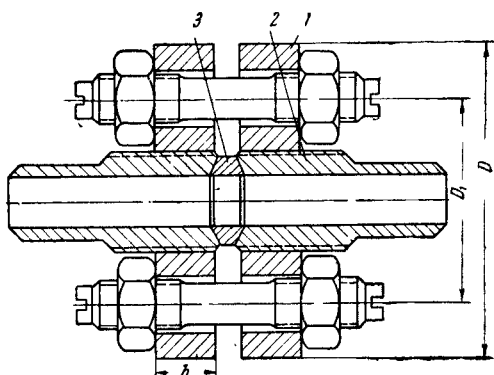


Рис. II-89. Фланцевое соединение труб высокого давления с линзовым уплотнением:

1—фланец; 2—штуцер; 3—линза

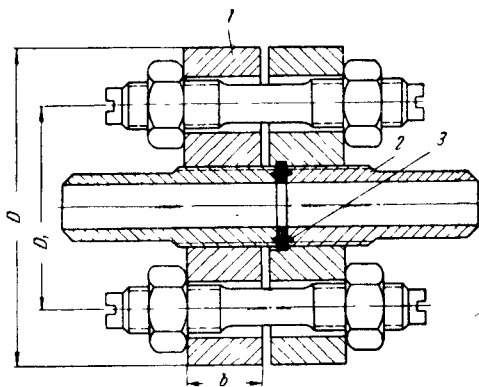


Рис. II-90. Фланцевое соединение труб высокого давления с уплотнением прокладкой:

1—фланец; 2—штуцер; 3—прокладка

ТАБЛИЦА II-18 ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ЛИНЗОВЫМ И ПРОКЛАДОЧНЫМ УПЛОТНЕНИЕМ
($\rho_{\text{нзб}} = 220 \text{ кг/см}^2$), мм

Труба		Фланец						Линза			Штуцер		Шпилька		Прокладка		
условный проход	наружный диаметр X толщина стенки	наружный диаметр D	резьба тру- бая	диаметр ок- ружности отверстий D ₁	толщина b	диаметр от- верстий	наружный диаметр	внутренний диаметр	радиус сферы	толщина	длина	угол под лин- зу, град.	количество	вид и диа- метр резьбы длина	наружный диаметр	внутренний диаметр	толщина
10	16×2,5	95	5/8"	60	20	18	20	12	22	8,5	65	20	3	M 16×95	24	11	2
20	28×3,5	105	1"	68	25	18	30	17	35	9	80		3	M 16×105	34	20	2
25	34×4,5	115	1 1/4"	80	30	18	38	23	43	10	85		4	M 16×115	42	25	2
32	42×5	135	1 1/2"	95	35	22	45	30	52,5	11	95		4	M 20×140	48	30	2
40	60×9	165	2"	115	45	26	58	42	71,5	11	110		6	M 24×170	60	42	2

Латунные тонкостенные трубопроводы, сваренные из листа, гнуть нельзя и для изменения направления в этом случае применяют сварные отводы (рис. II-91).

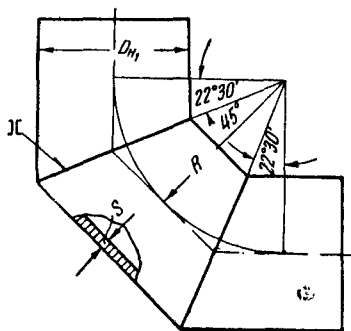


Рис. II-91. Сварной трехсекторный отвод для латунных труб, $R = (1-1,5)D_{\text{н}}$

Расчет

При расчете трубопровода определяют проходное сечение (диаметр) трубопровода. Секундный расход находят по формуле

$$V_{\text{сек}} = \frac{V \rho_{\text{н}}}{3600 \rho_{\text{р}}} \quad (\text{II-217})$$

где $V_{\text{сек}}$ — секундное количество протекающего по трубопроводу газа или жидкости, $\text{м}^3/\text{сек}$;

V — то же, при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\rho_{\text{н}}$, $\rho_{\text{р}}$ — плотности протекающего потока при нормальных и рабочих условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Необходимую площадь трубопровода F и его диаметр d рассчитывают по формулам

$$F = \frac{V_{\text{сек}}}{w}, \quad (\text{II-218})$$

$$d = 0,785 \sqrt{\frac{V_{\text{сек}}}{w}}. \quad (\text{II-219})$$

ТАБЛИЦА II-19 РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СКОРОСТИ ПОТОКОВ В ТРУБОПРОВОДАХ

Абсолютное давление кг/см^2	Трубопровод	Рекомендуемая скорость м/сек
Воздух		
180—220	Перед блоком разделения	3—5
6	Перед кислородными регенераторами	8—12
	Перед азотными регенераторами	12—18
	Между регенераторами и колонной	6—9
	Петлевой, теплый	6—9
	Петлевой, холодный	3—5
1,2—1,4	К турбодетандеру	6—9
	После турбодетандера	8—12
Азот газообразный		
1,2—1,4	От колонны до регенераторов (теплообменников)	8—12
1,0—1,2	После регенераторов (теплообменников)	18—25
Кислород газообразный		
1,2—1,4	От конденсатора до регенераторов (теплообменников)	8—12
1,0—1,2	После регенераторов (теплообменников)	18—25
Жидкий азот и кубовая жидкость		
6	До дроссельного вентилля	1—3
1,3—1,5	После дроссельного вентилля	8—12
Жидкий азот, кислород, кубовая жидкость		
1,3—1,5	Линии слива	0,2—0,5

Скорость w выбирают в зависимости от состояния и свойств протекающего потока и назначения трубопровода. Обычно принимаемые при расчетах скорости приведены в табл. II-19.

При высоких скоростях уменьшается диаметр трубопровода, но повышаются гидравлические сопротивления и увеличивается расход энергии на получение кислорода. Особенно сильно на экономичности установок отражаются высокие гидравлические сопротивления в трубопроводах продуктов разделения и вакуумных линиях.

На линиях для самотечного слива жидких продуктов сопротивление не должно превышать 30—50% располагаемого напора.

Скорости для петлевых потоков выбирают минимальными, так как сопротивление петлевого потока суммируется с сопротивлением основного потока. При выборе скорости следует учитывать возможность регулировки и управления потоками. Например, на линиях выхода кислорода скорости принимаются ниже, чем на азотных линиях, чтобы иметь возможность регулировать концентрацию продуктов разделения одним вентилем на выходе кислорода. Скорости потоков при пусковом режиме могут на 30—50% превышать указанные в табл. II-19.

При протекании газа по длинному трубопроводу сложной конфигурации для сливных трубопроводов и трубопроводов вакуумных линий часто необходимо знать потерю давления в трубопроводе. Гидравлическое сопротивление трубопровода может быть подсчитано по формуле (II-202).

Длину трубопровода L подсчитывают как сумму прямых участков трубопроводов $\Sigma L_{пр}$ и эквивалентных длин $\Sigma L_{экв}$ местных сопротивлений: вентилей, задвижек, колен, тройников и т. п.:

$$L = \Sigma L_{пр} + \Sigma L_{экв}. \quad (II-220)$$

Эквивалентной длиной $L_{экв}$ называется длина трубопровода, при которой падение давления такое же, как и местное сопротивление. Значения эквивалентных длин для некоторых видов местных сопротивлений приведены в табл. II-20.

ТАБЛИЦА II-20 ЗНАЧЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ДЛИН МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ, м, ПРЯМОЙ ТРУБЫ

Местное сопротивление	Диаметр, мм									
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Колено гнутое, 90°, $r = 4d$	1	1,7	2,5	3,2	4	5	6	7	8	9
Колено гнутое, 90°, $r = 3d$	1,5	2,5	4	5	6	7,5	9	11	12,5	14
Колено из сегментов, 90°	7,5	17,5	29	42	56	70	87	102	115	137
Тройник	4,5	9	14,5	20	26	30	41	47	54	63
Прходной вентиль	13	31	50	73	100	130	160	200	230	270
Угловой вентиль	10	20	32	45	61	77	95	115	130	150
Задвижка	0,6	1,5	2	3	4	5	6,5	7,5	8,5	10
Обратный клапан	3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	50	59

10. Кожухи и изоляция блоков разделения воздуха

Кожухи выполняют каркасно-панельными и щитовыми. Каркасно-панельную конструкцию применяют для блоков разделения небольших размеров. Щитовую конструкцию кожуха применяют для блоков любых размеров; для крупных блоков кожухи выполняют двустенными.

Каркасно-панельный кожух состоит из каркаса, сваренного из угловой стали, обшитого снаружи листовой сталью толщиной 2—3 мм. Часть панелей приваривают к каркасу, а часть для возможности монтажа и ремонта крепят болтами.

На рис. II-92 показан каркасно-панельный кожух. Нижняя часть (рама) сварена из швеллеров и крепится к фундаменту болтами или заливается бетоном.

Щитовые кожухи собирают из отдельных щитов. Щит представляет собой стальной лист толщиной 3—4 мм с приваренными к нему по контуру уголками, придающими кожуху жесткость. Щиты выполняют плоскими или цилиндрическими и соединяют болтами. В панелях и щитах делают люки для ремонта и засыпки изоляции, бобышки для крепления вентилей, втулки для прохода трубопроводов через кожух и ряд других узлов (рис. II-93). На рис. II-94 показана конструкция плоского щита. Приварка уголков к листу производится точечной сваркой. На рис. II-95 изображен кожух щитовой конструкции.

В кислородном машиностроении размеры и конструкции щитов нормализованы.

Объем кожуха крупных блоков разделения достигает 2000—3000 м³. Применение в таких блоках одностенных кожухов влечет за собой большие расходы изоляции, увеличивает время пуска и отогрева блока и создает затруднения при ремонтах. Поэтому в крупных блоках разделения кожухи выполняют двустенными и изоляцией заполняют только межстенное пространство; объем, заключенный во внутреннем кожухе, не изолируют. Во внутреннем кожухе располагают большую часть аппаратов блока.

Между наружным и внутренним кожухами располагают аппараты с переменной температурой по высоте (регенераторы, теплообменники), а также аппараты, подвергаемые периодическим отогревам (адсорберы,

из нержавеющей стали, обладающие низким коэффициентом теплопроводности. Проставки крепятся через деревянные подкладки к щитам кожуха болтами (рис. II-96). Аппараты устанавливают на сварные

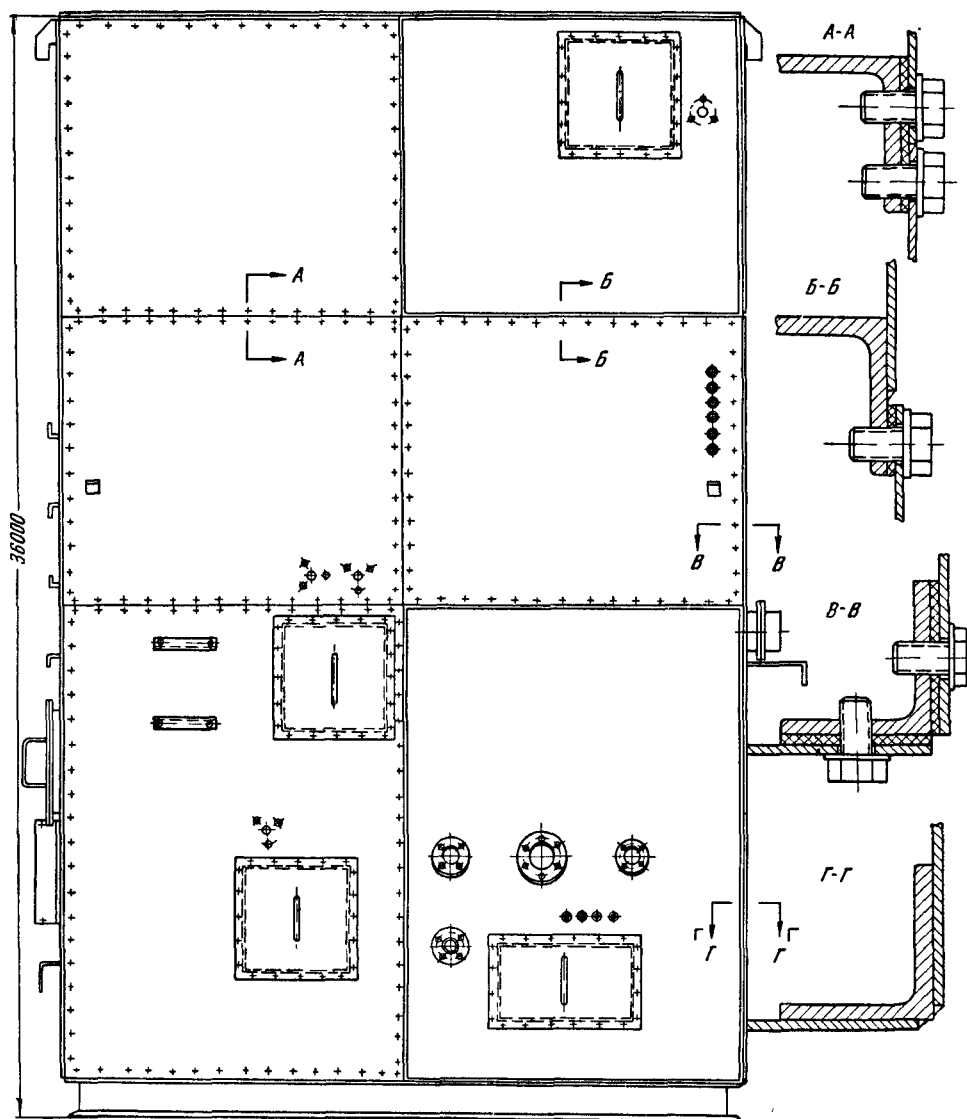


Рис. II-92. Кожух каркасно-панельной конструкции

фильтры). В межстенном пространстве располагают холодные вентили и часть трубопроводов.

Двустенный кожух представляет собой сложное сооружение, масса которого достигает нескольких сот тонн. Внутренний кожух выполняют из щитов, он поддерживается специальным стальным каркасом или колоннами, выполненными из стальных труб. Для придания жесткости кожухам между ними делают специальные проставки

стальные опоры или поперечные балки и крошительны каркаса внутреннего кожуха. Пол внутреннего кожуха делают из стальных листов, цельносварным; части пола, расположенные под опорами, входят в конструкцию опор. В полу устанавливают люки для засыпки изоляции в пространство между фундаментом и полом.

Колонны каркаса внутреннего кожуха и опоры аппаратов устанавливают на деревянные подушки и крепят болтами к фун-

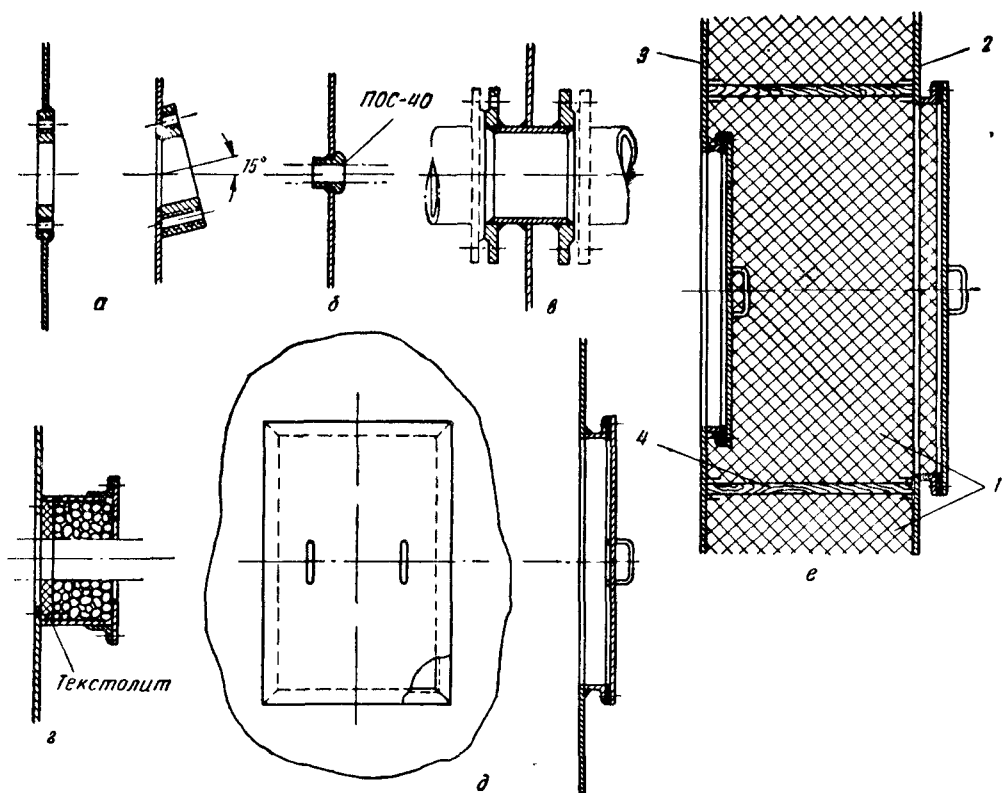


Рис. 11-93. Узлы щитов и панелей кожуха:

а—опорные фланцы арматуры; б—вывод медных (теплых) трубопроводов; в—то же, стальных (теплых) трубопроводов; г—то же, холодных труб; д—люк для ремонта и заполнения изоляции; е—то же, для прохода в блок при двустейном кожухе; ж—изоляция; з—наружный кожух; 4—деревянная перегородка

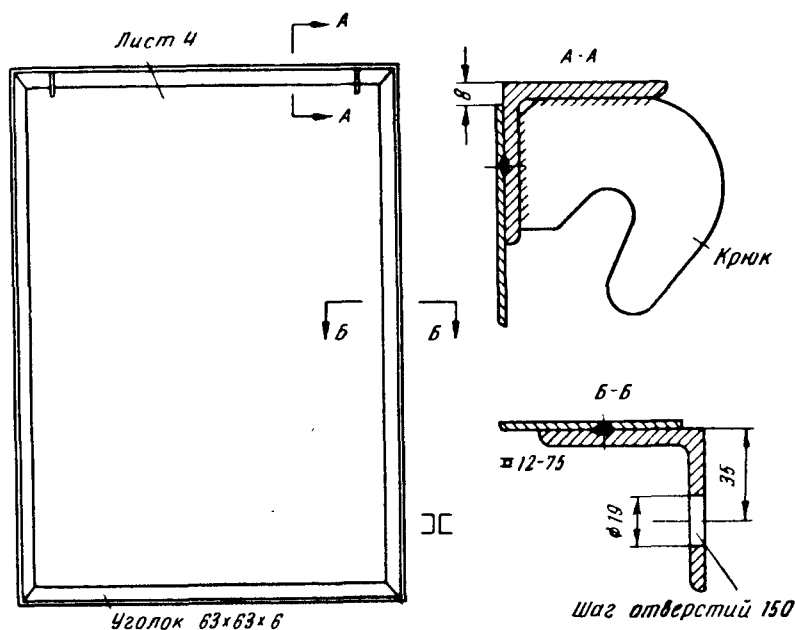


Рис. 11-94. Плоский щит кожуха

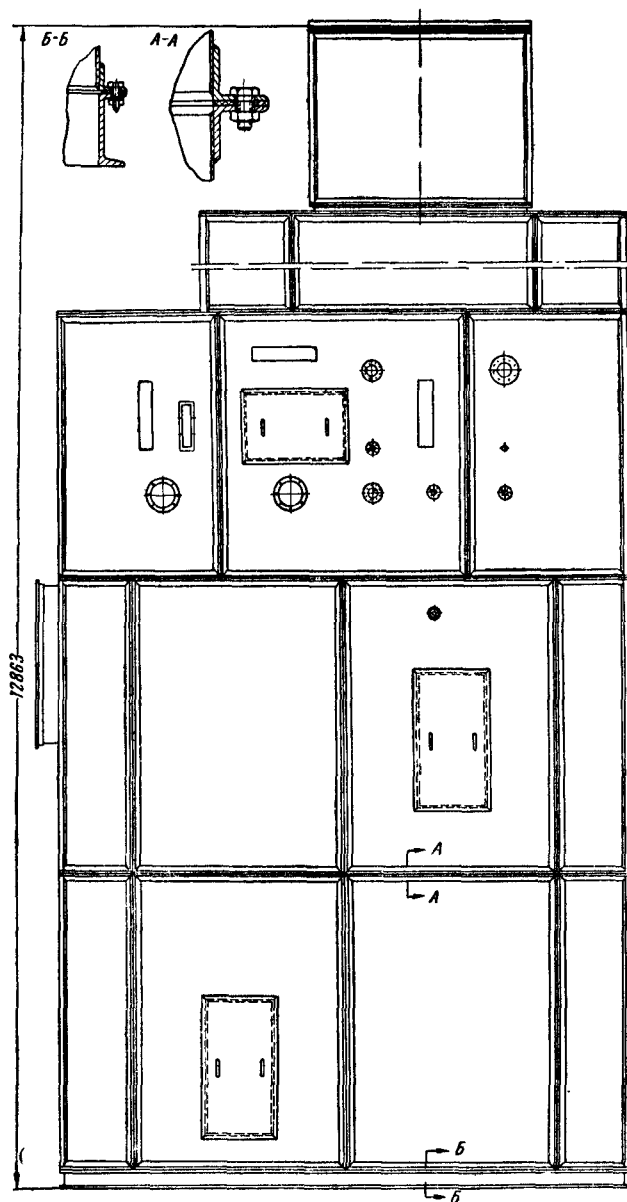


Рис. 11-95. Кожух щитовой конструкции

даменту. Между опорами и лапами аппаратов и фундаментом укладывают деревянные подушки высотой около 100 мм.

Опоры под аппараты и каркас внутреннего кожуха несут значительные нагрузки и находятся в зоне низких температур. Чтобы избежать образования трещин, эти конструкции для снятия внутренних напряжений после сварки подвергают отжигу при 620—650 °С с выдержкой 2 ч. Скорость нагревания и охлаждения 50—100 град/ч.

Для выравнивания давления между внутриблочным и внеблочным пространством во время отогрева и охлаждения блока на наружном кожухе двустенных блоков устанавливают уравниватели давления, соединенные с внутренней полостью и межстенным пространством кожуха. Уравниватели давления снабжены насадкой из силикагеля, поглощающего влагу из воздуха, поступающего в кожух блока.

Для защиты кожуха от внешнего повышения давления (которое может произойти при разрыве аппарата или трубопровода) на кожухе устанавливают предохранительную резиновую мембрану. На рис. 11-97 показана конструкция уравнивателя давления, совмещенного с предохранительной мембраной.

Узлы нижней части кожухов показаны на рис. 11-98.

Для одностенных кожухов на поверхность фундамента укладывают теплоизоляционный деревянный настил толщиной 150—200 мм из досок толщиной 50 мм, уложенных слоями крест-накрест и сбитых гвоздями. Снаружи настил обивают оцинкованным стальным листом толщиной 0,5 мм. Швы листов соединяют «в замок». Для крупных блоков разделения вместо сплошного настила устанавливают отдельные деревянные опорные подушки высотой 400 мм и размером (в плане) 300×300 мм и 500×500 мм. Настилы, опорные подушки и подкладки выполняют из сосновых досок влажностью не более 20%.

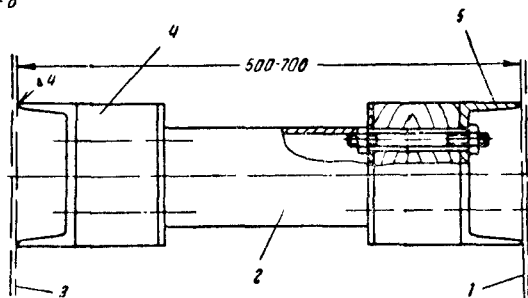


Рис. 11-96. Проставка двустенного кожуха:
1—внутренний кожух; 2—труба из стали 1Х18Н9Т; 3—наружный кожух; 4—деревянная проставка; 5—стальной швеллер

Чтобы избежать увлажнения изоляции и ухудшения в связи с этим ее теплоизоляционных качеств, кожухи должны быть герметичными, что достигается установкой в стыках прокладок из листовой резины

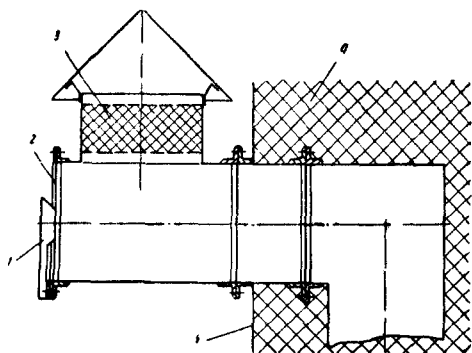


Рис. 11-97. Уравнитель давления с предохранительной мембраной:

1—нож мембраны; 2—резиновая мембрана; 3—силикагель; 4—изоляция; 5—кожух

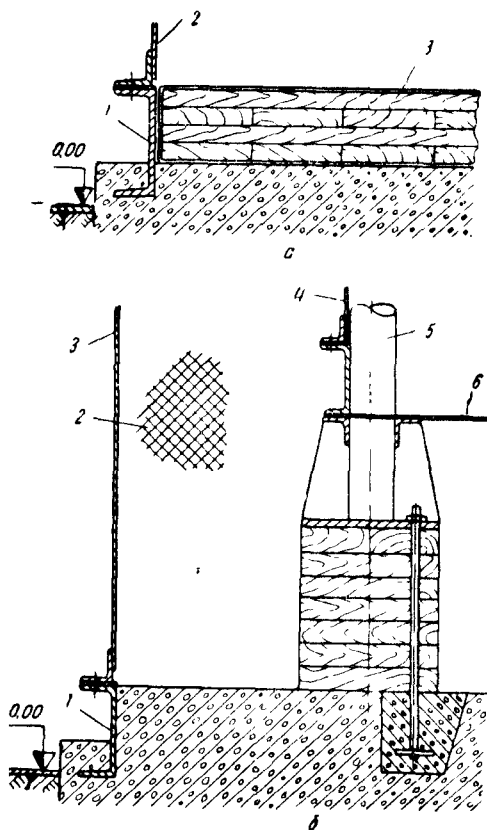


Рис. 11-98. Конструкция нижней части кожухов:

а—одностенный кожух; 1—опорный швеллер; 2—кожух; 3—деревянный настил; б—двустенный кожух; 1—опорный швеллер; 2—изоляция; 3—наружный кожух; 4—внутренний кожух; 5—колонна каркаса; 6—пол

толщиной 2—4 мм, проклейкой стыков с внутренней стороны щитов и рядом других мер. Применяют также промазку резиновых прокладок герметизирующими пастами. В некоторых случаях для предохранения изоляции от увлажнения во внутреннюю полость блока подают сухой азот под небольшим избыточным давлением.

На рис. 11-99 изображен узел проклейки кожуха. Для проклейки стыки щитов с

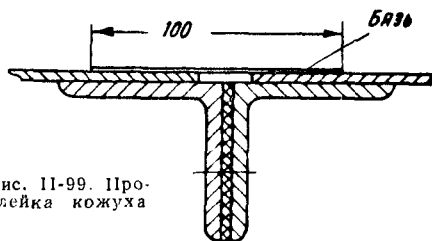


Рис. 11-99. Проклейка кожуха

внутренней стороны покрываются грунтовкой 138 ГОСТ 4056—48, на сырой слой которой укладывают полосу бязи шириной 100 мм. Когда грунтовка подсохнет и бязь приклеится к кожуху, ее снаружи еще раз покрывают грунтовкой. Проклейку кожухов выполняют при монтаже блока разделения перед забивкой изоляции. Для изоляции блоков разделения используют минеральную вату марки 150 и мипору-Н. В отдельных случаях для изоляции применяют аэрогель, вспученный перлит и другие изоляционные материалы. Толщину слоя изоляции между поверхностями холодных аппаратов, трубопроводов и стенками кожуха принимают различной в зависимости от размеров блока разделения, его назначения, вида изоляции, температуры холодных поверхностей и пр. Для малых блоков и блоков разделения транспортных установок, изолированных мипорой, толщину слоя изоляции принимают около 200 мм. Для блоков средней и крупной производительности с одностенным кожухом, изолированных минеральной ватой, толщину слоя изоляции принимают около 400 мм. Для крупных блоков с двустенным кожухом толщину слоя изоляции принимают 500—700 мм, а при изоляции пола—600—1000 мм.

Изоляцию укладывают после окончания монтажа и испытания аппаратов блока на герметичность в теплых и холодных условиях. Изоляция уплотняется трамбовками до заданной ТУ плотности. При этом в трубопроводы и аппараты подают воздух под избыточным давлением 0,3—0,4 кг/см² для того, чтобы облегчить обнаружение возможных повреждений системы при изолировании.

Часть аппаратов, размещаемых во внутреннем кожухе и подвергаемых отогревам, а также трубопроводы для входа и выхода греющего воздуха изолируют стекломатами, полосами из стекловолокна или шнуровым асбестом. Стекломаты и полосы снаружи крепятся мягкой медной проволокой и обшиваются стеклотканью.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. Я. Герш. Глубокое охлаждение, ч. I. Госэнергоиздат, 1957.
2. С. Я. Герш. Глубокое охлаждение, ч. II. Госэнергоиздат, 1960.
3. Д. Л. Глизманенко. Получение кислорода, изд. IV, Изд-во «Химия», 1965.
4. М. П. Малков, И. Б. Данилов, А. Г. Зельдович, А. Б. Фрадкин. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения. Госэнергоиздат, 1963.
5. Н. И. Гельперин, Г. М. Зеликсон, Л. Л. Раппопорт. Справочник по разделению газовых смесей методом глубокого охлаждения. Госхимиздат, 1953.
6. С. С. Кутателадзе, В. М. Боршанский. Госэнергоиздат, 1959.
7. И. Е. Идельчик. Гидравлические сопротивления. Госэнергоиздат, 1954.
8. В. Г. Фастовский. Разделение газовых смесей. Гостехиздат, 1947.
9. В. М. Бродянский. Получение сжатого кислорода с помощью насоса жидкого кислорода, Кислород, 1951, № 5.
10. Н. К. Елухин, Н. П. Вишнев. Теплообмен при кипении кислорода в трубах. Кислород, 1959, № 4.
11. М. Б. Столпер. Технологическая схема установки Линде—Френкель и некоторые особенности ее холодильного цикла. Кислород, 1946, № 5—6.
12. А. Г. Зельдович. Коэффициент теплопередачи регенераторной насадки со спиральной щелью. Кислород, 1947, № 3.
13. С. Я. Герш, М. Б. Столпер. О незамерзаемости регенераторов. Кислород, 1948, № 4.
14. М. А. Иванов, Н. К. Елухин. Теплоотдача при кипении кислорода и азота. Кислород, 1958, № 3.
15. В. Г. Бакланова. Исследование процессов теплоотдачи в межтрубном пространстве витых теплообменников. Химическое машиностроение, 1959, № 2.
16. М. Б. Столпер, М. Я. Шапиро. Гидравлические сопротивления регенератора и методика конструктивного расчета. Труды Краснознаменного Московского механико-машиностроительного института им. Баумана, 1938, вып. 40/1.
17. М. Б. Столпер. Новый метод расчета ректификации тройной смеси. Кислород, 1948, № 6.
18. М. Б. Столпер. Применение нового метода расчета ректификации тройной смеси. Кислород, 1950, № 2.
19. М. А. Иванов, Н. К. Елухин. Теплообмен при конденсации кислорода, азота и аргона. Кислород, 1959, № 1.
20. Л. С. Аксельдор. Конструирование и расчет ситчатых ректификационных колонн. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 1, 1956.
21. Н. И. Елухин, М. А. Иванов. К вопросу о теплообмене при конденсации и кипении в условиях глубокого охлаждения. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 2, 1959.
22. Г. Б. Наринский. Метод расчета процесса ректификации тройной смеси кислорода — аргон — азот. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 2, 1959.
23. И. П. Вишнев, Н. К. Елухин. Теплоотдача при кипении сжиженных газов в трубах и ее обработка в безразмерных координатах. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 3, 1960.
24. Г. Ф. Денисенко. Методика расчета фильтров из пористой бронзы. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 3, 1960.
25. Н. К. Елухин, О. И. Старосвиский. Теплоотдача и гидравлические сопротивления в регенераторах с насыпными насадками воздухоразделительных установок. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 5, 1962.
26. Н. К. Елухин, И. П. Вишнев. Методика расчета конденсаторов-испарителей и парлифтов воздухоразделительных установок. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 7, 1963.
27. Н. К. Елухин, О. И. Старосвиский. Теплоотдача и гидравлические сопротивления в дисковых насадках регенераторов. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 7, 1963.
28. Н. К. Елухин, Е. А. Чернышова, Б. П. Беликов. Каменные насадки регенераторов воздухоразделительных установок. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 7, 1963.
29. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения, под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода, т. 1 и 2. Машиностроение, 1964.

Вспомогательное оборудование воздухоразделительных установок

1. Водяные скрубберы и азотно-водяные холодильники для воздуха

Схема и конструкции

При повышенных температурах окружающего воздуха и охлаждающей воды необходимо дополнительно охлаждать воздух, поступающий в блок разделения или осушки. Это снижает расход энергии на разделение воздуха и облегчает работу блоков осушки и регенераторов.

Наиболее эффективно азотно-водяное дополнительное охлаждение, когда воздух охлаждается водой, предварительно охлажденной отходящим азотом. Вода охлаждается в результате теплообмена и частичного испарения при контакте с сухим азотом.

Воду охлаждают азотом в азотно-водяных скрубберах. Воздух охлаждают водой: в установках низкого давления — в воздушно-водяных скрубберах, а в установках высокого и среднего давления — в трубчатых холодильниках. Если в установках низкого давления применяют поршневые компрессоры, то охлаждение воздуха в скрубберах одновременно способствует очистке воздуха от масла, которым смазываются цилиндры компрессора.

Схема азотно-водяного охлаждения воздуха низкого давления изображена на рис. III-1. Отходящий из блока разделения азот проходит по скрубберу 6 снизу вверх, охлаждая стекающую вниз воду, перекачиваемую затем насосом 8 в скруббер 2. По насадке скруббера 2 навстречу воде проходит охлаждаемый воздух.

В установках высокого давления, где объемы аппаратуры значительно меньше, азотно-водяной скруббер и воздушно-водяной холодильник совмещают в одном аппарате (рис. III-2).

Азотно-водяной холодильник для установки высокого давления состоит из скруббера 1 с дырчатыми провальными тарелками 3 и воздушно-водяного холодильника 2, в котором помещен змеевик для воздуха высокого давления 4, омываемый охлажденной водой, стекающей из сборника 5. Тарелки выполняют с отверстиями диаметром 5 мм, размещенными в шахматном порядке при шаге 10 мм. Расстояние между тарелками 150 мм.

Упрощенным вариантом азотно-водяного охлаждения является азотно-водяной холодильник в установке осушки кислорода (см. рис. III-43).

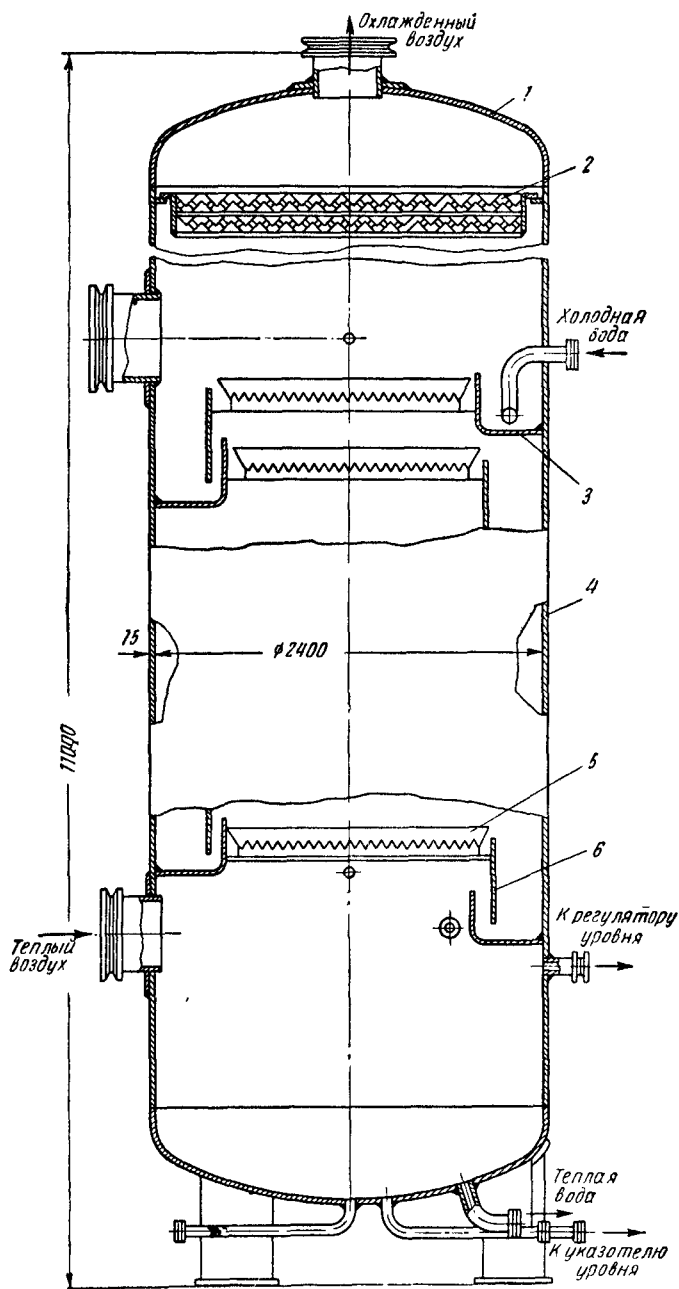


Рис. III-3. Скруббер с колпачковыми тарелками:

1 — крышка; 2 — отбойник; 3 — приемный карман; 4 — корпус;
5 — колпачок; 6 — сливная перегородка

сти в основную массу газа. Количество уходящего пара g_n пополняется паром, образующимся при испарении жидкости с поверхности и определяется уравнением

$$g_n = \frac{dG_n}{dt} = \beta_p (p_f - p), \quad (\text{III-2})$$

где β_p — коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ат})$.

При $\varphi < 1$ испарение может происходить даже в случае, когда температура поверхности воды ниже температуры охлаждающего газа, т. е. $t_f < \vartheta$.

На испарение воды затрачивается тепло

$$q_p = r g_n, \quad (\text{III-3})$$

где r — теплота испарения, $\text{ккал}/\text{кг}$.

Это тепло поступает из массы жидкости к ее поверхности.

Кроме того, вследствие разности температур ($t_f - \vartheta$) происходит теплообмен между поверхностью жидкости и основной

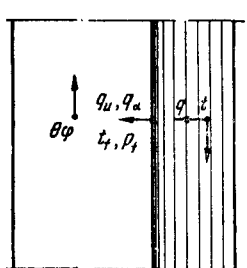


Рис. III-4. Процесс теплопередачи и массопередачи в азотно-водяном скруббере

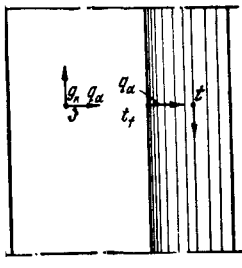


Рис. III-5. Процесс теплопередачи и массопередачи в воздушно-водяном скруббере

массой газа. Количество передаваемого при этом тепла

$$q_a = \frac{dQ_a}{dt} = \alpha (t_f - \vartheta), \quad (\text{III-4})$$

где α — коэффициент теплоотдачи, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$.

Величина q_a может быть положительной (при $t_f > \vartheta$), отрицательной (при $t_f < \vartheta$) и равной нулю (при $t_f = \vartheta$). Общее тепло, подводимое из основной массы жидкости к единице ее поверхности вследствие разности температур $t - t_f$, выражается уравнением

$$q = q_p + q_a. \quad (\text{III-5})$$

Коэффициенты β_p и α в уравнениях (III-2) и (III-4) определяют опытным путем. Для охлаждения воды при атмосферном давлении отношение

$$\frac{\alpha}{\beta_p} = 0,33 - 0,35 \text{ ккал} \cdot \text{ат}/(\text{кг} \cdot \text{град}). \quad (\text{III-6})$$

Схема процесса охлаждения воздуха водой дана на рис. III-5. Этот процесс отличается от процесса в азотно-водяном скруббере тем, что воздух поступает в скруббер уже насыщенным парами воды; при этом температура воздуха всегда выше температуры поверхности воды. Поэтому охлаждение воздуха в скруббере сопровождается частичной конденсацией содержащихся в нем паров, при которой выделяется дополнительное тепло, замедляющее охлаждение воздуха.

Количество тепла q_a , передаваемое от воздуха к поверхности жидкости, определяется разностью температур $\vartheta - t_f$. Практически то же количество тепла будет передаваться от поверхности жидкости к ее основной массе, так как количество тепла, приносимым со сконденсированным паром, можно пренебречь. Количество конденсирующегося пара g_k определяется изменением

упругости насыщенного пара при понижении температуры воздуха на величину $\Delta\vartheta$ вследствие отдачи тепла q_a .

Процесс в воздушно-водяном трубчатом холодильнике аналогичен процессу в воздушно-водяном скруббере, за исключением того, что конденсирующийся пар не присоединяется к охлаждающей жидкости, а оседает на внутренней поверхности труб.

Расчет азотно-водяного охлаждения

Исходные данные

Расчетом определяют:

- 1) температурный режим водоохладителя и воздухоохладителя;
- 2) материальные и тепловые потоки в аппаратах;
- 3) количество тарелок в скрубберах и поверхность теплообмена в трубчатом воздухоохладителе;
- 4) геометрические размеры тарелок и их элементов;
- 5) гидравлическое сопротивление скрубберов.

Для расчета должны быть заданы:

- 1) количество охлаждаемого воздуха G_a (кг) и его абсолютное давление p (ат);
- 2) температура воды, поступающей в водоохладитель, t_3 $^{\circ}\text{C}$;
- 3) температура воздуха, поступающего в воздухоохладитель, t_5 $^{\circ}\text{C}$;
- 4) располагаемое количество отходящего азота G_a , кг^* .

Температурные напоры в системе азотно-водяного охлаждения обычно принимают в следующих пределах:

- 1) разность между температурами (недо-рекуперация) воздуха и азота $t_6 - t_1$ на теплом конце регенератора от 3 до 5 $^{\circ}\text{град}$. В установках с теплообменниками эта величина известна из технологического расчета установки;
- 2) разность между температурами воздуха и воды $t_5 - t_8$ на теплом конце воздухоохладителя — от 5 до 10 $^{\circ}\text{град}$;
- 3) температуру воды на входе в воздухоохладитель t_7 принимают равной температуре воды на выходе из водоохладителя t_1 ; эту температуру берут средней между t_6 и t_1 .

Теоретический предел охлаждения воздуха при азотно-водяном охлаждении лежит ниже 0°C . Практически температуру воздуха на входе в блок разделения t_6 считают равной $10 - 15^{\circ}\text{C}$.

Принимают, что через азотные регенераторы проходят равные количества воздуха и азота. Считая, что вся приносимая в азотный регенератор влага выносится азотом, получают влагосодержание азота на входе в водоохладитель x_1 , равное влагосодержа-

* Для удобства дальнейших расчетов массу азота условно определяют, умножая объемное количество азота на плотность воздуха.

нию воздуха на выходе из воздухоохладителя x_8 . В установках, где азот проходит через теплообменники, с достаточной точностью можно принять $x_1 = 0$.

Энтальпия насыщенного влажного воздуха при абсолютных давлениях 1 кг/см² (1) и 6 кг/см² (2) дана на рис. III-6 и в табл. III-1.

2. Материальный баланс водоохладительного скруббера:

$$B_3 - B_4 = G_a (x_2 - x_1). \quad (\text{III-9})$$

3. Тепловой баланс воздухоохладительного скруббера:

$$G_a (i_5 - i_8) = B_1 (t_8 - t_7) + (B_8 - B_4) t_8. \quad (\text{III-10})$$

ТАБЛИЦА III-1 ПСИХРОМЕТРИЧЕСКАЯ ТАБЛИЦА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА
(все значения на 1 кг сухого воздуха)

Температура °C	Парциальное давление влажного пара мм рт. ст.	Влагосодержание x_n , кг/кг	Энтальпия, ккал/кг					
			при $H = 760$ мм рт. ст.			при $p = 6$ атм		
			i_c сухого воздуха	i_x влаги	$i_{\text{нас}}$ влажного воздуха	i_c сухого воздуха	i_x влаги	$i_{\text{нас}}$ влажного воздуха
-10	2,16	0,00177	-2,40	1,05	-1,35	-2,40	0,18	-2,22
-5	3,17	0,00261	-1,20	1,55	0,35	-1,20	0,27	-0,93
0	4,58	0,00377	0,00	2,25	2,25	0,00	0,39	0,39
+5	6,54	0,00540	1,20	3,24	4,44	1,20	0,56	1,76
+10	9,21	0,00763	2,40	4,59	6,99	2,40	0,79	3,19
+15	12,79	0,0106	3,60	6,40	10,00	3,60	1,10	4,70
+20	17,54	0,0147	4,80	8,91	13,71	4,80	1,53	6,33
+25	23,76	0,0201	6,00	12,23	18,23	6,00	2,10	8,10
+30	31,83	0,0272	7,20	16,62	23,82	7,20	2,86	10,06
+35	42,19	0,0366	8,40	22,40	30,80	8,40	3,86	12,26
+40	55,34	0,0488	9,60	30,03	39,63	9,60	5,17	14,77
+45	71,90	0,0650	10,80	40,15	50,95	10,80	6,91	17,71
+50	92,0	0,0862	12,00	53,44	65,45	12,00	9,20	21,20

Энтальпию воздуха с влажностью x (кг/кг) определяют по формуле

$$i = i_c + \frac{x}{x_n} i_x \text{ ккал/кг}, \quad (\text{III-7})$$

где x_n — влагосодержание при насыщении. Энтальпию азота принимают по воздуху.

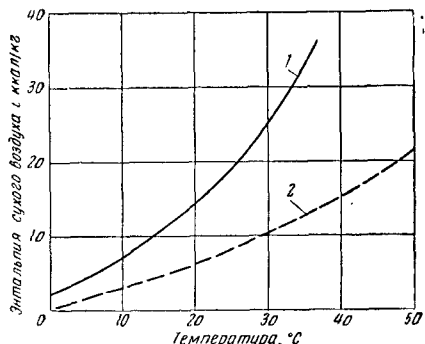


Рис. III-6. Энтальпия насыщенного влажного воздуха
1 — при 1 кг/см²; 2 — при 6 кг/см².

Материально-тепловые балансы

1. Тепловой баланс водоохладительного скруббера:

$$G_a (i_2 - i_1) = B_4 (t_3 - t_4) + (B_3 - B_4) t_3. \quad (\text{III-8})$$

4. Материальный баланс воздухоохладительного скруббера:

$$B_3 - B_4 = G_b (x_5 - x_8). \quad (\text{III-11})$$

В этих уравнениях:

- i_2 — энтальпия насыщенного влажного азота при температуре выхода азота из скруббера t_2 °C, ккал/кг;
- i_1 — энтальпия азота при t_1 °C и влагосодержании x_1 ккал/кг;
- B_4 — количество воды, выходящей из скруббера, кг/ч;
- B_3 — количество воды, поступающей в скруббер, кг/ч;
- x_2 — количество водяных паров, насыщающих азот при температуре t_2 , кг/кг;
- i_5 — энтальпия насыщенного влажного воздуха при температуре t_5 , ккал/кг;
- i_8 — энтальпия насыщенного влажного воздуха при температуре t_8 , ккал/кг;
- B_8 — количество воды, выходящей из воздухоохладительного скруббера, кг/ч;
- x_5 и x_8 — количество водяных паров, насыщающих сжатый воздух при температурах t_5 и t_8 , кг/кг.

Для трубчатых воздухоохладителей уравнения (III-10) и (III-11) заменяются уравнением

$$G_b (i_5 - i_8) = B_1 (t_8 - t_7) + G_b (x_5 - x_8) t_8. \quad (\text{III-12})$$

Порядок решения приведенной системы уравнений:

1) из уравнения (III-11) определяют $B_3 - B_4$;

2) из уравнения (III-10) находят B_4 ;

3) задаваясь рядом значений t_2 , находят соответствующие им значения x_2 и i_2 и, решая совместно уравнения (III-9) и (III-8), находят значения B_3 и B_4 ;

4) строят кривую зависимости B_4 от t_2 ; на тот же график наносят горизонтальную линию, соответствующую величине B_4 , найденной по уравнению (III-10), и по точке пересечения указанных линий находят t_2 .

Расчет количества тарелок в скрубберах

Из условия подобия процессов тепло- и массоотдачи считают, что изменение влагосодержания газа пропорционально изменению разности температур между газом и водой. Это позволяет вести расчет скруббера по методу теоретических тарелок, предполагая, что на каждой теоретической тарелке происходит повышение температуры газа до температуры воды, а влагосодержания газа—до состояния насыщения, соответствующего этой температуре.

Число теоретических тарелок определяют графически по диаграмме $i - t$ (рис. III-7).

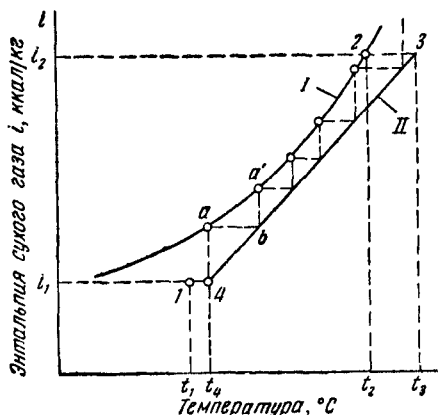


Рис. III-7. К расчету числа теоретических тарелок

Кривая I показывает изменение энthalпии насыщенного влажного газа. Точки 1 и 2 соответствуют состоянию газа на входе и выходе из скруббера. Температуры воды на входе и выходе из скруббера соответственно равны t_3 и t_4 . Находим точки 4 и 3 по абсциссам t_1 и t_2 и ординатам i_1 , i_2 . Прямая II, соединяющая точки 4—3, в данном случае служит рабочей линией. Процесс нагревания и увлажнения газа на первой теоретической тарелке скруббера изображается линиями I—4—а. Линии aba' отражают процесс на второй теоретической тарелке и т. д. Общее количество ступенек соответствует числу теоретических тарелок в скруббере.

Для определения числа действительных тарелок число теоретических тарелок делят на к. п. д. тарелки, который для колпачковых тарелок принимают равным 0,35—0,5. К. п. д. дырчатых провальных тарелок, согласно исследованиям ВНИИКИМАШа [1], составляет 0,5—0,6. По данным [4], этот коэффициент возрастает с увеличением нагрузки и достигает максимума при режиме, близком к захлебыванию. Режим захлебывания определяют по уравнению (для воды)

$$y = 10e^{-4x}, \quad (\text{III-13})$$

где

$$y = \frac{\omega^2}{gdF_{\text{св}}} \cdot \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}};$$

$$x = \left(\frac{B}{G} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{\frac{1}{8}};$$

e — основание натуральных логарифмов;

ω — скорость газа в сечении колонны, м/сек;

d — диаметр отверстия тарелки, м;

$F_{\text{св}}$ — свободное сечение тарелки, $\text{м}^2/\text{м}^2$;

$\rho_{\text{г}}$ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{ж}}$ — плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$;

B — расход воды, $\text{кг}/\text{ч}$;

G — расход газа, $\text{кг}/\text{ч}$;

Для устойчивой работы тарелок при изменении нагрузки, уменьшения уноса жидкости и сопротивления газовому потоку следует принимать меньшую скорость газа, которую определяют по формуле

$$y = 2,95e^{-4x}. \quad (\text{III-14})$$

Для скоростей газа, определяемых уравнениями (III-13) и (III-14), к. п. д. тарелки изменяется от 0,6 до 0,9.

Определение геометрических размеров скрубберов

Диаметр скруббера определяют по скорости газа в свободном сечении скруббера (между тарелками). Для тарелок провального типа эту скорость находят по уравнению (III-14), для колпачковых выбирают в пределах 0,5—0,8 м/сек.

Расстояние между тарелками принимают: для дырчатых тарелок 0,15—0,25 м, для колпачковых 0,25—0,5 м. Скорость газа и расстояние между тарелками (для колпачковых тарелок) связаны зависимостью, которая должна соблюдаться:

$$\omega \leq 1,74 \sqrt{\frac{H_{\text{T}}}{\rho_{\text{г}}}} \text{ м/сек}, \quad (\text{III-15})$$

где

H_{T} — расстояние между тарелками, м.

Для дырчатых тарелок числовой коэффициент в формуле (III-15) может быть увеличен до 4

При выборе геометрических размеров колпачков руководствуются следующими соотношениями:

$$S_1 = S_2 = S_3 = \frac{2}{3} S_4 = (0,1 - 0,12) S \text{ м}^2, \quad (\text{III-16})$$

где

S_1 — суммарная площадь газовых патрубков, м^2 ;

S_2 — площадь между верхними обрезами газовых патрубков и колпачками, м^2 ;

n — количество колпачков на тарелке;

Π — периметр верхнего обреза газового патрубка, м ;

h — расстояние от верхнего обреза газового патрубка до колпачка по вертикали (рис. III-8), м ;

S_3 — площадь между газовыми патрубками и колпачками в горизонтальном сечении, м^2 ;

S_4 — суммарная площадь прорезей в колпачках, м^2 ;

S — площадь сечения скруббера, м^2 ;

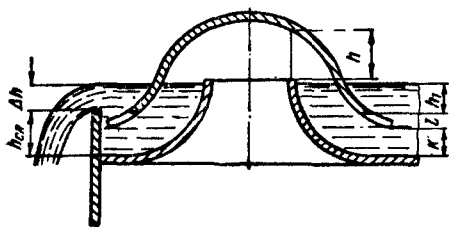


Рис. III-8. К расчету размеров колпачковой тарелки

Зазор между нижним краем колпачка и тарелкой принимают

$$k = 0,01 - 0,02 \text{ м}. \quad (\text{III-17})$$

Высота прорезей колпачка

$$l = \frac{\omega_4^2 \rho_r}{3600}, \quad (\text{III-18})$$

где

ω_4 — скорость газа в прорезях, м/сек .

Высота сливной перегородки определяется уравнением

$$h_{сл} + \Delta h = k + l + h_1, \quad (\text{III-19})$$

где $h_{сл}$ — высота сливной перегородки, м ;

Δh — напор у перелива, м , определяемый по формуле [6]

$$\Delta h = \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{3600 \cdot 1,85 \Pi'}\right)^2}, \quad (\text{III-20})$$

Q — количество стекающей воды, $\text{м}^3/\text{ч}$;

Π' — периметр слива, м ;

h_1 — глубина погружения колпачка в жидкость (считая от верха прорезей), которую принимают

$$h_1 = 0,015 - 0,040 \text{ м}. \quad (\text{III-21})$$

Сечение сливного патрубка выбирают так, чтобы скорость воды в нем не превышала:

$$\omega_{сл} \leq 0,15 \text{ м/сек}. \quad (\text{III-22})$$

В дырчатых тарелках диаметр отверстий принимают не менее 5 мм, а шаг подбирают с таким расчетом, чтобы свободное сечение тарелки составляло

$$F_{св} = 0,15 - 0,25^*. \quad (\text{III-23})$$

Величину $F_{св}$ проверяют по гидравлическому сопротивлению тарелки, которое должно лежать в пределах 12—15 мм вод. ст. [1].

Гидравлическое сопротивление тарелок

Перепад давления на дырчатой тарелке определяют по уравнению [1, 8]

$$\Delta p = 1,45 - \frac{\rho_r \omega^2}{g F_{св}^2} \times \left[1 + \sqrt[3]{0,9 \left(\frac{B}{G} \right)^2 \frac{\rho_r}{\rho_{ж}}} \right]^3 + \frac{8\sigma}{d} \kappa \Gamma / \text{м}^2, \quad (\text{III-24})$$

где ω — скорость газа в сечении скруббера между тарелками, м/сек ;

$F_{св}$ — свободное сечение тарелки, $\text{м}^2/\text{м}^2$;

B — расход воды, кг/ч ;

G — расход газа, кг/ч ;

σ — поверхностное натяжение воды, $\kappa \Gamma/\text{м}$;

d — диаметр отверстия, м .

Перепад давления газа на колпачковой тарелке находят по уравнению [3,5,9]

$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 + \Delta p_3 \kappa \Gamma / \text{м}^2 \quad (\text{III-25})$$

где Δp_1 — сопротивление сухой тарелки, равное

$$\Delta p_1 = \zeta \frac{\rho_r \omega_n^2}{29,8}, \quad (\text{III-26})$$

ζ — коэффициент сопротивления, принимаемый равным 1,5—2;

ω_n — скорость газа в прорезях колпачков, м/сек ;

Δp_2 — сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения, равное

$$\Delta p_2 = 2\sigma \left(\frac{1}{l} + \frac{1}{b} \right), \quad (\text{III-27})$$

l — высота прорези, м ;

b — ширина прорези, м ;

Δp_3 — гидростатическое давление столба жидкости, равное

$$\Delta p_3 = \gamma_{ж} \left(\frac{1}{2} l + h_1 \right), \quad (\text{III-28})$$

h_1 — глубина погружения колпачка в жидкость, м .

* Под свободным сечением подразумевается отношение суммарной площади отверстий к общей площади тарелки.

2. Скрубберы и декарбонизаторы для очистки воздуха от двуокиси углерода

Поглощение CO_2 из воздуха

Содержание CO_2 в воздухе составляет обычно 0,03—0,04% (объем).

Пределы содержания CO_2 в воздухе, при которых наступает состояние насыщения в зависимости от температуры и давления, приведены в табл. III-2.

ТАБЛИЦА III-2 КОНЦЕНТРАЦИЯ CO_2 В 1 м³ ВОЗДУХА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ И ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА (по данным Вебстера), см³

Абсолютное давление кг/см ²	Температура, °C					
	-110	-121	-130	-140	-145	-15
10	4920	1280	419	77	30	10
20	3360	865	292	62	32	13
30	2810	833	354	87	67	55
40	2850	933	519	546	415	380
50	3060	1220	739	721	581	430
60	3650	1510	1310	782	616	—
70	4330	2220	1710	865	688	—
80	5290	2800	1880	979	670	478
100	6950	3900	2290	1200	714	486
150	9490	5200	2730	1390	769	550
200	12 300	5810	3020	1530	849	590

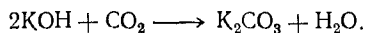
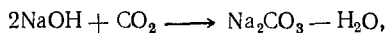
Из данных табл. III-2 видно, что для предотвращения выпадения твердого CO_2 в трубках теплообменников, дроссельных вентилях и сетках ректификационных колонн требуется очень высокая степень очистки воздуха от CO_2 .

ТАБЛИЦА III-3 ХАРАКТЕРИСТИКА РАСТВОРА ЕДКОГО НАТРА ПРИ 15 °C

Градусы Боме	Плотность кг/дм ³	Содержание NaOH %	Количество NaOH в 1 м ³ раствора кг	Вязкость $\mu\text{ж} \cdot 10^4$ кг·сек/м ²	Поверхностное натяжение дин/см
10	1,075	6,58	70,7	1,52	77,02
11	1,083	7,30	79,1	1,62	77,44
12	1,091	8,08	88,0	1,73	77,89
13	1,100	8,78	96,6	1,84	78,32
14	1,108	9,50	105,3	1,95	78,55
15	1,116	10,30	114,9	2,08	79,23
16	1,125	11,06	124,4	2,22	79,71
17	1,134	11,90	134,9	2,40	80,24
18	1,142	12,70	145,0	2,57	80,74

Воздух, не проходящий через регенераторы, очищают от CO_2 в скрубберах, декарбонизаторах и низкотемпературных адсорберах. Кроме того, жидкий воздух очищают от частиц твердой двуокиси углерода в фильтрах из керамики или пористого металла.

В скрубберах и декарбонизаторах воздух очищают химическим способом — поглощением двуокиси углерода раствором NaOH (табл. III-2—3) или KOH по реакциям:



Применение едкого кали более удобно в эксплуатации, так как образующиеся калиевые соли лучше растворяются в воде; однако чаще применяют едкий натр как более дешевый продукт.

Рекомендуют крепость раствора: в зимнее время 11—13°, в летнее 15—17° Боме. При свежем растворе минимальное содержание CO_2 в воздухе после очистки составляет примерно 10 см³/м³ (0,001%). По мере срабатывания щелочного раствора содержание CO_2 в очищенном воздухе повышается. Максимально допускаемое содержание CO_2 в 1 м³ очищенного воздуха 20 см³, выше которого воздуходелительный аппарат будет быстро забиваться твердой двуокисью углерода.

Для предотвращения этого щелочной раствор периодически меняют, не доводя его до полного срабатывания.

При одноступенчатой очистке воздуха (в одном декарбонизаторе или скруббере) степень использования раствора, соответствующая максимальной концентрации CO_2 в очищенном воздухе, т. е. 20 см³/м³, составляет 65—70%. Для лучшего использования раствора воздух очищают в двух последовательно включенных аппаратах. В этом случае при той же степени очистки воздуха степень использования щелочного раствора повышается до 85—95%*.

Аппаратура для химической очистки воздуха от CO_2

Для успешной очистки необходимо обеспечить наиболее тесный контакт между воздухом и раствором NaOH. Воздух очищают от CO_2 в декарбонизаторах, в которых газ барботирует через жидкость, и в скрубберах с орошаемой насадкой.

В скрубберах обеспечивается лучшее (по сравнению с декарбонизаторами) перемешивание газа и более длительный контакт между газом и жидкостью. Недостатками скрубберов являются их большая высота и наличие насоса для циркуляции раствора.

Скруббер (рис. III-9) состоит из сборника 1, насадочной части 6 и отбойной части 9. Сборник заполняют раствором до середи-

* Меньшая цифра относится к декарбонизаторам, большая — к скрубберам.

ны указателя 13. Из сборника раствор циркуляционным насосом подают вверх скруббера для орошения насадки 7. Стекая по насадке, раствор вновь попадает в сборник.

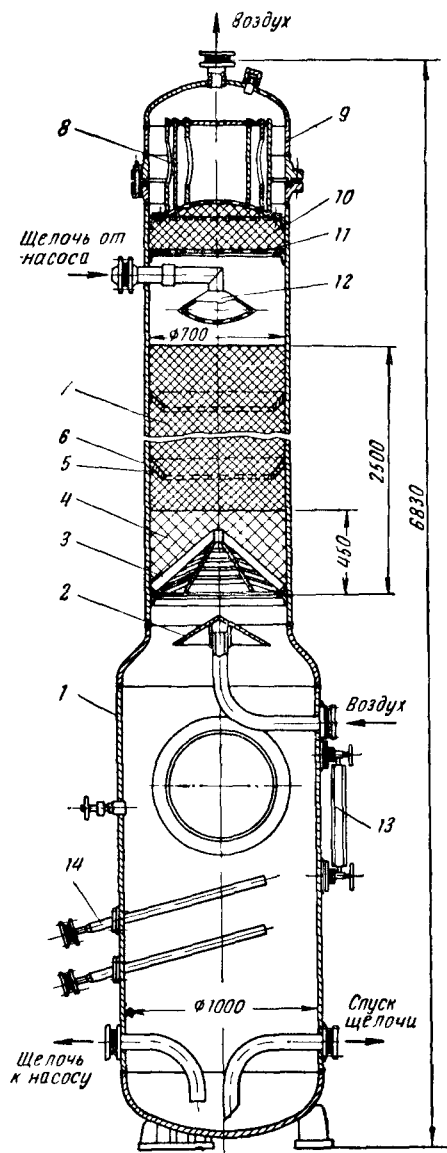


Рис. III-9. Скруббер:

1—сборник; 2—колпак; 3—колосниковая решетка; 4—кольца Рашига диаметром 35 мм; 5—направляющие конусы; 6—насадочная часть; 7, 10—кольца Рашига диаметром 25 мм; 8—сепаратор; 9—отбойная часть; 11—решетка; 12—брызгалка; 13—указатель уровня; 14—паровой подогреватель

Воздух входит под колпак 2, проходит через колосниковую решетку 3 и насадку 4 и 7, затем через отбойный слой колец Рашига 10 и сепаратор 8, где освобождается от брызг раствора, и выходит из скруббера.

По мере срабатывания раствора NaOH переходит в Na_2CO_3 , хуже растворяющийся в воде. В случае применения раствора повышенной крепости, не соответствующей температуре окружающего воздуха, возможна кристаллизация раствора, затрудняющая его слив из скруббера. Для облегчения слива раствор подогревают паром. Насадка скруббера должна иметь: 1) большую удельную поверхность (на единицу объема); 2) большое живое сечение (свободный объем); 3) малое гидравлическое сопротивление газовому потоку; 4) малую объемную массу; 5) достаточную прочность на сплющивание и дробление; 6) быть простой в изготовлении и дешевой.

Указанным требованиям отвечают типы насадок, изображенные на рис. III-10.

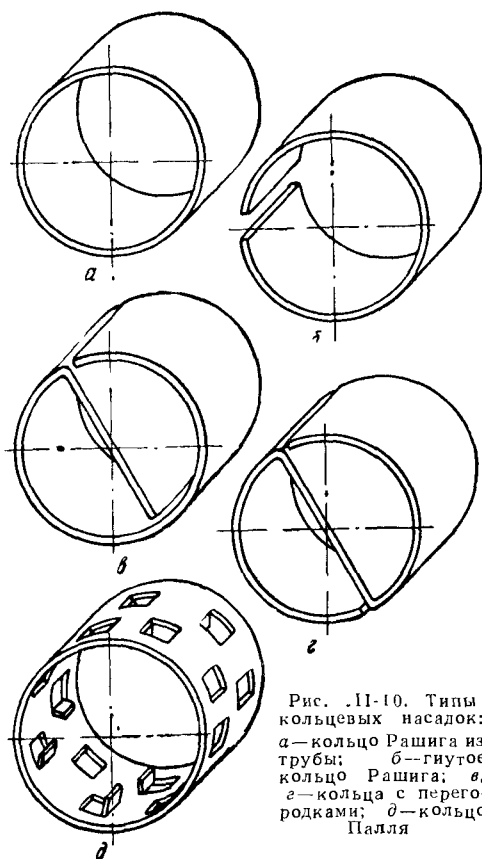


Рис. III-10. Типы кольцевых насадок: а—кольцо Рашига из трубы; б—гнутое кольцо Рашига; в, г—кольца с перегородками; д—кольцо Палля

Кольца Рашига изготовлять из труб менее выгодно, чем из листового материала, так как толщина стенок труб больше толщины, которая требуется для колец Рашига. Кольца с перегородками дороже, но имеют большую удельную поверхность.

Применение колец Палля более эффективно по сравнению с применением колец Рашига. Использование этих колец обеспечивает лучший коэффициент абсорбции, меньшее гидравлическое сопротивление (в 3 раза) и меньший унос жидкости [28, 29].

ТАБЛИЦА III-4 ХАРАКТЕРИСТИКА НАСАДОК

Тип насадки (см. рис. III-10)	Размеры мм	Количество колец на 1 м ³	Удельная поверхность м ² /м ³	Свободный объем м ³ /м ³	Объемная масса засыпки кг/м ³
Простые кольца	25×25×0,8	55 000	220	0,92	640
	35×35×1	19 000	150	0,93	570
Кольца Рашига (а)	50×50×1	7000	110	0,95	430
Кольца с перегородкой (в)	25×25×1	55 000	290	0,895	1050
	35×35×1	19 000	198	0,91	750
	50×50×1	7000	145	0,934	566
Кольца Палля (д)	15×15×0,4	240 000	380	0,92	525
	25×25×0,6	55 000	235	0,92	490
	35×35×0,8	19 000	170	0,93	455
	50×50×1	7000	108	0,95	415

Характеристика насадок приведена в табл. III-4.

Чтобы колосниковая решетка была прочной и сечение ее было достаточным для прохода газа, ей придают форму конуса. Для предотвращения провала насадки через решетку в качестве нижнего слоя используют кольца большего диаметра. Для равномерного распределения жидкости по всему сечению скруббера применяют брызгалку 12. Чтобы уменьшить растекание жидкости по стенкам, используют конусы 5. Расстояние между конусами равно 1—2 D.

Течение жидкости и газа в скруббере может быть противоточное и прямоточное [24]. В табл. III-5 указаны размеры скруб-

ТАБЛИЦА III-5 РАЗМЕРЫ СКРУББЕРОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ СО₂

Размеры	Тип скруббера	
	I	II
Насадочная часть, мм:		
диаметр	700	1400
высота	2500	4650
Сборник:		
диаметр, мм	1000	1800
емкость, м ³	1,5	9
Общая высота скруббера, мм	6830	11 115

ТАБЛИЦА III-6 ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ СКРУББЕРОВ

Показатели	Тип установки			
	КГ-300М	КТ-1000	КТ-3600	КЖ-1
Количество воздуха, проходящего через скруббер при 0 °С и 760 мм рт. ст., м ³ /ч	400	800	2400	6000
Избыточное рабочее давление, кг/см ²	3,5	8,5	5	9
Средняя скорость воздуха, отнесенная ко всему сечению скруббера, м/сек	0,064	0,061	0,072	0,108
Количество циркулирующего щелочного раствора, м ³ /ч	43	43	125	125
Плотность орошения, м ³ /(ч·м ²)	112	112	81	81
Примечание. В установки КГ-300М и КТ-1000 входят скрубберы типа I, а в установки КТ-3600 и КЖ-1 скрубберы типа II (см. табл. III-5).				

беров, применяемых для очистки воздуха от СО₂, а в табл. III-6 характеристика работы скрубберов.

В воздухоразделительных установках небольшой производительности вместо скрубберов применяют декарбонизаторы. На рис. III-11 показан декарбонизатор производительностью 780 м³/ч. В корпусе I расположена внутренняя обечайка 2 с двумя решетками 3, между которыми насыпаны кольца Рашига 20. Декарбонизатор заполняют рас-

твором до контрольного крана 6. Воздух по четырем рожкам латрубка 9 подводят под нижнюю решетку. Он проходит через насадку, увлекая вспененный раствор щелочи, который затем переливается через верх обечайки, в результате чего раствор циркулирует. Далее воздух проходит через брызгоуловитель 5 и выходит из декарбонизатора. Характеристика выпускаемых промышленностью декарбонизаторов приведена в табл. III-7.

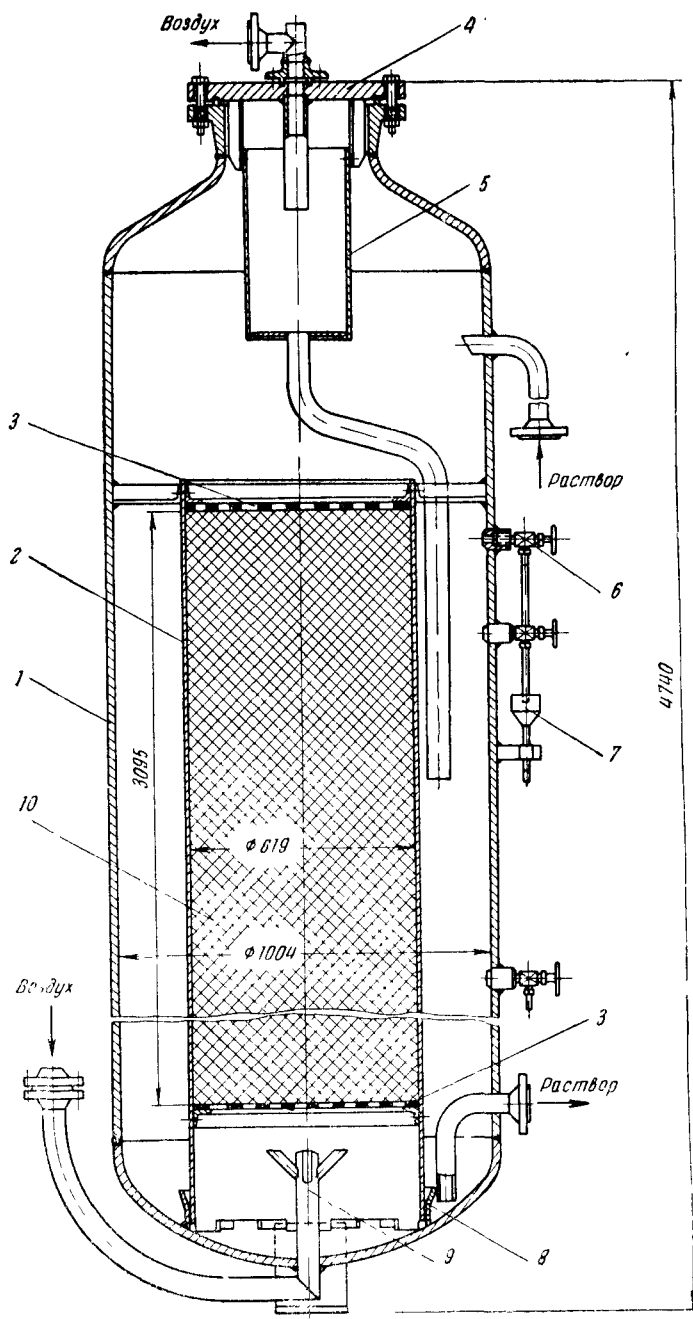


Рис. III-11. Декарбонизатор:

1 — корпус; 2 — внутренняя обечайка; 3 — решетка; 4 — крышка;
 5 — брызгоуловитель; 6 — контрольный кран; 7 — воронка; 8 — на-
 припильный стакан; 9 — патрубок для входа воздуха; 10 — кольца
 Рашига

Несмотря на наличие внутри скрубберов и декарбонизаторов отбойников и брызгоуловителей, воздух уносит еще значительное количество капель раствора. Для их отделения устанавливают щелоcheотделители (рис. III-12).

Щелочной раствор готовят в баке (рис. III-13). Корпус 1 бака закрыт крышкой 2. На решетку 10 устанавливают барабан с каустиком открытой стороной книзу и зажимают винтом 3. Через штуцер 4 наливают воду по уровню 9. Центробежный насос отсасывает воду из бака через патрубок 6. 8 и нагнетает ее обратно через патрубок 6. Струя воды размывает каустик в барабане, а образующийся раствор стекает в бак.

ТАБЛИЦА III-7. ХАРАКТЕРИСТИКА ДЕКАРБОНИЗАТОРОВ

Показатели	Производительность ¹ м ³ /ч	
	180	780
Избыточное рабочее давление воздуха, кг/см ²	15	18
Диаметр корпуса, мм	640	1030
Диаметр насадочной части, мм	360	619
Высота насадки, мм	1600	3095
Общая высота декарбонизатора, мм	2990	4740
Количество заливаемого раствора, дм ³	400	2600
Скорость воздуха, отношения к полному сечению насадочной части, м/сек	0,031	0,038

¹ Производительность приведена при 760 мм рт. ст и 0 °С, м³/ч

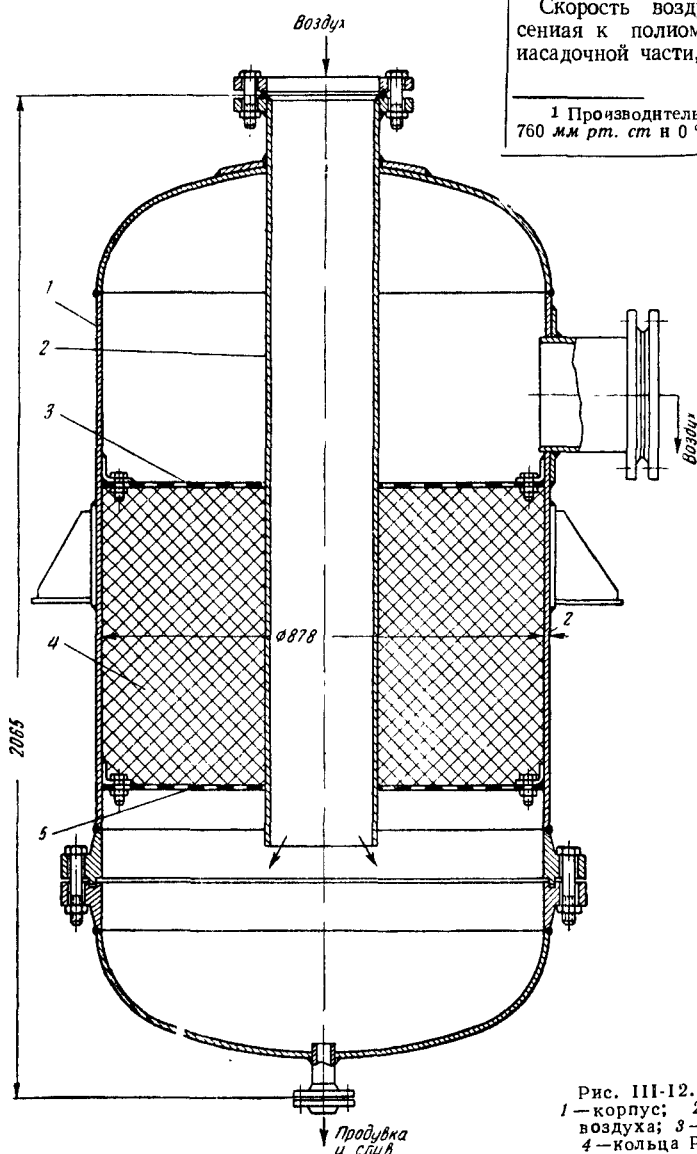


Рис. III-12. Щелоcheотделитель:
1 — корпус; 2 — труба для входа воздуха; 3 — верхняя решетка; 4 — кольца Рашига; 5 — нижняя решетка

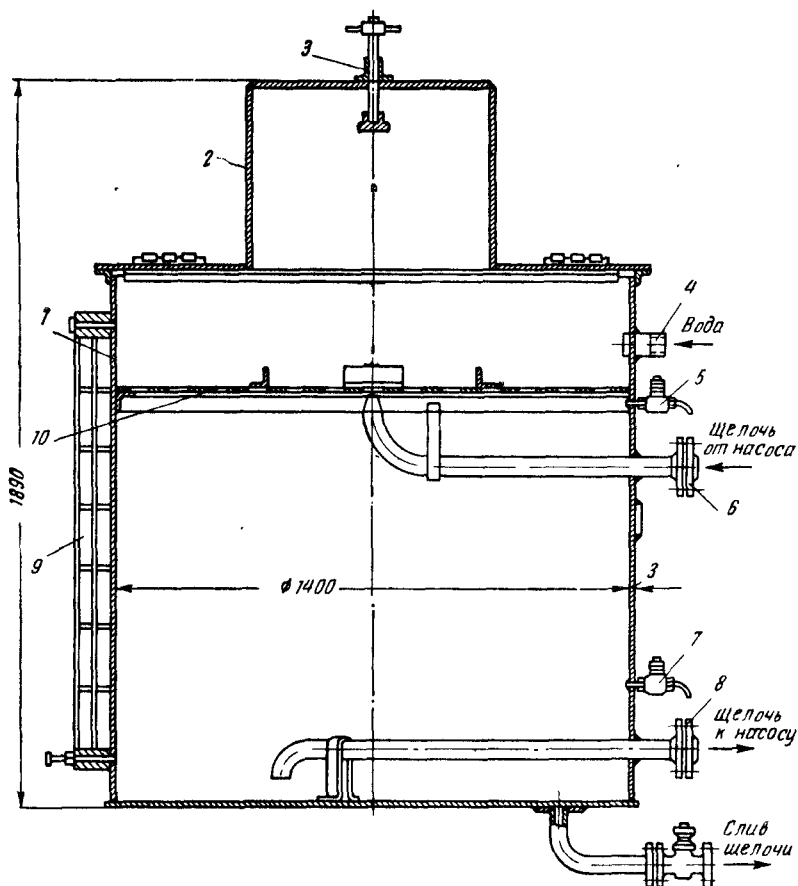


Рис. III-13. Вак для приготовления щелочного раствора:

1—корпус; 2—крышка; 3—винт крепления барабана; 4—штуцер для заполнения бака; 5—контрольный кран; 6, 8—патрубки щелочной коммуникации; 7—кран для анализа; 9—указатель уровня; 10—решетка

Расчет щелочных скрубберов и декарбонизаторов

Материальный баланс процесса поглощения CO_2 из воздуха

Количество поглощаемой двуокиси углерода

$$G_{\text{CO}_2} = 0,0003 V p_{\text{CO}_2} \text{ кг/ч, (III-29)}$$

где V — количество очищаемого воздуха (при 0°C и 760 мм рт. ст.), $\text{м}^3/\text{ч}$;

p_{CO_2} — плотность CO_2 , равная $1,98 \text{ кг/м}^3$ при 0°C и 760 мм. рт. ст.

Теоретический расход NaOH составляет $1,82 \text{ кг/кг CO}_2$. В техническом каустике содержится 95% NaOH , поэтому часовой расход каустика

$$G_{\text{NaOH}} = \frac{0,0003 \cdot 1,98 \cdot 1,82}{0,95} \times \frac{V}{\varphi} = 0,00114 \frac{V}{\varphi} \text{ кг/ч, (III-30)}$$

где φ — коэффициент использования щелочного раствора;

для двух последовательно включенных скрубберов $\varphi = 0,9—0,95$.

Определение диаметра насадочной части скруббера

Площадь сечения насадочной части

$$f = \frac{V}{3600 p w} \text{ м}^2, \quad (\text{III-31})$$

где p — абсолютное рабочее давление воздуха, кг/см^2 ;

w — фиктивная скорость воздуха (отнесенная к полному сечению скруббера)¹, м/сек.

В щелочных скрубберах во избежание большого уноса раствора принимают $w = 0,06—0,1 \text{ м/сек.}$

Для декарбонизаторов $w = 0,03—0,05 \text{ м/сек.}$, а отношение диаметра насадоч-

ной части к диаметру корпуса составляет $d/D \approx 0,5$.

¹ Поправкой на температуру воздуха можно пренебречь.

Плотность орошения скруббера

Этот параметр выбирают в пределах

$$L = (0,2 - 0,6) s_{рж} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}, \quad (\text{III-32})$$

где s — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

$\rho_{рж}$ — плотность щелочного раствора, кг/м^3 .

По выбранной плотности орошения и скорости воздуха вычисляют отношение G_b/L ; G_b — расход воздуха по массе:

$$G_b = 3600 \rho_b w \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)},$$

где ρ_b — плотность воздуха $= 1,29 \text{ кг/м}^3$.

Для данного отношения G_b/L определяют критическую скорость воздуха, соответствующую началу захлебывания. Для этого сначала вычисляют критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{d_s^3 g}{\nu_b^2} \cdot \frac{\rho_{рж} - \rho_b}{\rho_b}, \quad (\text{III-33})$$

где d_s — эквивалентный диаметр насадки,

$$d_s = \frac{4F_a}{s} \text{ м};$$

F_a — живое сечение насадки, $\text{м}^2/\text{м}^2$, численно равное свободному объему, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

ν_b — кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{сек}$;

g — ускорение силы тяжести, принятое равным $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Определяют критерий Рейнольдса, соответствующий критической скорости воздуха [29]:

$$Re_{кр} = 0,045 Ar^{0,57} \left(\frac{G_b}{L} \right)^{0,43}. \quad (\text{III-34})$$

Критическая скорость воздуха

$$w_{кр} = \frac{Re_{кр} \nu_b}{d_s} \text{ м/сек}. \quad (\text{III-35})$$

Принятая скорость воздуха не должна превышать [29]

$$w \leq 0,8 w_{кр} F_a \text{ м/сек}. \quad (\text{III-36})$$

Производительность циркуляционного щелочного насоса

$$Q = \frac{jL}{\rho_{рж}} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (\text{III-37})$$

Определение высоты насадочной части

Эту величину определяют из условия создания поверхности контакта фаз, обеспечивающей необходимую скорость абсорбции. Теоретическая минимальная высота насадки определяется из уравнения [30]

$$G_{CO_2} = 2,34 \cdot 10^{-8} \psi d_s^{-0,585} H_{мин}^{0,8} G_b \rho_{рж} C^{0,16} (1 - \varphi)^{0,16} \text{ кг/ч}, \quad (\text{III-38})$$

где ψ — коэффициент смачивания насадки, определяемый по формуле [28]

$$\psi = 0,0464 L^{1/3} \left(\frac{20}{\sigma} \right)^{1,42d - 0,7}, \quad (\text{III-39})$$

σ — поверхностное натяжение (по табл. III-3);

d — диаметр колец насадки, см;

$H_{мин}$ — минимальная высота насадки, м;

C — концентрация щелочного раствора (количество NaOH) (по табл. III-3), кг/м^3 ;

φ — коэффициент использования раствора.

Учитывая необходимость иметь запас поверхности, действительную высоту насадки принимают

$$H = (4 - 7) H_{мин}. \quad (\text{III-40})$$

Высоту насадки проверяют по условному времени пребывания воздуха в насадке:

$$\tau = \frac{H}{w} \text{ сек}. \quad (\text{III-41})$$

Последнее уравнение можно использовать также для расчета высоты насадки декарбонизаторов. По опыту работы промышленных скрубберов и декарбонизаторов принимают $\tau = 40 - 80 \text{ сек}$.

Для равномерного орошения насадки отношение ее высоты к диаметру должно быть

$$\frac{H}{D} \geq 1,5. \quad (\text{III-42})$$

Емкость аппаратов по раствору

Количество заливаемого раствора NaOH определяют на основании размеров аппарата, выбираемым по конструктивным соображениям, и проверяют по длительности работы аппарата до смены раствора, определяемой эксплуатационными условиями.

Длительность работы до смены раствора

$$T = \frac{V_{NaOH} C}{G_{NaOH}} \text{ ч}, \quad (\text{III-43})$$

где V_{NaOH} — объем заливаемого в аппарат раствора щелочи, м^3 ;

Гидравлическое сопротивление насадки

При движении газа по насадке возможны три режима: ламинарный ($Re_{газа} < 60$), неустойчивый турбулентный ($Re_{газа} = 60 - 7000$), устойчивый турбулентный ($Re_{газа} > 7000$). Сопротивление сухой насадки потоку газа для различных режимов определяют по следующим формулам [25, 29].

Для ламинарного режима

$$\Delta p = H \frac{200 \rho_b w \nu_b}{9,8 d_s^2 F_a}; \quad (\text{III-44})$$

для неустойчивого турбулентного режима

$$\Delta p = H \frac{7,6 \rho_b w^{1,8} \nu_b^{0,2}}{9,8 d_s^{1,2} F_a^{1,8}}; \quad (\text{III-45})$$

для устойчивого турбулентного режима

$$\Delta p = H \frac{1,3\rho_v \omega^2}{9,8d_s F_a^2} \text{ мм вод. ст.}, \quad (\text{III-46})$$

где Δp — сопротивление насадки, мм. вод. ст.;

H — высота насадки, м;

ρ_v — плотность воздуха, кг/м³;

ω — фиктивная скорость воздуха, м/сек;

ν_v — кинематическая вязкость воздуха, м²/сек;

F_a — свободный объем насадки, м³/м³;

d_s — эквивалентный диаметр насадки, м.

Отношение гидравлического сопротивления орошаемой насадки скруббера к гидравлическому сопротивлению сухой насадки (для стальных колец)

$$\gamma = \frac{\Delta p_{\text{ор}}}{\Delta p} = \frac{1}{(1 - \Pi)^3}, \quad (\text{III-47})$$

где Π — уменьшение свободного объема насадки, определяемое по формуле

$$\Pi = 0,0122 \sqrt[3]{\frac{L^2 s}{\rho_{\text{ж}}^2 g F_a^3 Re_{\text{ж}}^{0,3}}}, \quad (\text{III-48})$$

где L — массовая плотность орошения, кг/(м².ч);

$\rho_{\text{ж}}$ — плотность щелочного раствора, кг/м³;

s — удельная поверхность насадки, м²/м³.

Критерий Рейнольдса для газа и жидкост

$$Re_{\text{г}} = \frac{d_s \omega}{\nu_v}, \quad (\text{III-49})$$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{4L}{3600 s g \mu_{\text{ж}}}, \quad (\text{III-50})$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — динамическая вязкость жидкости, кг.сек/м².

Сопротивление декарбонизатора можно принять равным сумме сопротивлений сухой насадки и гидростатического давления столба жидкости в декарбонизаторе.

3. Масловлагоотделители

В потоках воздуха вода и масло могут быть в виде: а) паров; б) мелких капель (тумана) с диаметром частиц $d < 5-10$ мк; в) крупных капель ($d > 5-10$ мк); г) пленки, увлекаемой потоком воздуха по стенкам трубопроводов.

Пары воды и масла не могут полностью быть уловлены механическим путем. Их поглощают сорбентом в блоке осушки или отделяют после конденсации при охлаждении воздуха. Крупные капли и пленку отделяют в масловлагоотделителях, мелкие капли улавливаются в фильтрах тонкой очистки. Капельную влагу из воздуха следует выделять до блоков осушки и регенераторов.

Капли влаги выделяют из потока воздуха в масловлагоотделителях: 1) осаждением под действием инерционных сил и силы тяжести при уменьшении скорости потока; 2) под действием центробежных сил; 3) отбойными

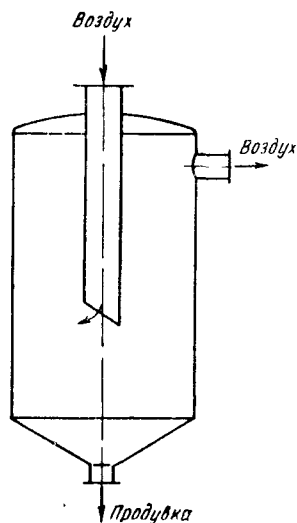


Рис. III-14. Масловлагоотделитель инерционного типа

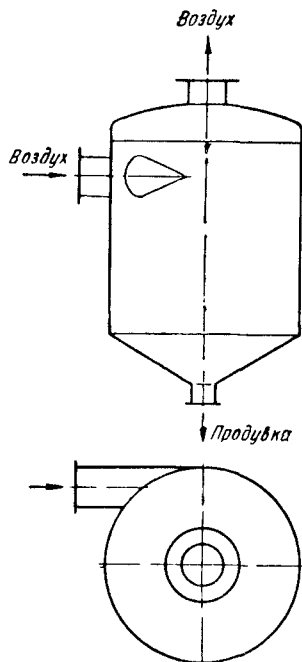


Рис. III-15. Масловлагоотделитель центробежного типа

поверхностями при изменении направления потока.

Обычно используют сочетание всех указанных способов. Масловлагоотделители

классифицируют по способу, который является преобладающим в данной конструкции.

Простейший маслоотделитель первого типа изображен на рис. III-14. Для уменьшения вторичного уноса срез входной трубы направлен в сторону, противоположную выходу. Скорость во входной трубе

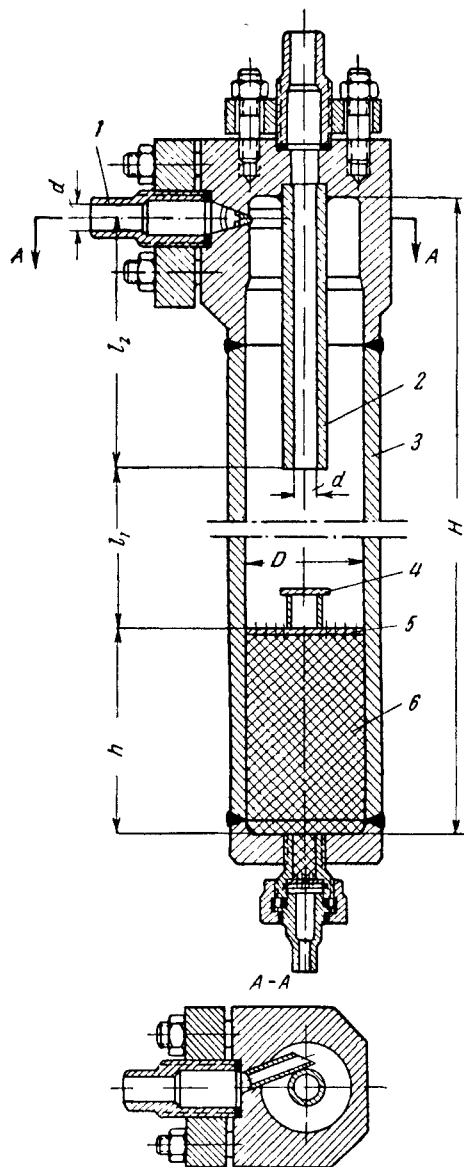


Рис. III-16. Маслоотделитель конструкции ВНИИКИМаша:

1—штуцер для входа воздуха; 2—выходная труба; 3—корпус; 4—глухая пластина; 5—отбойная решетка; 6—кольца Рашига

принимают равной 8—15 м/сек; скорость в сечении аппарата 0,8—1 м/сек.

В сепараторах, в которых капли отделяют

только под действием инерционных сил и силы тяжести, улавливаются частицы размером свыше 10 мк.

Аппараты второго типа конструируют так, чтобы сила тяжести также помогала отделению капель.

Маслоотделители центробежного типа (рис. III-15) по принципу действия ана-

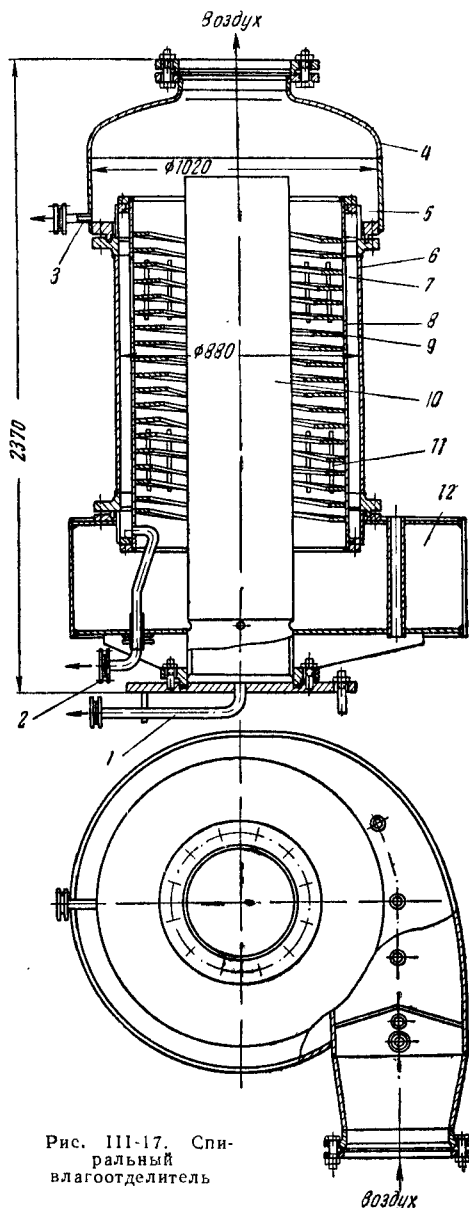


Рис. III-17. Спиральный маслоотделитель

логичны пылевым циклонам. Воздух вводят в аппарат по тангенциальному вводу. Отбрасываемые центробежной силой капли жидкости образуют на стенках пленку, которая стекает вниз.

Для повышения эффективности центробежных маслоотделителей предложен ряд

усовершенствований [32, 36]. Так, прямоугольное сечение входного патрубка способствует лучшему каплеотделению. В нижней части аппарата устанавливают перегородки, препятствующие вторичному уносу, который возможен вследствие вихреобразования в центре аппарата.

На рис. III-16 изображен масловолагоотделитель конструкции ВНИИКИМАШа. Нижняя часть аппарата до отбойной решетки 5 заполнена кольцами Рашига 6. Над решеткой в центре отделителя помещается глухая пластина 4. Указанные приспособления также препятствуют вихреобразованию в центральной части отделителя.

Рекомендуют следующие соотношения между размерами аппарата:

$$\frac{D}{d} \approx 5 - 5,5; H = 4D; h = 1,5D;$$

$$l_1 = l_2 = (1 - 1,5) D. \quad (\text{III-51})$$

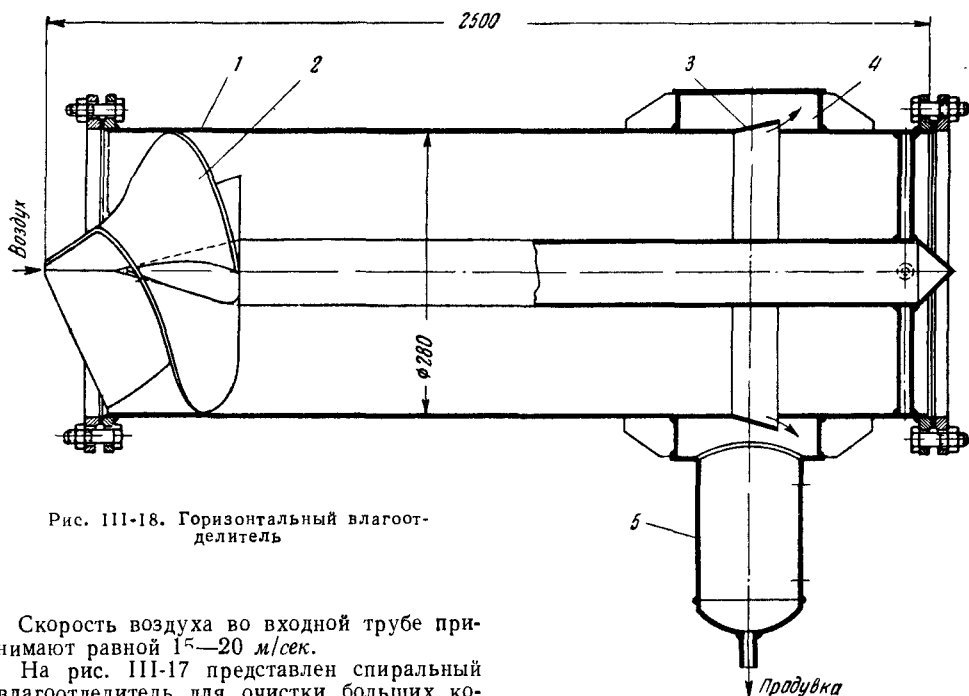


Рис. III-18. Горизонтальный влагоотделитель

Скорость воздуха во входной трубе принимают равной $15-20$ м/сек.

На рис. III-17 представлен спиральный влагоотделитель для очистки больших количеств воздуха.

Нижняя часть корпуса влагоотделителя 12 выполнена в виде улитки, направляющей по спирали поток входящего воздуха. Капли влаги, отбрасываемые на стенки улитки, стекают на ее дно и через отверстия в нижней части сердечника 10 и трубку 1 выводятся наружу. Средняя часть корпуса влагоотделителя состоит из обечайки 6 и 8, образующих рубашку 7. Воздух движется между обечайкой 8 и сердечником 10 по спиральным каналам, образуемым перегородками 9. Отбрасываемая на обечайку 8 влага через щели 11 попадает в рубашку 7 и отводится по трубке 2.

В верхней части влагоотделителя движущийся по спирали воздух отбрасывает остатки влаги на стенки крышки 4. Влага стекает в кольцевую чашу 5 и выводится по трубке 3.

Несмотря на интенсивное вихревое движение воздуха, в данной конструкции благодаря правильно организованному отводу жидкости полностью устранен вторичный унос.

На рис. III-18 показан горизонтальный влагоотделитель центробежного типа. Воздух, ударяясь о направляющие лопасти 2, приводится во вращательное движение. Капли жидкости отбрасываются на стенки корпуса 1 и движутся вдоль корпуса в виде пленки. Конический раструб 3 отбрасывает пленку в кольцевую камеру 4, откуда жидкость стекает в сборник 5.

В центробежных сепараторах размер отделяемых частиц уменьшается до ~ 5 мк.

Эффективность работы этих сепараторов в значительной степени зависит от конструктивных размеров и организации отвода жидкости, исключаяющей вторичный унос. У сепаратора, изображенного на рис. III-16, содержание масла в воздухе на выходе составляет $0,02-0,08$ г/м³.

Поверхностные масловолагоотделители разнообразны по конструкции. На пути газового потока устанавливают перегородки или насадку с развитой поверхностью, на которой оседают капли жидкости.

Простейшая конструкция поверхностного сепаратора изображена на рис. III-19. От-

бойную поверхность создает слой колец Рашига, расположенных между решетками. Недостатком этой конструкции является возможность подхватывания газовым потоком стекающей с насадки жидкости. Этот

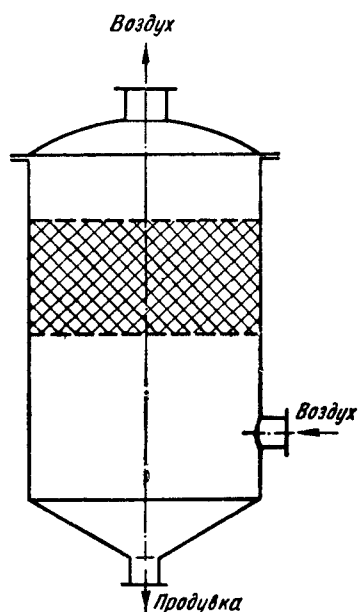


Рис. III-19. Маслоотделитель с насадкой из колец Рашига

недостаток в значительной мере устранен в аппарате с наклонными профильными пластинками (рис. III-20). Профильные пластины располагают так, чтобы газовый поток изменял свое направление. Пластины по форме могут быть различными, но они должны препятствовать отрыву жидкостной пленки. Для этого поверхность пластин делают ребристой или снабжают закраинами, образующими каналы для стока жидкости. При этом необходимо иметь в виду, что сопротивление газовому потоку должно быть не слишком велико. Примерные сечения профильных пластин даны на рис. III-21. Стрелками показано направление потока газа.

В поверхностных сепараторах скорость газа принимают равной $1-2,5 \text{ м/сек.}$

Размеры отбойных поверхностей определяют с таким расчетом, чтобы на $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ газа (при 0°C и 760 мм рт. ст.) приходилось $0,8-1,25 \text{ м}^2$.

Чем крупнее капли жидкости, тем легче их отделять. Поэтому целесообразно перед сепараторами устанавливать устройства, способствующие коагуляции капель. Для этой цели рекомендуют [36] устройства типа трубок Вентури. Ведут работы по ультразвуковой коагуляции капель.

Для отделения масляного тумана, не улавливаемого маслоотделителями перечисленных выше конструкций, применяют

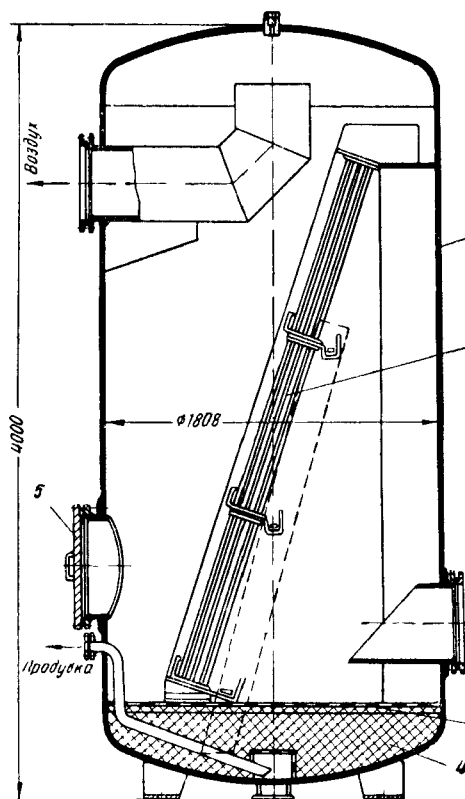


Рис. III-20. Влагодотделитель с наклонными профильными пластинками:

1 — корпус; 2 — профильные пластины; 3 — решетка; 4 — кольца Рашига; 5 — лаз

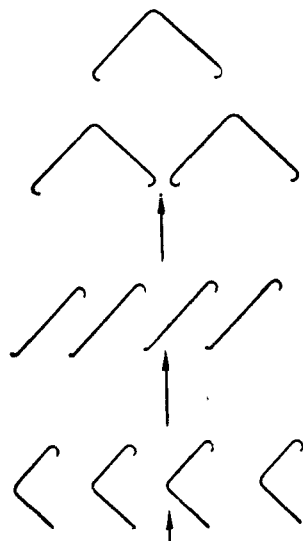


Рис. III-21. Сечения профильных пластин

фильтры тонкой очистки. В качестве фильтрующего элемента используют асбест, вой-

лок, фетр, сукно, стеклянную вату, пористую керамику, пористый металл и др. Так как отделить масляный туман трудно, необходимо применять мелкопористые фильтрующие материалы. Для уменьшения гидравлического сопротивления и улучшения качества очистки скорость воздуха в фильтрах не должна превышать величин, указанных в табл. III-8 [41].

ТАБЛИЦА III-8. ДОПУСТИМАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В ФИЛЬТРАХ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ

Фильтрующий материал	Размер пор мк	Скорость фильтрации л/(мин·см ²)
Пористый металл . .	40—200	2,4
Стеклянная вата . .	18—25	1,8—2,1
Плотная фильтровальная бумага	≤5	0,8—1,3
Ультратонкое стекловолокно	≤1	0,6

Хорошим фильтрующим материалом оказалось на практике шинельное сукно [37]. ВНИИКИМАШ рекомендует между седьмым и восьмым рядами шинельного сукна укладывать один слой ультратонкого стекловолокна толщиной (до уплотнения) 8—10 мм.

Последовательное включение (по ходу воздуха) масловлагодетелителя типа, изображенного на рис. III-16, и фильтра тонкой очистки, состоящего из 10 рядов шинельного сукна и металлической сетки с прокладкой между седьмым и восьмым рядами одного слоя ультратонкого стекловолокна, позволяет снизить содержание масла в воздухе до 0,15—0,9 мг/м³ (при 0 °С и 760 мм рт. ст.).

Фильтрация через фильтры из шинельного сукна или фланели является основным способом очистки от масла воздуха, выходящего из поршневых детандеров. Образец конструкции детандерного фильтра изображен на рис. III-22. Фильтр состоит из корпуса 3 со съемной крышкой 1. В корпус помещают вставку из цилиндрических перфорированных стаканов, обтянутых фланелью или шинельным сукном. Для удержания крупных частиц масла в нижнюю часть фильтра помещают корзину с насадкой из колец Рашига.

Детандерные фильтры применяют парами, что позволяет один из фильтров периодически отключать, вынимать вставку и промывать ее четыреххлористым углеродом.

Для тонкой очистки воздуха также применяют масловлагодетелители, заполненные периодически заменяемым адсорбентом (силикагелем или активным глиноземом). На рис. III-23 показан такой масловлагодетелитель, устанавливаемый перед блоком осушки. Воздух через тангенциально расположенный штуцер 8 поступает в нижнюю часть корпуса 6, в котором под действием

центробежной силы отделяются капли жидкости. Далее через решетку 9 воздух направляется в корзину 7 с силикагелем 10, где в основном воздух очищается от водяного и масляного тумана.

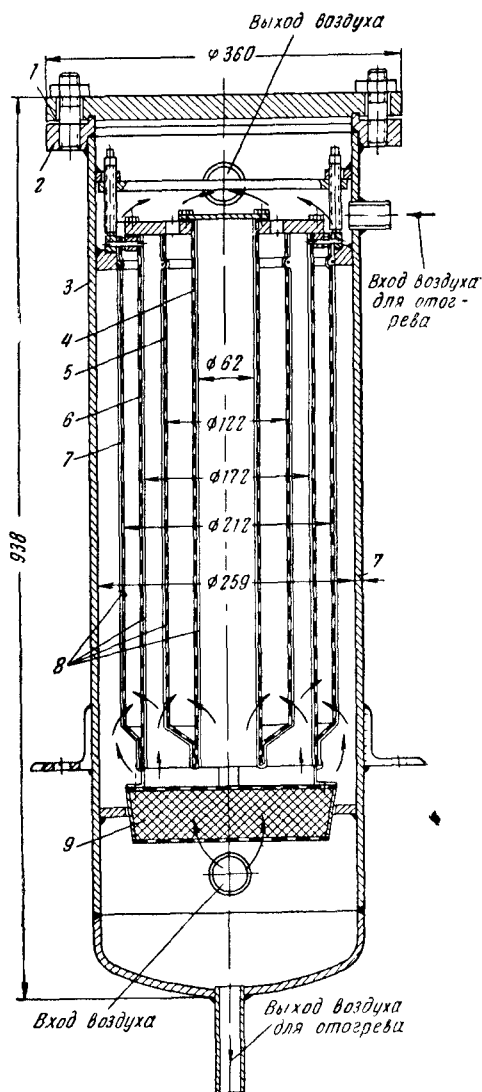


Рис. III-22. Фильтр детандерного воздуха: 1—крышка; 2—фланец; 3—корпус; 4, 5, 6—перфорированные стаканы; 7—фильтрующая ткань; 8—дннще; 9—кольца Рашига

Остатки тумана и уносимая воздухом пыль силикагеля задерживаются керамическим фильтром 4, из которого воздух выходит через штуцер 3.

Хорошо очищается воздух от масла в пенных аппаратах, но их применение требует дополнительной установки надежных сепараторов для отделения капельной влаги, уносимой воздухом из этих аппаратов в большом количестве. Использование пен-

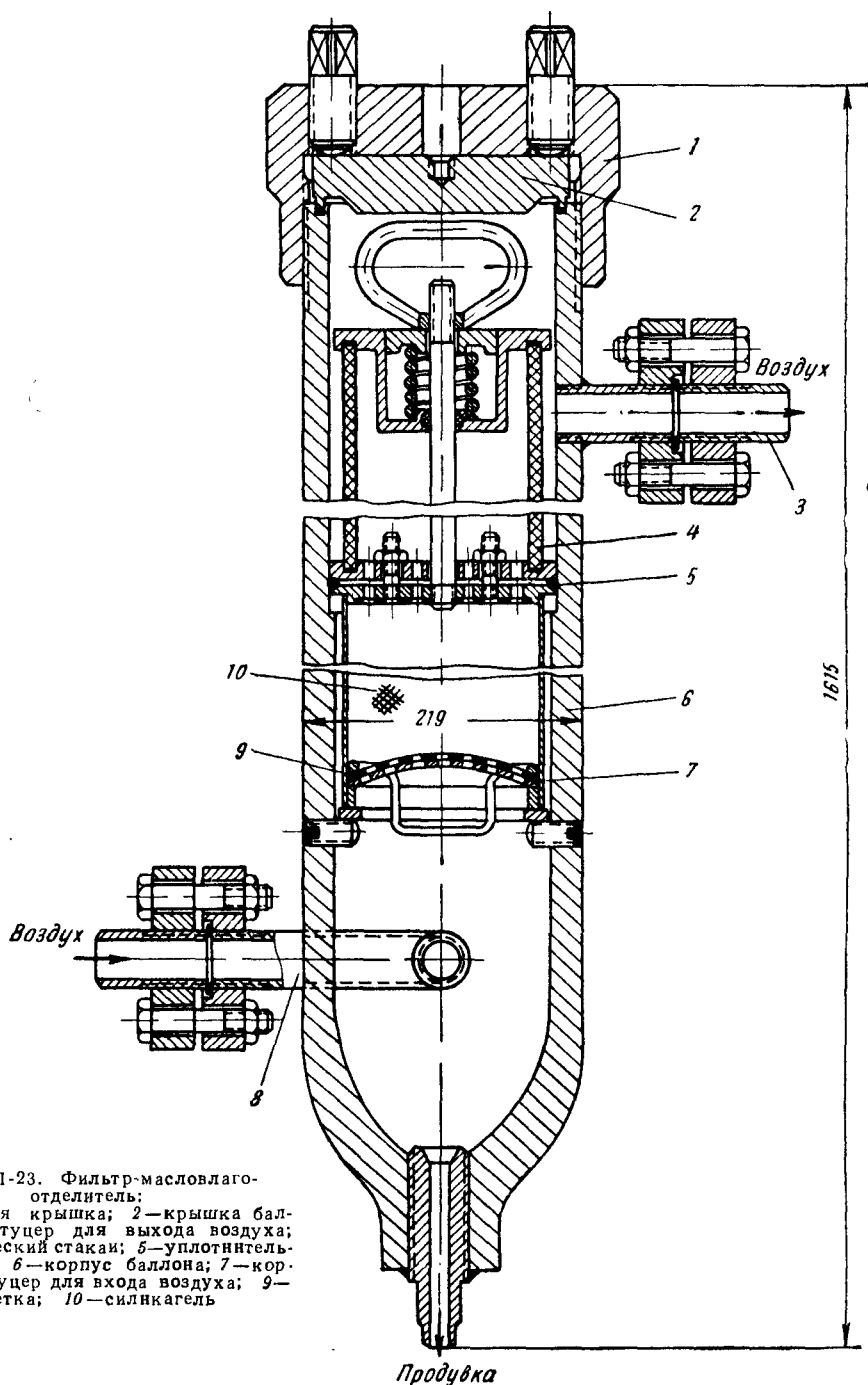


Рис. III-23. Фильтр-маслоотделитель;

1—наружная крышка; 2—крышка баллона; 3—штуцер для выхода воздуха; 4—керамический стакан; 5—уплотнительное кольцо; 6—корпус баллона; 7—корзина; 8—штуцер для входа воздуха; 9—решетка; 10—силнагель

ных аппаратов целесообразно в том случае, когда они одновременно служат для водо-испарительного охлаждения воздуха.

Скорость газа в свободном сечении пенных аппаратов $w \approx 1$ м/сек; расстояние между тарелками $H = 150$ мм (для дырчатых

тарелок); диаметр отверстий 3—4 мм; отношение общей площади отверстий к площади тарелки — до 0,2; количество тарелок — не менее 15. В пенных аппаратах весьма эффективно улавливаются частицы масла размером более 5 мк.

Способы осушки воздуха

В установках низкого давления осушку осуществляют в регенераторах. В установках высокого или среднего давления применяют следующие способы:

- 1) вымораживание влаги в блоках предварительного аммиачного охлаждения или в попеременно работающих теплообменниках (вымораживателях) блока разделения воздуха.
- 2) адсорбция влаги силикагелем или активным глиноземом в блоках осушки воздуха.

В установках старых конструкций для осушки воздуха применяли химические поглотители влаги—хлористый кальций, едкий натр и едкое кали.

Эффективность осушки определяется по точке росы осушенного воздуха:

Способ осушки	Точка росы осушенного воздуха, °С
Поглощение:	
хлористым кальцием	—14
едким натром	—19
едким кали	—58
Адсорбция:	
силикагелем	—52
активным глиноземом	—64
цеолитами	—62 ÷ —70
Вымораживание:	
предварительным аммиачным охлаждением	—40
отходящим азотом и кислородом	—33 ÷ —78

Влагосодержание воздуха, соответствующее указанным точкам росы, определяют по табл. III-10 в зависимости от давления осушенного воздуха. Выше приведена теоретическая эффективность осушки. На практике результаты осушки поглощением значительно хуже указанных, что объясняется постепенным срабатыванием поглотителя. При осушке адсорбцией и вымораживанием, при правильном технологическом режиме заметного снижения эффективности осушки на практике не наблюдают. Вымораживанием в теплообменниках можно достичь любой степени осушки, однако практически нецелесообразно охлаждать воздух до температуры ниже —40 °С, так как это приводит к большим потерям холода при переключениях вымораживателей.

Наиболее эффективным, удобным в эксплуатации и наиболее широко применяемым способом осушки воздуха высокого и среднего давления является адсорбция влаги активным глиноземом. Значительно реже (только на очень крупных установках) применяют вымораживание. Химический способ (поглощение) не применяют из-за его низкой эффективности, неудобства в эксплуатации и ухудшения технико-экономических показателей работы установки.

Адсорбция влаги

Адсорбционный метод осушки воздуха основан на свойстве ряда пористых твердых тел — адсорбентов избирательно удерживать на поверхности пор газы или пары. Количество адсорбируемого вещества, по-

глощаемого единицей адсорбента, называется величиной адсорбции или активностью.

Максимальное количество газа или пара, адсорбированного единицей адсорбента к моменту достижения равновесия при данных

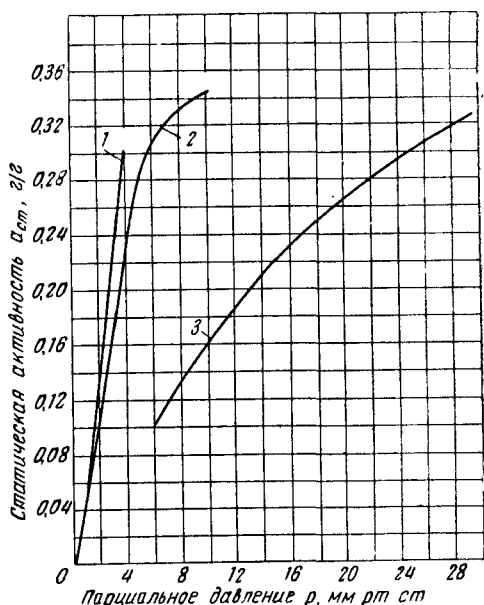


Рис. III-24. Изотермы адсорбции водяного пара на силикагеле:
1—температура 0 °С, 2—то же, 10 °С, 3—то же, 30 °С

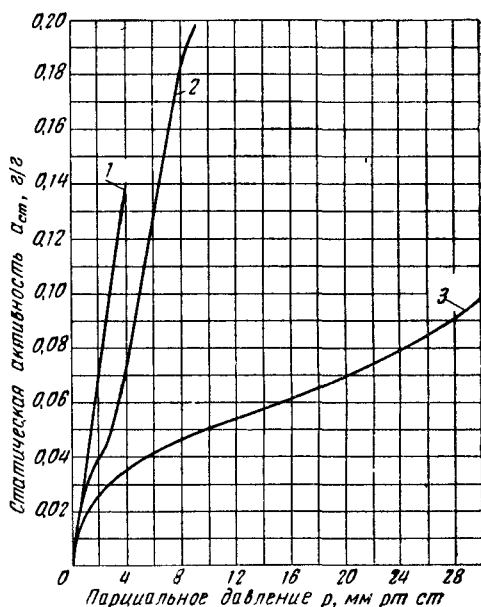


Рис. III-25. Изотермы адсорбции водяного пара на активном глиноземе:
1—температура 0 °С; 2—то же, 10 °С; 3—то же, 30 °С

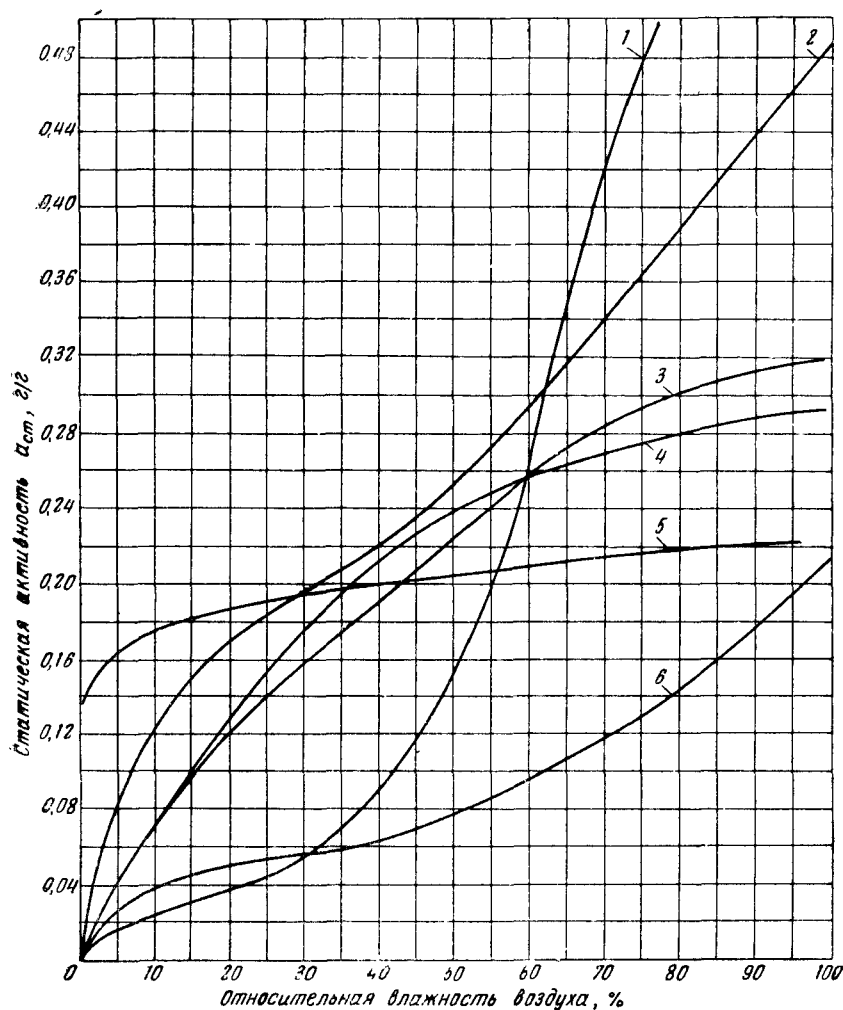


Рис. 111-26. Изотермы адсорбции водяного пара различными адсорбентами при 20 °С:

1—силикагель КСК; 2—карбогель; 3—силикагель КСМ; 4—силикагель А; 5—цеолит 5А; 6—активный глинозем

температуре, давлении и концентрациях, называется статической активностью.

Зависимость статической активности от парциального давления адсорбируемого вещества в газе при данной температуре выражают изотермой адсорбции. (рис. III-24 и III-25) [42].

На рис. III-26 показана статическая активность различных адсорбентов в зависимости от относительной влажности воздуха.

При прохождении потока воздуха через адсорбент слои адсорбента последовательно насыщаются влагой. Длину слоя адсорбента, после которой воздух выходит осушенным, называют длиной работающего слоя. По мере продолжения процесса адсорбции длина работающего слоя будет увеличиваться и в какой-то момент времени достигнет полной длины ад-

сорбента в адсорбере. После этого воздух начнет выходить из адсорбера неполностью осушенным.

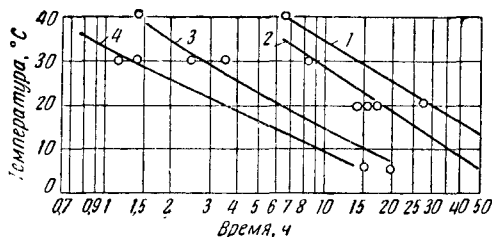


Рис. 111-27. Зависимость времени защитного действия активного глинозема при длине слоя 100 см от температуры и скорости воздуха (по данным ВНИИКИМаша):

1— $w = 0,3$ л/(мин·см²); 2— $w = 0,5$ л/(мин·см²); 3— $w = 1$ л/(мин·см²); 4— $w = 1,5$ л/(мин·см²)

Время θ от начала адсорбции до начала роста концентрации водяного пара в осушенном воздухе называется временем защитного действия (рис. III-27—III-30). Время защитного действия — одна из основных величин, характеризующих качество процесса осушки.

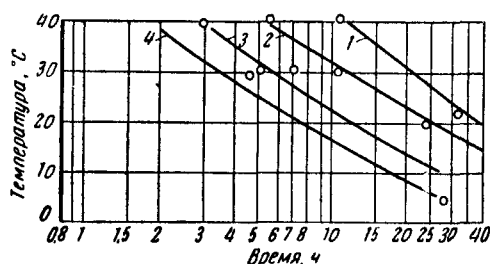


Рис. III-28. Зависимость времени защитного действия активного глинозема от температуры и скорости воздуха при длине слоя 150 см (по данным ВНИИКИМАШа):

1— $w = 0,3$ л/(мин·см²); 2— $w = 0,5$ л/(мин·см²);
3— $w = 1$ л/(мин·см²); 4— $w = 1,5$ л/(мин·см²)

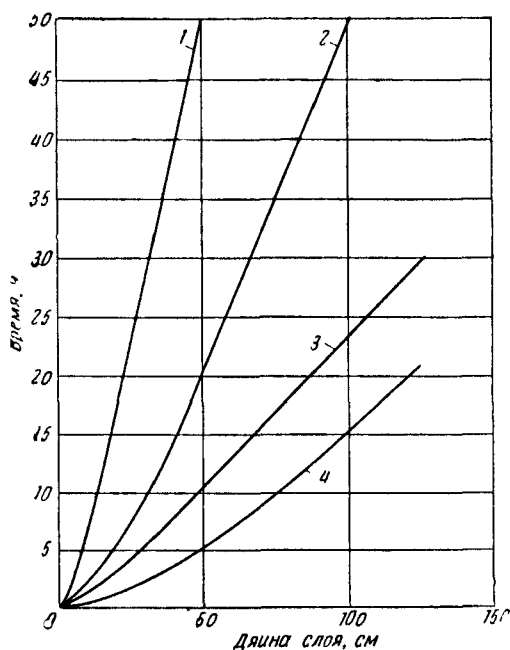


Рис. III-29. Зависимость времени защитного действия активного глинозема от длины слоя и скорости воздуха при температуре +5 °C (по данным ВНИИКИМАШа):

1— $w = 0,2$ л/(мин·см²); 2— $w = 0,5$ л/(мин·см²);
3— $w = 1$ л/(мин·см²); 4— $w = 1,5$ л/(мин·см²)

На рис. III-31 дана объединенная диаграмма зависимости времени защитного действия от отношения $\frac{G}{V}$ для различных температур.

При этом

$$G = FL\rho \text{ кг,}$$

где G — масса адсорбента, кг;
 F — площадь сечения адсорбера, м²;
 L — длина слоя адсорбента, м;
 ρ — объемная масса адсорбента, кг/м³;
 V — количество осушаемого воздуха, $V = Fw \cdot 60$ м³/мин;
 w — скорость воздушного потока, м/сек*.

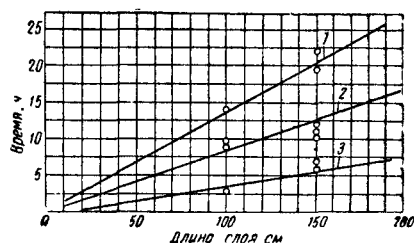


Рис. III-30. Зависимость времени защитного действия активного глинозема от длины слоя и скорости воздуха при температуре +30 °C (по данным ВНИИКИМАШа):

1— $w = 0,3$ л/(мин·см²); 2— $w = 0,5$ л/(мин·см²);
3— $w = 1$ л/(мин·см²)

Процесс адсорбции протекает экзотермически. Выделяющаяся теплота адсорбции также влияет на эффективность осушки.

Величина теплоты адсорбции находится в сложной зависимости от физической структуры адсорбента и адсорбируемого вещества, температуры процесса, концентрации адсорбируемого вещества в адсорбенте и газовом потоке. В среднем теплота адсорбции примерно равна теплоте конденсации.

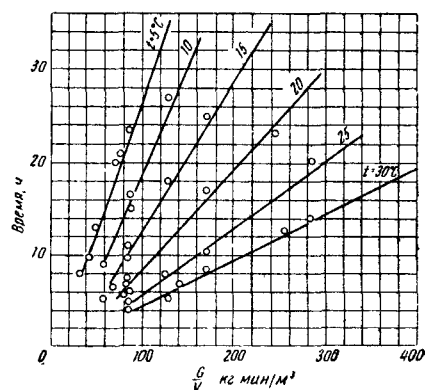


Рис. III-31. Зависимость времени защитного действия активного глинозема от отношения $\frac{G}{V}$

Для адсорбции водяного пара на активном глиноземе и силикагеле в области невысоких температур.

* Скорость воздуха берется в рабочих условиях и относится к полному сечению адсорбера.

ких температур, при которых обычно работают блоки осушки, теплота адсорбции превышает теплоту конденсации на величину, равную теплоте смачивания (рис. III-32).

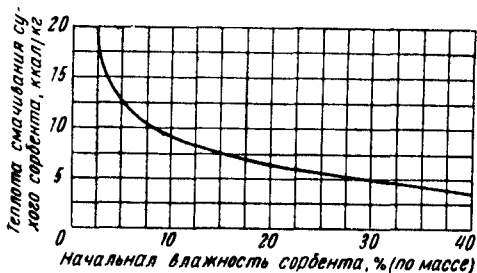


Рис. III-32. Теплота смачивания активного глинозема в зависимости от насыщения (влажности) сорбента (по данным ВНИИКИМАШа)

Теплота конденсации водяных паров в зависимости от температуры приведена ниже.

Температура °С	Теплота конденсации ккал/кг	Температура °С	Теплота конденсации ккал/кг
0	597,2	40	574,7
10	591,6	50	569
20	586	60	563,3
30	580,4		

Тепло адсорбции расходуется на нагревание адсорбента, осушаемого воздуха, металла адсорбера и изоляции.

При адсорбции водяных паров из воздуха активным глиноземом скорость теплового фронта обычно выше скорости адсорбционного фронта. Поэтому наблюдается заметное нагревание адсорбента, что приводит к снижению величины адсорбции.

Эффективность осушки воздуха зависит от статической активности адсорбента по отношению к парам воды при данной температуре; кинетического коэффициента, определяющего скорость адсорбции; скорости воздуха и длины слоя адсорбента, определяющих время соприкосновения воздуха с адсорбентом; соотношения скоростей адсорбционного и теплового фронтов, определяющего условия нагревания адсорбента.

Величину адсорбции, достигаемую в практических условиях с учетом указанных факторов, измеряют динамическим методом, под которым понимают количество газа или пара, поглощаемого единицей массы адсорбента в слое данной длины из газового потока определенной концентрации при данной скорости и температуре газа до момента проскока, т. е. до начала роста концентрации водяного пара в воздухе за слоем адсорбента. Отношение динамической активности к статической, характеризующее степень использования статической емкости сорбента, можно вычислить по экспериментально полученным величинам времени защитного действия, по формуле

$$\eta = \frac{a_{\text{дин}}}{a_{\text{ст}}} = \frac{C_0 V \theta \cdot 60}{a_{\text{ст}} F L \rho \cdot 10^3}, \quad (\text{III-52})$$

где C_0 — начальная концентрация паров воды в воздухе, г/м³;
 θ — время защитного действия адсорбента, ч;
 $a_{\text{дин}}, a_{\text{ст}}$ — динамическая и статическая активность сорбента, кг/кг.

В среднем для температур воздуха от 0 до 20 °С при отношениях $\frac{G}{V}$ от 20 до 100 кг·мин/м³ можно принимать $\eta = 0,5$. При больших температурах величина η уменьшается, а при больших $\frac{G}{V}$ увеличивается.

На рис. III-33 приведены опытные данные ВНИИКИМАШа по динамической активности активного глинозема в зависимости

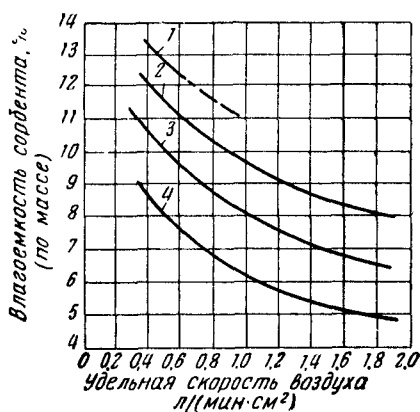


Рис. III-33. Влагоемкость активного глинозема в динамических условиях при длине слоя 100 см:

1—10 °С; 2—20 °С; 3—30 °С; 4—40 °С

от температуры и скорости воздуха при длине слоя адсорбента 100 см.

Наличие в воздухе капельной влаги и масла снижает время защитного действия и динамическую активность сорбента по отношению к парам воды.

Регенерация адсорбента

Адсорбировать влагу на одном и том же адсорбенте можно только в пределах времени защитного действия. Для восстановления осушающей способности насыщенного влагой адсорбента его регенерируют нагретым газом. Для этого обычно используют азот или воздух, подогретые в электроподогревателе.

Скорость регенерации определяется в первую очередь количеством регенерирующего газа. По данным ВНИИКИМАШа, для интенсивной регенерации скорость греющего газа (в пересчете на температуру 20 °С должна составлять 1—2 л/(мин·см²).

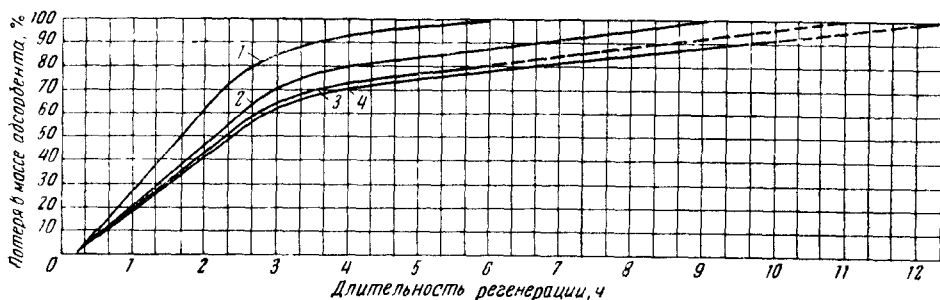


Рис. III-34. Регенерация активного глинозема при температуре регенирующего газа: 1—340 °С; 2—260 °С; 3—220 °С; 4—180 °С. Скорость регенирующего газа (отношенная к 20 °С) равна 1,2 л/(мин·см²)

Для скорости газа 1,2 л/(мин·см²) на рис. III-34 приведены кривые регенерации активного глинозема при различных температурах греющего газа. На оси ординат отложена потеря в массе адсорбента в процентах от полного количества адсорбированной влаги; Из рис. III-34 видно, что практически приемлемое время регенерации можно получить при температуре регенирующего газа не ниже 260 °С. При столь высокой температуре относительная влажность регенирующего газа сильно уменьшается и остается незначительной даже в том случае, если влажность газа перед подогревателем равна 100%. Поэтому влажность газа, поступающего в подогреватель, практически не влияет на скорость десорбции основного количества влаги и сказывается только на скорости десорбции последних 15% влаги. Поскольку в промышленных условиях регенерацию обычно не доводят до 100%-ной десорбции влаги, можно при отсутствии сухого азота или воздуха применять для регенерации влажный воздух без ухудшения результатов регенерации. Последующее охлаждение сорбента необходимо проводить обязательно сухим газом.

Гидравлическое сопротивление адсорбента

Эффективность регенерации адсорбента увеличивается при возрастании скорости регенирующего газа. Однако слишком большие скорости вызывают опасность разрушения зерен адсорбента и большие гидравлические сопротивления. Последнее обстоятельство имеет особенно важное значение при регенерации азотом, так как повышение давления отходящего азота влечет за собой увеличение удельного расхода электроэнергии на получение кислорода. Поэтому важно правильно рассчитать гидравлическое сопротивление адсорбента и

выбрать оптимальную скорость регенирующего газа.

Гидравлическое сопротивление адсорбента определяют по формуле ВНИИКИМАША

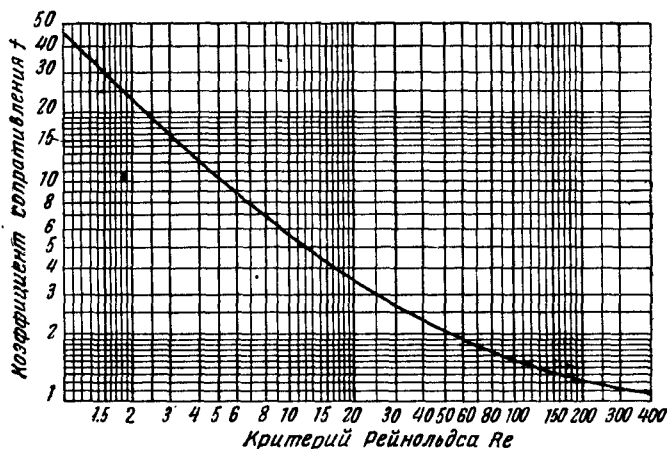


Рис. III-35. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления адсорбентов от критерия Рейнольдса

$$\Delta p = \frac{2f\rho Lw^2}{9,8d_s\epsilon^2} \text{ кг/м}^2, \quad (\text{III-53})$$

где Δp — потеря давления, кг/м²;
 f — коэффициент сопротивления;
 ρ — плотность газа, кг/м³;
 L — длина слоя адсорбента м;
 d_s — эквивалентный (гидравлический) диаметр каналов между зёрнами, м;
 w — скорость газа по всему сечению адсорбера, в рабочих условиях, м/сек;
 ϵ — пористость слоя адсорбента, м³/м³
 Коэффициент сопротивления зависит от критерия Рейнольдса (рис. III-35).
 Критерий Рейнольдса определяют по формуле

$$Re = \frac{wd_s}{\epsilon\nu}, \quad (\text{III-54})$$

где ν — кинематическая вязкость газа, м²/сек.

Величины пористости слоя адсорбента и эквивалентного диаметра каналов между зернами приведены в табл. III-11.

ТАБЛИЦА III-11. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АДОРБЕНТОВ ДЛЯ ОСУШКИ ВОЗДУХА

Показатели	Активный глинозем	Силикагель КСМ
Пористость слоя, % . . .	50	49
Эквивалентный (гидравлический) диаметр каналов, мк	1310	1370
Коэффициент теплопроводности, ккал/(м·ч·град)	0,06	—
Теплоемкость, ккал/(кг·град) . . .	0,25	—

Характеристика адсорбентов

В качестве адсорбента в блоках осушки воздуха обычно применяют активный глинозем (ТУ ГХП № 65—53) и силикагель КСМ (ГОСТ 3956—54).

По влагоемкости силикагель превосходит активный глинозем, но дает меньшую степень осушки. Другим недостатком силикагеля является склонность к растрескиванию при попадании на него капельной влаги.

В последние годы найдены новые высокоэффективные адсорбенты типа цеолитов, которые превосходят силикагель и активный глинозем по статической активности при низких парциальных давлениях паров воды, т. е. позволяют осуществлять более глубокую осушку воздуха (рис. III-36).

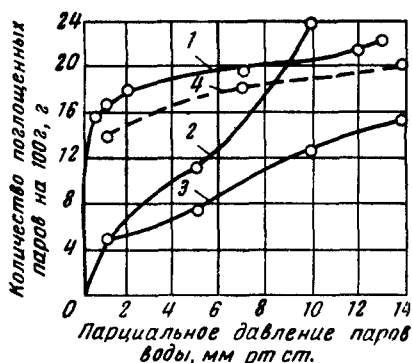


Рис. III-36. Сравнение статической активности сорбентов:

1 — цеолит 5А; 2 — силикагель; 3 — активный глинозем; 4 — динамическая активность цеолита 5А

Другим преимуществом цеолита является не столь резкое снижение адсорбционной емкости с повышением температуры, как у других адсорбентов, поэтому динамиче-

ская активность цеолита близка к статической ($\frac{a_{\text{дин}}}{a_{\text{ст}}} = 0,85—0,9$).

ВНИИКИМАШем проведены работы по изучению цеолитов применительно к требованиям кислородной промышленности.

Динамическая активность цеолитов по парам воды при проскоковой концентрации, отвечающей точке росы не выше -70°C , при температуре $20—25^{\circ}\text{C}$ и скорости воздуха $1,2 \text{ л/(мин·см}^2\text{)}$ должна быть не менее величин, указанных ниже [50]:

Марка цеолита	Динамическая активность цеолитов, мг/г, сухого адсорбента
NaA	140
CaA	120
NaX	160
CaX	150

Схема адсорбционного блока осушки

Схема адсорбционного блока осушки представлена на рис. III-37.

Сжатый воздух проходит влагоотделитель 8 для очистки от капельной влаги и поступает в один из двух попеременно работающих адсорберов 1. Затем воздух через фильтр 10, в котором задерживается уносимая воздухом пыль адсорбента, выходит из блока осушки.

По мере насыщения адсорбента влагой через определенное время переключают поток осушаемого воздуха на второй адсорбер, а первый включают на регенерацию.

Регенерирующий газ (азот) через диафрагму 2 поступает в электроподогреватель 9. Дифманометр 4 измеряет расход регенерирующего газа; реле расхода 3 служит для отключения электроподогревателя 9 в случае снижения расхода регенерирующего газа ниже установленного предела. Нагретый регенерирующий газ проходит через адсорбер и выбрасывается в атмосферу.

Для контроля и регулирования температуры процесса регенерации служат контактные термометры 5 и 6. Термометр 6 регулирует температуру на выходе из электроподогревателя, которую поддерживают в пределах $260—280^{\circ}\text{C}^*$. При температуре выше 280°C электроподогреватель выключается, а при температуре ниже 260°C включается. Окончание регенерации устанавливается контактным термометром 5 по температуре регенерирующего газа на выходе из адсорбера. При температуре на выходе $+80^{\circ}\text{C}$ количество десорбированной влаги составляет примерно 75%. После отключения электроподогревателя температура выходящего газа еще некоторое время повышается в результате переноса тепла от первых слоев ад-

* Температура указана для активного глинозема. Для силикагеля температура регенерации $\approx 180—200^{\circ}\text{C}$.

сорбента к последним. При этом выносятся дополнительное количество влаги, что обеспечивает достаточную степень регенерации адсорбента

При температуре на выходе $+80^{\circ}\text{C}$ контактный термометр 5 отключает электропо-

догреватель и начинается охлаждение адсорбента тем же газом, который используется для регенерации. Количество охлаждающего газа может быть вдвое больше, чем при регенерации, что соответствует примерно той же объемной скорости.

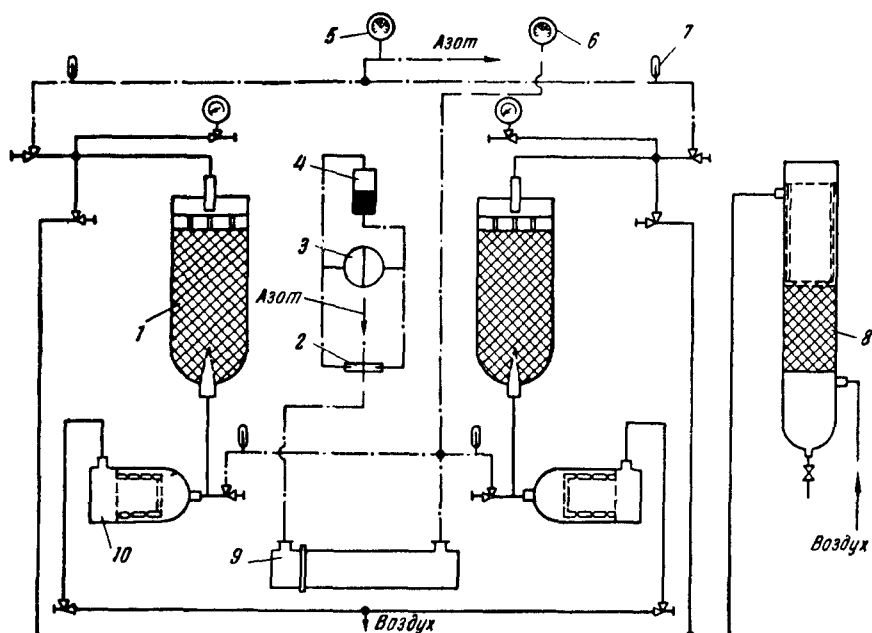


Рис. 111-37. Схема адсорбционного блока осушки воздуха;
1—адсорбер; 2—диафрагма; 3—реле расхода (электродиафрагма); 4—дифманометр;
5, 6—электроконтактные термометры; 7—ртутный термометр; 8—влагоотделитель;
9—электроподогреватель; 10—фильтр

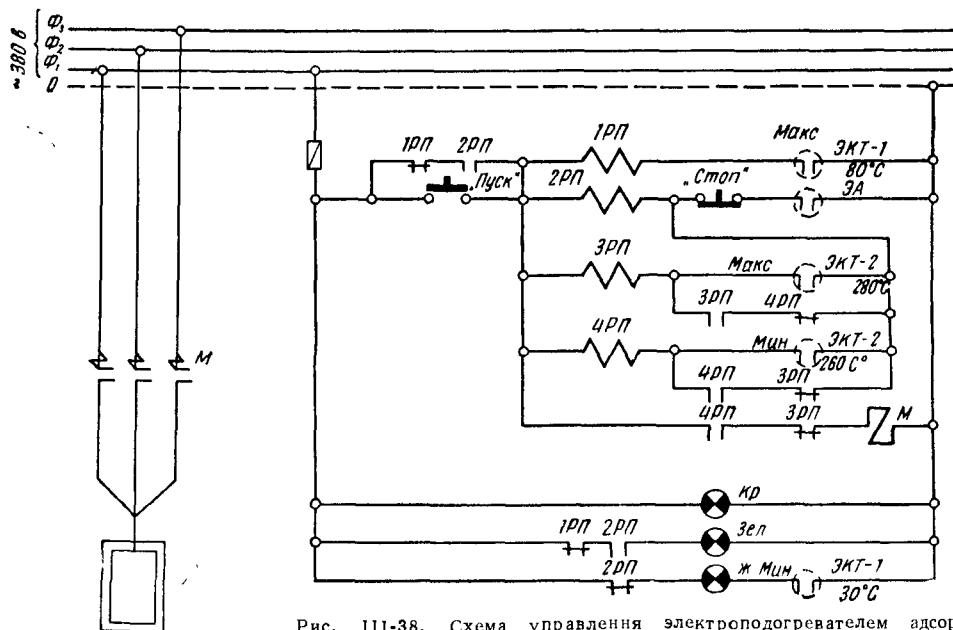


Рис. 111-38. Схема управления электроподогревателем адсорбционного блока осушки

Охлаждение продолжается до 30 °С (на выходе газа).

На рис. III-37 изображена схема с противоточным движением осушаемого и регенерирующего газов. Некоторые блоки осушки проектируют по прямоточной схеме (осушаемый воздух и регенерирующий газ движутся через адсорбер в одном и том же направлении). При применении противоточной схемы обеспечивается более полная регенерация адсорбента, а следовательно, и более эффективное его использование. Применяя прямоточную схему, уменьшают истирание сорбента.

Схема управления электроподогревателем блока осушки показана на рис. III-38.

Для включения электроподогревателя служит кнопка «пуск», включающая промежуточное блокировочное реле 2РП и реле напряжения 4РП. Регулирование температуры газа после электроподогревателя производится термометром ЭКТ-2, имеющим два контакта «макс» и «мин». Контакт «макс» включает реле 3РП, разрывающее цепи реле 4РП и катушки магнитного пускателя, а контакт «мин» вновь их включает.

По окончании регенерации контакт «макс» термометра ЭКТ-1 с помощью реле 1РП разомкнет цепь блокировки кнопки «пуск». Электроподогреватель выключится, и следующее включение его можно будет произвести только новым нажатием кнопки «пуск» после снижения температуры газа на выходе из блока осушки ниже 80 °С.

Принудительное выключение электроподогревателя производится кнопкой «стоп», разрывающей цепь реле 2РП. Аналогичное действие производит реле расхода, контакт которого ЭД размыкается при уменьшении расхода газа.

На шите управления электроподогревателем установлены три лампы. При подаче напряжения на шит загорается красная лампа. При включении кнопки «пуск» загорается зеленая лампа. По окончании процесса регенерации гаснет зеленая, а по окончании процесса охлаждения загорается желтая лампа.

Конструкция аппаратов блока осушки

Корпус адсорбера 5 (рис. III-39) изготовлен из стального одноголового баллона. Уплотнение между крышкой и корпусом осуществляют медным кольцом 6, которое прижимается конической поверхностью А крышки 7 к корпусу 5 и ввинченному в корпус кольцу 4. Первоначально крышку поджимают болтами 3, дальнейшее уплотнение обеспечивают давлением воздуха в адсорбере. Отжимные болты 1 служат для разборки соединения. Снизу корпус заканчивается горловиной с фланцем 14, к которому крепят фланец 15 с патрубком 13, входящим внутрь адсорбера. Патрубок заканчивается перфорированным конусом, обтянутым сет-

кой, на которую надевают наружный перфорированный конус 12. Слой адсорбента прижимают кольцом 9 с решеткой 10 при помощи груза 8.

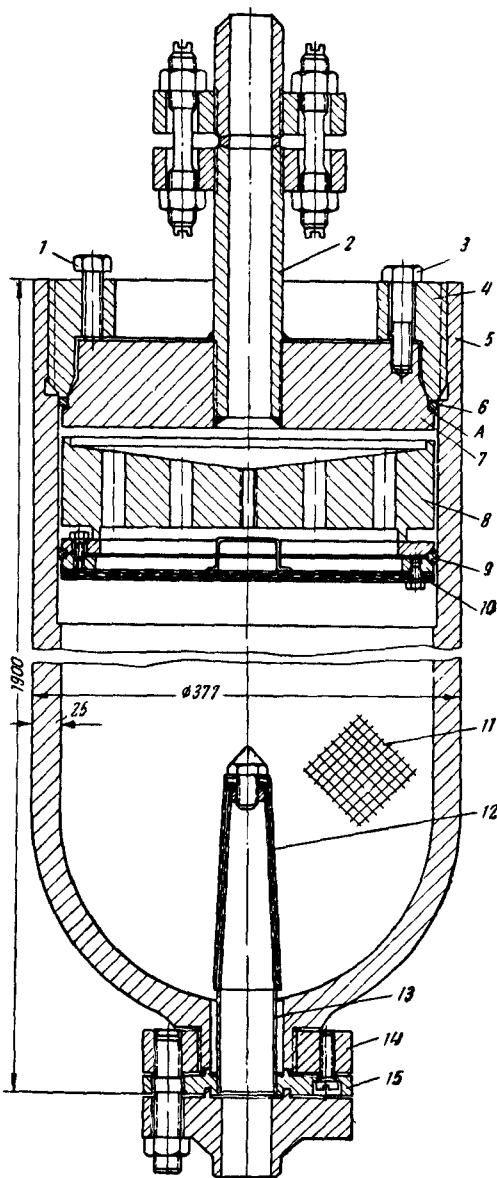


Рис. III-39. Адсорбер

Фильтр для пыли показан на рис. III-40. В схемах с прямоточным движением воздуха и азота в фильтрах применяют стаканы из пористой керамики.

Войлочные фильтры удобнее в эксплуатации, оказывают меньшее сопротивление газовому потоку и легче очищаются от пыли, но через них нельзя пропускать горючие газы.

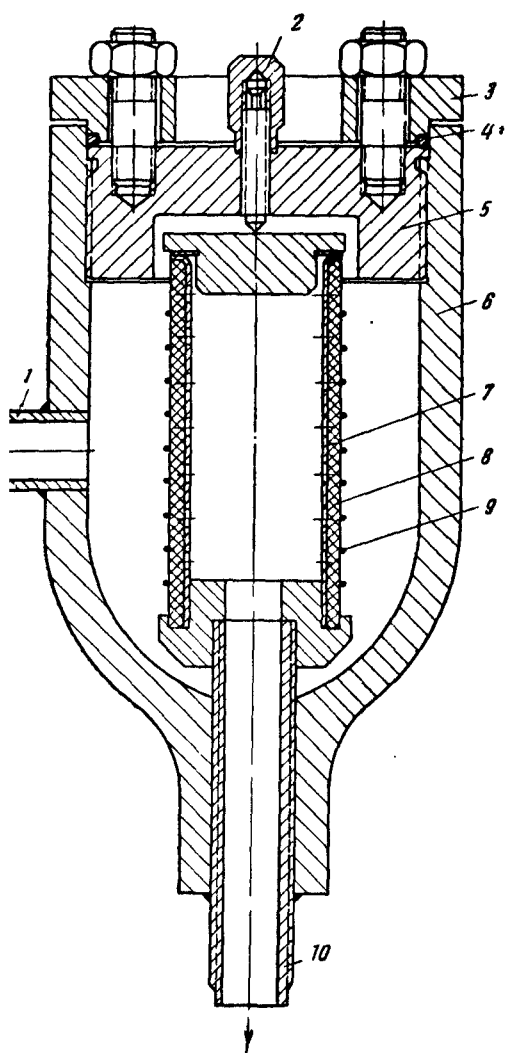


Рис. III-40. Фильтр для пыли:

1—штуцер; 2—винт с колпачковой гайкой; 3—фланец; 4—медное кольцо; 5—крышка; 6—корпус; 7—перфорированный стакан; 8—фильтрующая ткань; 9—проволока; 10—выходной штуцер

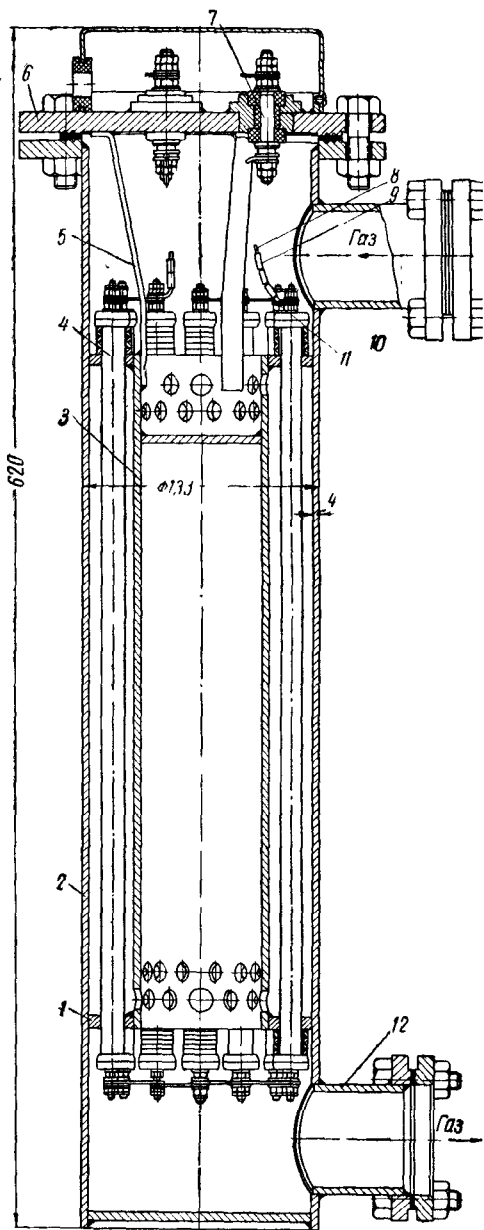


Рис. III-41. Электроподогреватель

Электроподогреватель (рис. III-41) состоит из корпуса 2, в который вставляется сердечник 3 с направляющими фланцами 1. В фланцах закреплены трубчатые нагревательные элементы 4 типа ЭТ. Сердечник при помощи лап 5 подвешивается к крышке 6, в которой закреплены токоподводящие шпильки 7. Шинами 11 нагревательные элементы соединяют тремя группами в «звезду» и подключают проводами 8, изолированными бусами 9, к токоподводящим шпилькам.

Регенерирующий газ входит в электроподогреватель через штуцер 10, затем через верхние отверстия в сердечнике поступает в кольцевое пространство между сердечником и корпусом, нагревается и выходит через нижние отверстия в сердечнике и штуцер 12. Кольцевое пространство между сердечником и корпусом выбирают так, чтобы обеспечить скорость газа, достаточную для теплопередачи от нагревательных элементов.

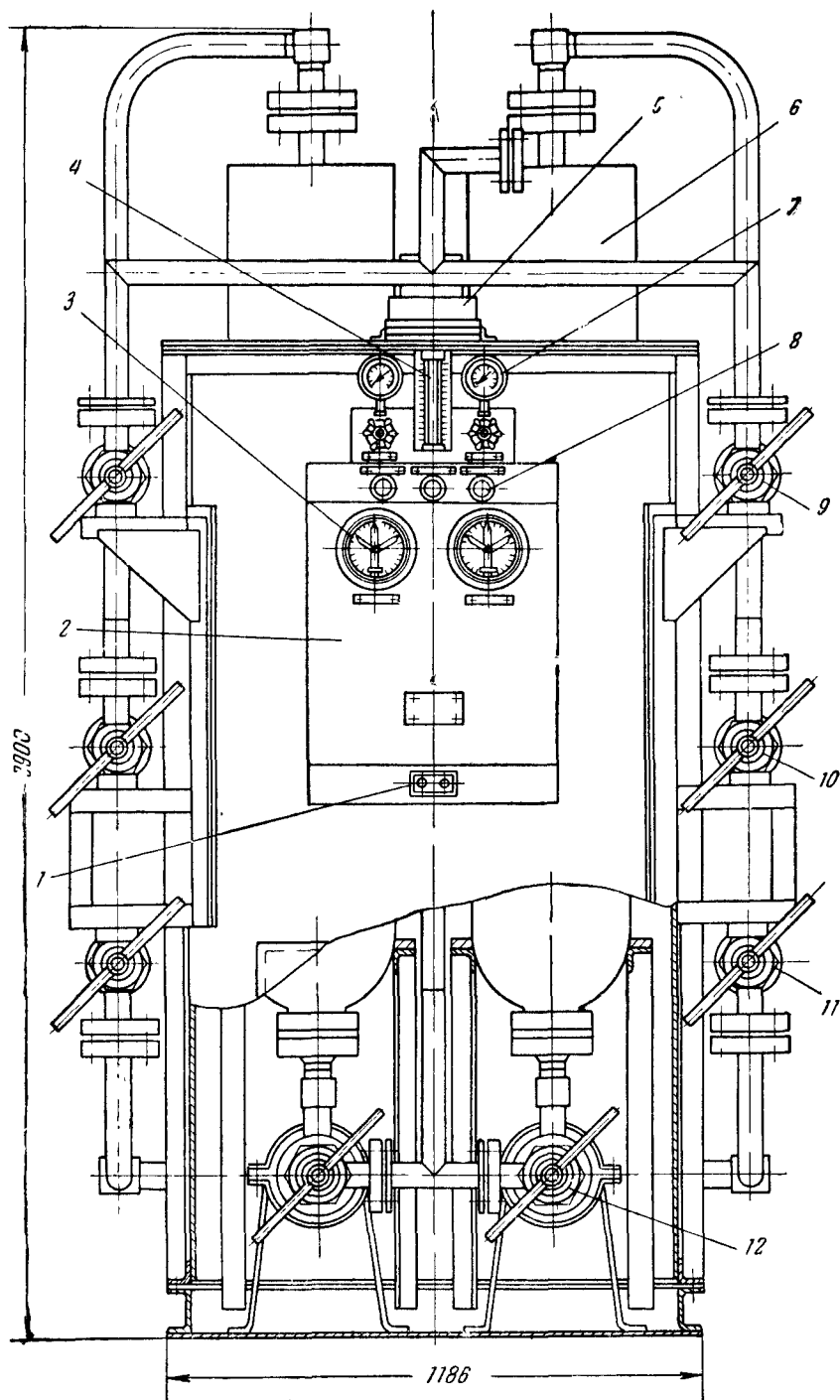


Рис. III-42. Блок осушки производительностью 14,3 м³/ч сжатого воздуха: 1—кнопка управления электроподогревателем; 2—щит управления; 3—электроконтактный термометр; 4—дифманометр расхода азота; 5—электроподогреватель; 6—адсорбер; 7—манометр давления в адсорбере; 8—сигнальная лампа; 9—вентиль выхода азота из адсорбера; 10—вентиль входа воздуха в адсорбер; 11—вентиль выхода воздуха из фильтра; 12—вентиль входа азота в адсорбер

ТАБЛИЦА III-12. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ БЛОКОВ ОСУШКИ* РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Показатели	I	II	III	IV	V	VI	VII
Максимальное избыточное давление осушаемого воздуха, кг/см^2	70	70	200	200	200	200	200
Производительность по сжатому воздуху, $\text{м}^3/\text{ч}$	14,3	34,3	0,5	1	2	4	7
Количество осушаемого воздуха (при 0°C и 760 мм рт. ст.), $\text{м}^3/\text{ч}$	1000	2400	100	200	400	800	1400
Количество адсорберов	4	—	2	2	2	2	2
Наружный диаметр $\times$ толщина стенки баллона адсорбера, мм	377×25	—	140×16	219×22	219×22	377×25	377×21
Высота слоя адсорбента, мм	1460	—	750—950	1000	1000	1460	1240
Общая масса активного глинозема, кг	400	—	20	48	48	200	270
Количество азота для регенерации (при 0°C и 760 мм рт. ст.), $\text{м}^3/\text{ч}$	80	—	15—17	30	30	40	40
Мощность электроподогревателя, кВт	13,2	—	1,8	4,5	4,5	9,6	9,6
Масса блока осушки, кг	4935	—	380	870	870	3440	2350

* По проекту типажа, разработанному ВНИИКИМашем.

Характеристика блоков осушки приведена в табл. III-12.

Блок осушки производительностью $14,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ сжатого воздуха изображен на рис. III-42.

Расчет блока осушки

Расчет процесса адсорбции

1. Исходные данные: количество, давление и температура осушаемого воздуха. Относительную влажность воздуха принимает равной 100%.

2. По табл. III-10 определяют количество влаги в осушаемом воздухе. Предварительно выбирают время периода между переключением адсорберов (время полуцикла работы блока осушки), которое обычно = 8—12 ч.

3. Задаются величиной динамической активности адсорбента. При отсутствии опытных данных можно принять для активного глинозема $a_{\text{дин}} = 0,1 \text{ кг/кг}$, что соответствует примерно $\frac{a_{\text{дин}}}{a_{\text{ст}}} = 0,5$.

4. Необходимое количество адсорбента

$$G = \frac{V_{\text{рв}} \tau}{a_{\text{дин}}} \text{ кг}, \quad (\text{III-55})$$

где G — количество адсорбента, одновременно участвующего в процессе адсорбции, кг;

V — количество осушаемого воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха при условиях, указанных в п. 1, кг/м^3 ;

x — влагосодержание воздуха, определенное по табл. III-10, кг/кг ;

τ — время между переключениями адсорберов, ч.

5. Определяют требуемый диаметр адсорберов, принимая скорость воздуха, отнесенную ко всему сечению адсорбера, равной $0,15—0,3 \text{ л/(мин.см}^2\text{)}$.

6. По площади сечения насадочной части F и количеству адсорбента G определяют длину слоя адсорбента L .

7. По графикам рис. III-27—III-31 определяют время защитного действия θ . Проверяют запас защитного действия $\frac{\theta}{\tau}$. Реко-

мендуемая величина $\frac{\theta}{\tau} = 2,5—3$. Необходимость запаса защитного действия вызвана: неполнотой регенерации; невозможностью доведения процесса адсорбции до полного насыщения адсорбента; нагреванием адсорбента в процессе адсорбции; возможностью попадания капельной влаги и масла. Если полученная величина запаса защитного действия недостаточна, то размеры адсорберов нужно увеличить.

Расчет
процесса регенерации

8. Выбирают время процесса регенерации τ' с таким расчетом, чтобы остающееся время $\tau - \tau'$ было достаточным для охлаждения адсорбента. Аналитический расчет времени охлаждения затруднен вследствие недостатка данных по теплопередаче между адсорбентом и газом в условиях нестационарного процесса. Обычно пользуются опытными данными либо принимают

$$\tau' = \frac{\tau}{2}.$$

9. Определяют ориентировочное количество регенирующего газа из расчета выноса всей адсорбированной влаги:

$$V_{\text{рег}} = 1,2 \frac{V_{\text{рвх}} \tau}{x' \tau'} \cdot 1000 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (\text{III-56})$$

где x' — влагосодержание регенирующего газа на выходе, $\text{г}/\text{м}^3$.

Поскольку температура регенирующего газа на выходе начинает повышаться только перед концом регенерации, ее можно принять равной температуре осушаемого воздуха. Влагосодержание регенирующего газа при этой температуре определяют по табл. III-9. Коэффициент 1,2 учитывает, что в первый период регенерации регенирующий газ уходит не насыщенным влагой.

10. Проверяют количество регенирующего газа по тепловому балансу процесса регенерации:

$$V_{\text{рег}} \rho c_p (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}) \tau' = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (\text{III-57})$$

где c_p — теплоемкость регенирующего газа, $\text{ккал}/(\text{кг град})$;

ρ — плотность регенирующего газа, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$t_{\text{вх}}$ — температура регенирующего газа на входе в адсорбер, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{вых}}$ — средняя температура регенирующего газа на выходе из адсорбера, $^{\circ}\text{C}$;

Q_1 — количество тепла, затрачиваемое на нагревание адсорберов и коммуникаций

$$Q_1 = \Sigma G_{\text{мет}} c_{\text{мет}} \Delta t_{\text{мет}} \text{ ккал};$$

$G_{\text{мет}}, c_{\text{мет}}, \Delta t_{\text{мет}}$ — массы, теплоемкости и разности температур соответствующих частей блока осушки;

Q_2 — количество тепла, затрачиваемое на нагревание адсорбента, $Q_2 = G c_a \Delta t_a$ — ккал;

c_a — теплоемкость адсорбента, $\text{ккал}/(\text{кг град})$;

Δt_a — разность средних температур адсорбента в конце и начале регенерации, град;

Q_3 — количество тепла, затрачиваемое на десорбцию влаги, ккал;

$$Q_3 = V_{\text{рвх}} x' \tau';$$

ϵ_1 — теплота десорбции, которую можно принять равной теплоте испарения, ккал/кг;

Q_4 — количество тепла на нагрев изоляции, $Q_4 = G_{\text{из}} c_{\text{из}} \Delta t_{\text{из}} \text{ ккал}$;

Q_5 — потери тепла в окружающую среду, $Q_5 \approx 0,2(Q_1 + Q_2 + Q_4) \text{ ккал}$.

Если левая часть уравнения (III-57) меньше правой, увеличивают $V_{\text{рег}}$ или τ' .

¹ Ввиду низкой теплопроводности в расчет следует вводить примерно 20% всей изоляции блока осушки, считая, что это количество нагревается от температуры осушаемого воздуха до $\sim 120^{\circ}\text{C}$.

11. Проверяют скорость регенирующего газа, отнесенную к 20°C :

$$w_{\text{рег}} = \frac{V_{\text{рег}}}{600 \frac{\pi D^2}{4} n} \times \frac{293}{273 + t_{\text{в}}}, \text{ л}/(\text{мин} \cdot \text{см}^2), \quad (\text{III-58})$$

где D — диаметр адсорбера, м;

n — количество одновременно регенируемых адсорберов;

$t_{\text{в}}$ — температура осушаемого воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

12. По формуле (III-53) определяют гидравлическое сопротивление слоя адсорбента при регенерации.

При этом скорость

$$w = \frac{V_{\text{рег}}}{3600 \frac{\pi D^2}{4} n} \cdot \frac{273 + t_{\text{рег}}}{273 + t_{\text{в}}} \text{ м/сек}, \quad (\text{III-59})$$

где $t_{\text{рег}}$ — средняя температура регенирующего газа в адсорбере, которую можно принять равной

$$t_{\text{рег}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{кон}}}{2} ^{\circ}\text{C}; \quad (\text{III-60})$$

$t_{\text{кон}}$ — температура выхода регенирующего газа в конце процесса, $^{\circ}\text{C}$;

$$t_{\text{кон}} \approx 80^{\circ}\text{C}.$$

13. Определяют мощность электроподогревателя:

$$N = \frac{1,3}{860} V_{\text{рег}} \rho c_p (t_{\text{вх}} - t_{\text{нач}}) \text{ квт},$$

где 1,3 — коэффициент запаса, обеспечивающий возможность автоматического управления электроподогревателем;

$t_{\text{нач}}$ — температура регенирующего газа на входе в электроподогреватель, $^{\circ}\text{C}$.

Осушка кислорода

Согласно ГОСТ 5583—58 «Кислород газообразный технический и медицинский», содержание водяных паров в техническом и медицинском газообразном кислороде не должно превышать $0,07 \text{ г}/\text{м}^3$.

электроподогреватель служит обратный клапан 10.

Всю арматуру и трубопроводы, по которым проходит сжатый кислород, выполняют из меди и ее сплавов.

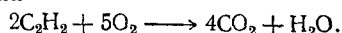
Расчет блока осушки кислорода аналогичен расчету блока осушки воздуха.

5. Аппаратура для очистки воздуха от ацетилена

Разработаны следующие способы удаления ацетилена из воздуха:

- 1) низкотемпературная адсорбция силикагелем;
- 2) каталитическое окисление кислородом воздуха;
- 3) адсорбция цеолитами при положительных температурах.

Способ каталитического окисления ацетилена разработан В. А. Ройтером в Институте физической химии АН УССР. Процесс протекает при температуре около 180 °С по реакции



В качестве катализатора применяют пиролюзит (марганцевую руду), промотированный 0,4% серебра.

При скорости воздуха 15000 л/ч на 1 л катализатора обеспечивается полная очистка воздуха от ацетилена при начальной концентрации его в воздухе до 24 см³/м³.

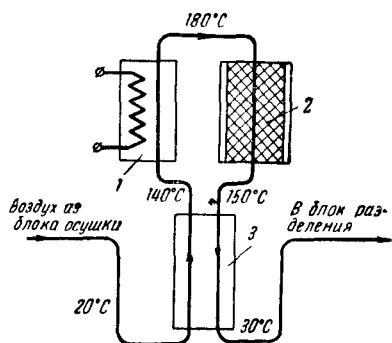


Рис. III-44. Схема каталитической очистки воздуха от ацетилена

Схема каталитической очистки воздуха от ацетилена показана на рис. III-44. Оборудование для каталитической очистки состоит из теплообменника 3, электроподогревателя 1 и заполненного катализатором реактора 2, совмещаемых в одном аппарате.

На катализатор оказывают вредное влияние пары масла, поэтому аппарат каталитической очистки следует размещать после блока осушки. Кроме ацетилена, в аппарате каталитической очистки окисляются и дру-

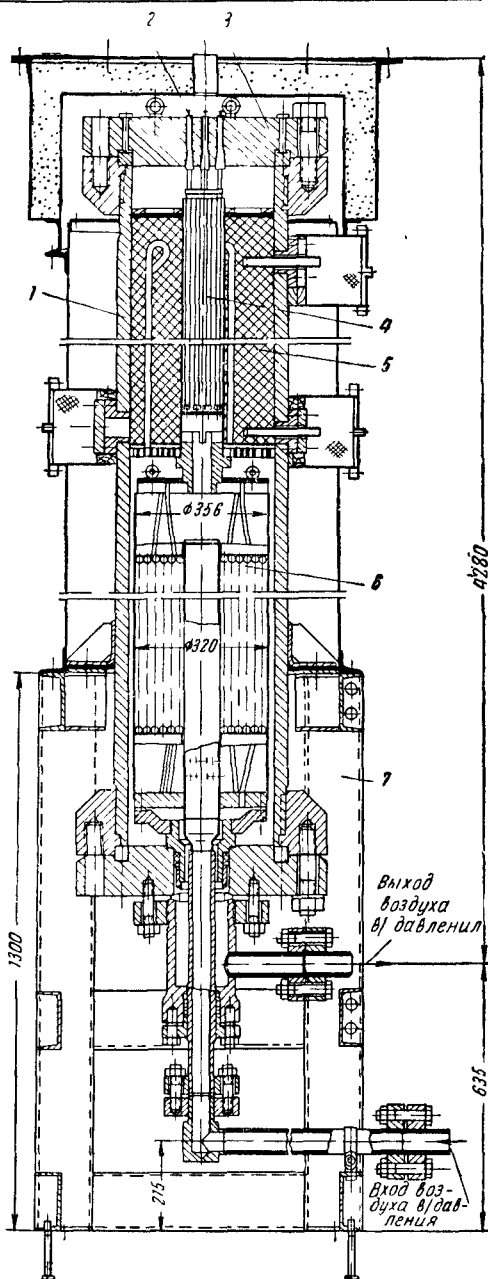


Рис. III-45. Аппарат каталитической очистки на 1800 м³/ч воздуха:

1—корпус; 2—токовые выводы; 3—крышка; 4—электроподогреватель; 5—катализатор; 6—теплообменник; 7—каркас

гие углеводороды. Для полного их окисления температура процесса должна быть повышена до 260—315 °С.

ВНИИКИМАШем разработаны и испытаны промышленные аппараты каталитической очистки воздуха производительностью (при 0 °С и 760 мм рт. ст.) 200 м³/ч и 1800 м³/ч на давление 200 кг/см² и 800 м³/ч на давление 50 кг/см² (рис. III-45). Посту-

пающий по центральной трубе воздух через отверстия в сердечнике попадает в межтрубное пространство витого теплообменника 6, откуда проходит через трубчатый электроподогреватель 4, затем через слой катализатора 5 возвращается по трубкам теплообменника 6 и через камеру, охватывающую центральную трубу, к выходному штуцеру. Теплообменник, электроподогреватель и катализатор заключены в стальной толстостенный корпус 1 с крышками 3; корпус снабжен изоляцией, расположенной в кожухе. В кожухе и корпусе предусмотрены люки для смены катализатора и контроля температур. В верхней крышке размещены токовые выводы 2. Мощность электроподогревателя 20 *квт*.

Адсорбция ацетиленом цеолитом при положительных температурах происходит одновременно с осушкой воздуха и очисткой его от CO_2 . Проведенные ВНИИКИМАШем опыты по такой комплексной осушке и очистке воздуха на промышленном образце дали положительные результаты. В качестве адсорбента выбран цеолит марки 13X (NaX). Достигнута полная очистка воздуха от ацетилена, осушка воздуха до точки росы не выше -70°C при содержании CO_2 в очищенном воздухе $0,5\text{--}1,5 \text{ см}^3/\text{м}^3$.

Определяющим процессом является адсорбция CO_2 . Опыты показали, что в расчет блока очистки может быть заложена динамическая емкость цеолита по CO_2 не менее $12 \text{ см}^3/\text{г}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. С. Аксельрод, В. В. Дильман, Г. Б. Наринский, Л. Н. Мигалинская. Скрубберное водонепарительное охлаждение воздуха. Кислород, 1958, № 6.
2. Л. Д. Бермаи. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957.
3. А. Г. Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. Госхимиздат, 1960.
4. А. Г. Касаткин, Ю. И. Дытнерский, С. У. Умаров. К расчету колонн с провальными тарелками. Химическая промышленность, 1958, № 3.
5. В. М. Рамм. Абсорбционные процессы в химической промышленности. М.—Л., Госхимиздат, 1951.
6. И. И. Чернобыльский, А. Г. Бондарь и др. Машины и аппараты химических производств. Москва—Киев, Машгиз, 1959.
7. Н. Н. Егоров. Охлаждение газа в скрубберах. Госхимиздат, 1954.
8. В. В. Дильман, Е. П. Даровских, Э. М. Аэров, Л. С. Аксельрод. О гидравлическом сопротивлении решетчатых и дырчатых тарелок. Химическая промышленность, 1956, № 3.
9. А. Н. Пляновский, П. И. Николеев. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. Гостехиздат, 1960.
10. А. Г. Касаткин, Ю. И. Дытнерский. К расчету скоростей потоков в тарельчатых колоннах. Химическая промышленность, 1960, № 1.
11. С. А. Багатуров. Гидравлический расчет колпачковой тарелки. Изв. вузов, Нефть и газ, 1959, № 5.
12. А. Г. Касаткин, А. Н. Пляновский, С. О. Чехов. Расчет тарельчатых ректификационных и абсорбционных аппаратов. Стандартгиз, 1961.
13. И. Г. Аверьянов, Л. С. Аксельрод. Условия равномерной работы колпачковых тарелок. Химическая промышленность, 1959, № 3.
14. М. Э. Аэров, Т. А. Быстрова. Решетчатые тарелки и их сопоставление с другими типами барботажных тарелок и насадок ректификационных колонн. Химическая наука и промышленность, т. 2, 1957, № 1.
15. М. Э. Аэров, Е. П. Даровских. Эффективность ректификационной колонны с решетчатыми тарелками при разной производительности. Химическая промышленность, 1957, № 2.
16. В. В. Дильман. К вопросу о гидравлическом сопротивлении решетчатых тарелок. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 2, 1959.
17. Ю. Г. Зелинский, В. В. Кафаров. Гидравлические режимы на провальной тарелке. Химическая промышленность, 1961, № 2.
18. Нормали в химическом машиностроении. НИИХИМАШ, вып. 2, Машгиз, 1950.
19. С. Я. Герш. Глубокое охлаждение, ч. II, Госэнергоиздат, 1960.
20. В. М. Бродянский, Ф. И. Мерзон. Производство кислорода. Металлургиздат, 1960.
21. Д. Л. Глизманико. Получение кислорода. Изд. IV. Изд-во «Химия», 1965.
22. В. М. Рамм. Абсорбционные процессы в химической промышленности. Госхимиздат, 1951.
23. И. С. Гузман, И. П. Ишкин. Эффективность способов очистки воздуха от двуокиси углерода и распределение ее в воздухоразделительных аппаратах. Кислород, 1951, № 4.
24. Н. М. Жаворонков. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. Советская наука, 1944.
25. Н. М. Жаворонков. Потери напора газа при движении через скрубберные насадки и измельченные твердые материалы. Химическая промышленность, 1944, № 1.
26. А. Н. Пляновский, В. М. Рамм, С. З. Каган. Процессы и аппараты химической технологии. Госхимиздат, 1955.

27. Н. М. Жаворонков. Гидравлическое сопротивление орошаемых скрубберных насадок и пределы нагрузки скрубберов по газу и жидкости. Химическая промышленность, 1944, № 2—3.
28. В. М. Рамм, А. Ю. Закгейм. Теория и техника абсорбции. Химическая наука и промышленность, т. III, вып. 6, 1958.
29. А. Д. Домашнев. Конструирование и расчет химических аппаратов. Машгиз, 1961.
30. И. П. Слободяник, А. Г. Касаткин, В. В. Кафаров. Скорость абсорбции CO_2 растворами NaOH в насадочной колонне при режиме эмульгирования. Изв. вузов, Химия и химическая технология, т. III, 1960, № 3.
31. А. Н. Плановский, Л. А. Акопян. Расчет насадочных колонн, работающих на оптимальном режиме. МИХМ, 1959.
32. A. J. Ter-Linden. Der Zirkon als Tropfenabscheider, Chemie—Ingenieur—Technik. Heft 6, 1953.
33. Т. Х. Маргулова. Методы получения чистого пара. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955.
34. В. Бертельсман, Ф. Шустер. Введение в техническую обработку газовых веществ, Харьков—Киев, ОНТИ, 1935.
35. М. Е. Позин, И. П. Мухленов, Э. Я. Тарат. Пенные газоочистители, теплообменники и абсорберы. Госхимиздат, 1959.
36. Е. М. Минский, М. Т. Корчажкин. Циклонный процесс в сепарации природных газов. Газовая промышленность, 1956, № 7.
37. Р. С. Ероян, В. С. Балабин. Снижение заноса масла в разделительный аппарат КГ-300-2Д. Кислород, 1959, № 3.
38. Е. М. Минский, М. Т. Корчажкин. К расчету пропускной способности циклонных сепараторов. Газовая промышленность, 1956, № 11.
39. С. П. Колосков, А. Ф. Комаров. Механическая очистка пара от масла. За экономию топлива, 1949. № 10.
40. Л. Н. Солянкин. Адсорбционная осушка кислорода в промышленных условиях. Кислород, 1959, № 2.
41. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения, под ред. В. И. Елифановой и Л. С. Аксельрода, т. 2, Изд. «Машиностроение», 1964.
42. П. З. Бурбо. Адсорбция водяного пара активным глиноземом и силикагелем. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 3, 1960.
43. Стефан Брунауэр. Адсорбция газов и паров, т. 1, ИЛ, 1948.
44. Л. И. Глебова. Влияние тепловыделения на динамику адсорбции водяного пара. Кислород, 1957, № 6.
45. ГОСТ 3956—54. Силикагель.
46. О. М. Годес, Ю. С. Лезин. Динамика адсорбции при высоких концентрациях и тепловыделениях. Доклады АН СССР, т. 106, 1956, № 2.
47. Я. Л. Забежинский, А. А. Жуховицкий, А. Н. Тихонов. Поглощение газа из тока воздуха слоем зернистого материала. III. Журнал физической химии, т. XXIII, вып. 2, 1949.
48. М. М. Дубинин. Физико-химические основы сорбционной техники. ОНТИ, 1945.
49. З. А. Жукова, Н. В. Кельцев, И. П. Оглоблина, К. С. Торочешников. О применении новых сорбентов для глубокой осушки газов. Химическая промышленность, 1962, № 2.
50. ВТУ № МРТУ—6—01—567—63. Синтетические цеолиты типов А и X.
51. В. С. Горохов, М. М. Степ. Аппараты каталитической очистки воздуха от ацетилена. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 2, 1959.
52. В. А. Ройтер, Г. Я. Туровский. Каталитический метод очистки воздуха от ацетилена. Кислород, 1957, № 5.

Глава IV

Технологические схемы воздухоразделительных установок

1. Установки высокого давления с дросселированием

Азотно-кислородная
установка АКГ-115/18
(рис. IV-1)

Технологические схемы воздухоразделительных установок включают в себя оборудование, коммуникации и контрольно-измерительные приборы холодильного цикла, ректификационной, теплообменной и вспомогательной аппаратуры. В зависимости от величины и назначений установок в них применяют различные холодильные циклы (табл. IV-1).

Пусковая холодопроизводительность цикла в установках для получения газообразных продуктов разделения воздуха примерно в два раза выше рабочей, для чего в циклах высокого давления, среднего давления с детандером, двух давлений с поршневым детандером повышают избыточное давление воздуха при пуске до 200 кг/см^2 и увеличивают нагрузку детандера; в цикле двух давлений с аммиачным охлаждением увеличивают количество воздуха высокого давления и нагрузку на турбодетандер; в цикле низкого давления включают второй (пусковой) турбодетандер.

Предназначена для одновременного получения из воздуха чистого азота и технического кислорода высшего или первого сорта по ГОСТ 5583—58. В технологической схеме применен холодильный цикл высокого давления с дросселированием; воздух разделяется на два чистых продукта (кислород и азот) в аппарате двукратной ректификации с отбором аргонной фракции из верхней колонны.

Воздух очищается от механических частиц в масляном фильтре 1 и сжимается в четырехступенчатом компрессоре 2 до рабочего давления. После второй ступени воздух при давлении около 15 кг/см^2 проходит очистку от двуокиси углерода в декарбонизаторе 5 раствором едкого натра, который готовят в баке 3 и накачивают в декарбонизатор насосом 4. После четвертой ступени воздух при давлении около 70 кг/см^2 осушается в адсорбционном блоке осушки 6 активным глиноземом.

Газообразный кислород из блока разделения воздуха поступает в газгольдер 11, откуда кислородным компрессором накачивается в баллоны. Газообразный чистый азот поступает в газгольдер 8, а аргоновая фракция выбра-

* В этой главе через *ат* или кг/см^2 обозначено избыточное давление.

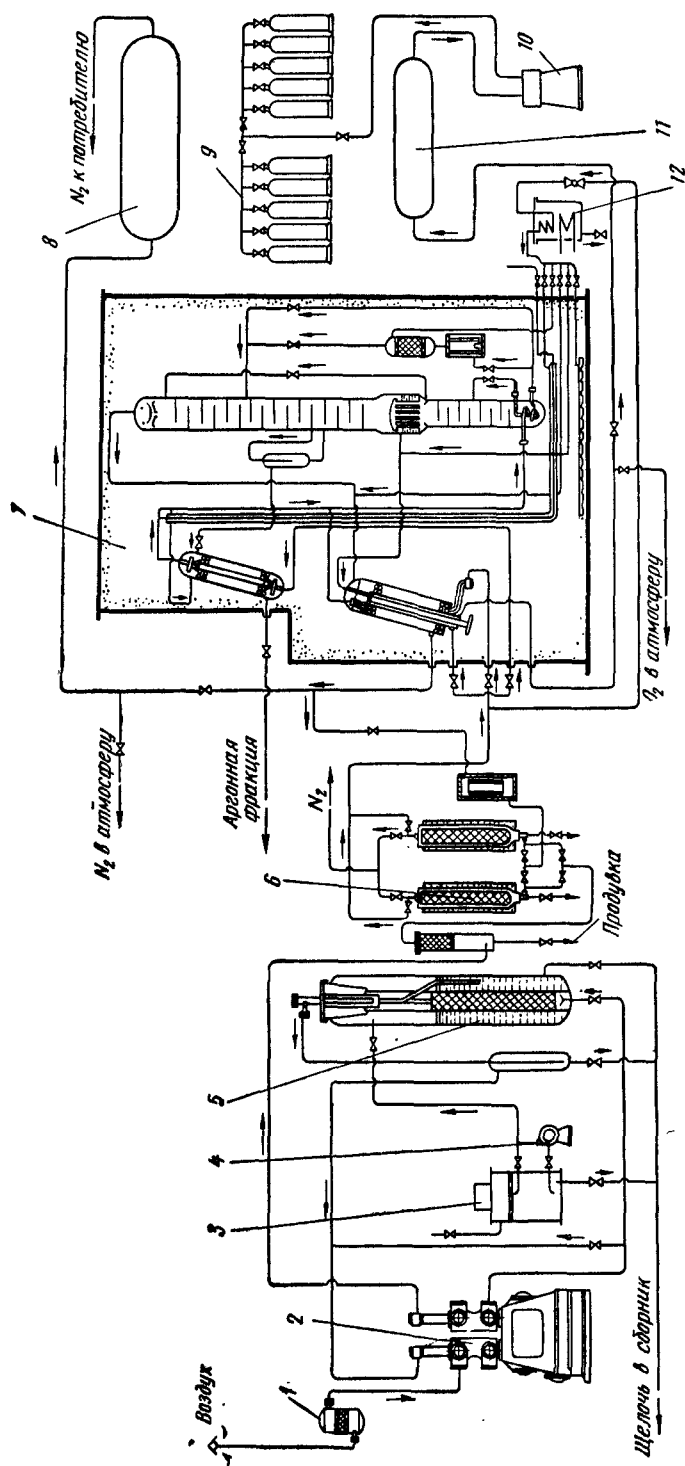


Рис. IV-1. Технологическая схема установки АКГ-115/18:
 1 — фильтр для воздуха; 2 — воздушный компрессор; 3 — бак для приготовления раствора едкого натра; 4 — центробежный насос; 5 — декарбонизатор; 6 — блок осушки воздуха; 7 — воздухоразделительный аппарат; 8 — газгольдер; 9 — наполнительная рама; 10 — кислородный компрессор; 11 — резиноканевый кислородный газгольдер; 12 — подогреватель воздуха

ТАБЛИЦА IV-1 ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЦИКЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Холодильный цикл	Тип установки	Холодопроизводительность ккал/м ³ п. в.1
Высокое давление с дросселированием	АКГ-115/18, АКГН-115/18 КГН-30, КГН-30Т	5 7,4
Высокое давление с поршневым детандером . . .	КЖ-1, ЖА-1, КЖ-1Ар	30,5
Среднее давление с поршневым детандером . . .	УКГС-100, УАКГС-780	5,7
Два давления с поршневым детандером	КГ-300М, КТ-1000	3,3
Два давления с аммиачным охлаждением и турбо-детандером на потоке азота из нижней колонны . .	КТ-3600, БР-4А	3,1
Два давления с аммиачным охлаждением и поршневым детандером	КТ-3600Ар	3,8
Низкое давление с турбодетандером	БР-1, БР-1М, БР-5, БР-6	2,8

1 П. в — перерабатываемый воздух при 0 °С и 760 мм рт. ст.

сывается в атмосферу. Аппарат отогревают воздухом из подогревателя 12.

Схема воздухоразделительного аппарата приведена на рис. IV-2. Воздух при входе в аппарат разделяется на два потока: один поток поступает в теплообменник II, второй — в теплообменник VI. В теплообменниках воздух проходит в трубках и охлаждается азотом и кислородом (в теплообменнике II) и аргоновой фракцией (в теплообменнике VI), проходящими в межтрубном пространстве. После теплообменников воздух смешивается и поступает в змеевик куба нижней колонны, где охлаждается, сжижается, а затем дросселируется вентилем P-1 до избыточного давления около 5 кг/см² и поступает в середину нижней колонны VII. Между колоннами расположен конденсатор VIII, в трубках которого конденсируется азот, а в межтрубном пространстве кипит жидкий кислород. В нижней колонне воздух разделяется на обогащенную кислородом жидкость (кубовую жидкость), содержащую около 37% О₂, и чистый жидкий азот. Кубовая жидкость из сборника нижней колонны проходит очистку от твердых частиц двуокиси углерода в фильтре III и от ацетилена в адсорбере IV, дросселируется вентилем P-2 до избыточного давления 0,3—0,4 кг/см² и поступает в верхнюю колонну I. Жидкий азот из карманов (сборников), расположенных сверху нижней колонны, дросселируется вентилем P-4 и подается на орошение тарелок верхней колонны. Чистый азот отбирается из верхней колонны, нагревается в теплообменнике II и через вентиль 3-7 поступает в газгольдер. Кислород отбирается из парового пространства конденсатора и поступает в кислородную секцию теплообменника II, нагревается, а затем через вентиль 3-6 поступает в газгольдер. Чтобы одновременно получить чистые азот и кислород, из верхней колонны с 15-й тарелки через отделитель V отбирается аргоновая фракция, которая перед выходом нагревается в теплообменнике VI воздухом высокого давления.

Часть азота после теплообменника II используется для регенерации активного глинозема в блоке осушки. С 1960 г. установку АКГ-115/18 выпускают в комплекте с насосом жидкого кислорода. Такой установке придан индекс АКГН-115/18. В этом случае отпадает необходимость в кислородном компрессоре.

Схема установки АКГН-115/18 приведена на рис. IV-3. В установке предусмотрено два декарбонизатора для очистки воздуха от двуокиси углерода. Технические данные установки АКГН-115/18 такие же, что и у АКГ-115/18, но рабочее давление воздуха выше и при установившемся режиме составляет 90—130 кг/см². Давление кислорода на выходе из аппарата — до 165 кг/см².

Материальный баланс

	м ³ /ч	м ³ /м ³ п. в.
Воздух	V_B	B
Кислород	V_K	K
Азот	V_A	A
Фракция	V_Φ	Φ

Содержание (концентрация) азота в азоте, кислороде, фракции и в воздухе:

$$X_A = 99,9\% \text{ N}_2, \quad X_K = 0,5\% \text{ N}_2,$$

$$X_\Phi = 10\% \text{ N}_2, \quad X_B = 79\% \text{ N}_2. \text{ Аргон во фракции условно отнесен к азоту.}$$

Уравнение материального баланса составляется на 1 м³ воздуха:

$$1 = A + K + \Phi.$$

Баланс по азоту:

$$AX_A + KX_K + \Phi X_\Phi = 1X_B.$$

При $\Phi = 0,1$, $A = 0,782$, $K = 0,118$ и количестве воздуха $V_B = 160$ м³/ч имеем:

$$V_A = V_B A = 160 \cdot 0,782 = 125 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_K = V_B K = 160 \cdot 0,118 = 19 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_\Phi = V_B \Phi = 160 \cdot 0,1 = 16 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

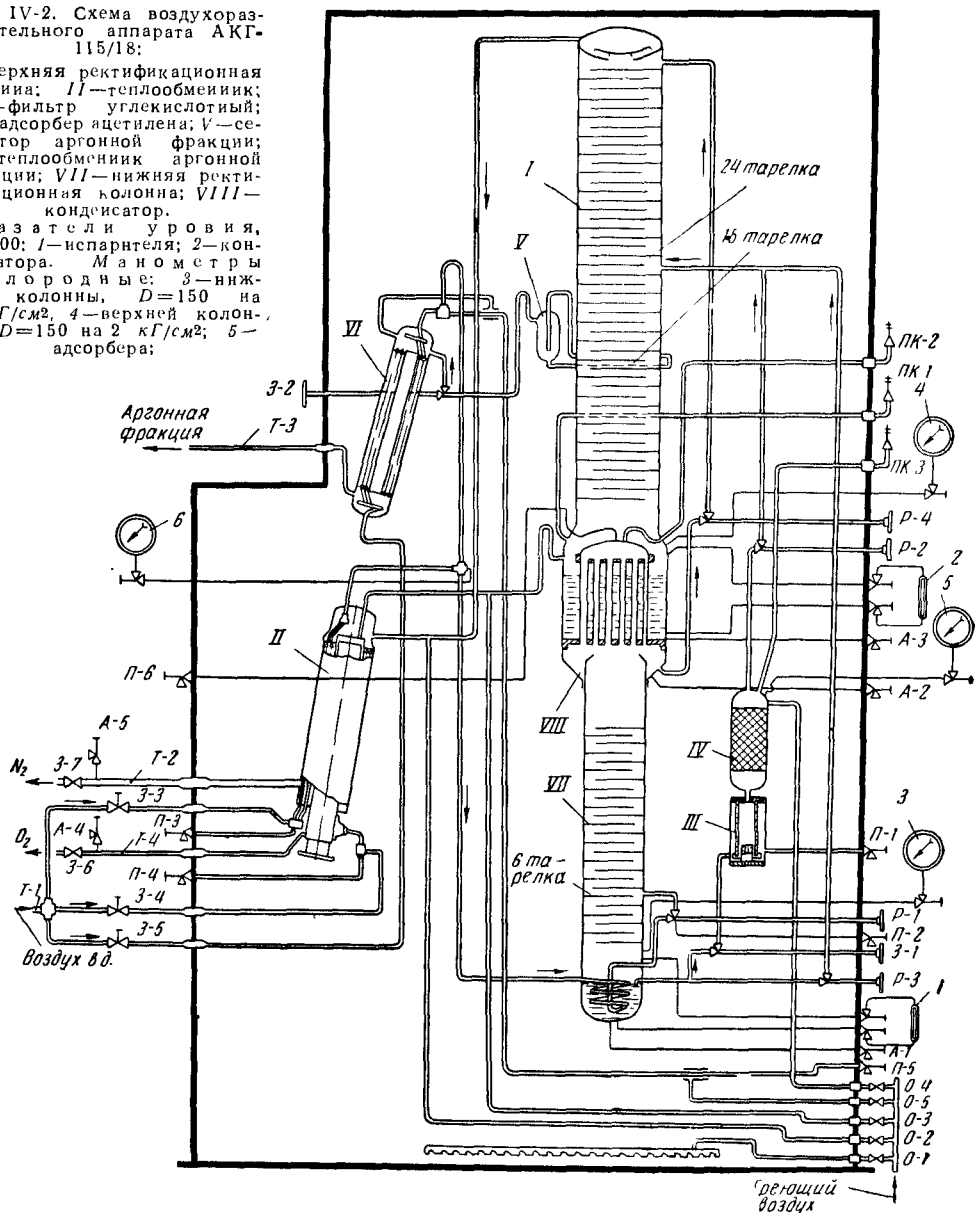
Тепловой баланс

Составляется на 1 м³ перерабатываемого воздуха.

Рис. IV-2. Схема воздухоразделительного аппарата АКГ-115/18;

I—верхняя ректификационная колонна; II—теплообменник; III—фильтр углекислотный; IV—адсорбер ацетилена; V—сепаратор аргонной фракции; VI—теплообменник аргонной фракции; VII—нижняя ректификационная колонна; VIII—конденсатор.

Указатели уровня, H=500; 1—испарителя; 2—конденсатора. Манометры кислородные: 3—нижней колонны, D=150 на 12 кг/см², 4—верхней колонны, D=150 на 2 кг/см²; 5—адсорбера;



D = 150 на 12 кг/см²; 6—манометр воздушный на потоке после теплообменника, D = 150 на 300 кг/см². Вентили дроссельные: P-1—воздуха в нижнюю колонну, D_y = 4; P-2—жидкого воздуха из испарителя, D_y = 6; P-3—байпаса адсорбера, D_y = 10; P-4—жидкого азота из кармана, D_y = 6. Вентили: 3-1—для обогрева адсорбера, D_y = 10; 3-2—на входе аргонной фракции в теплообменник, D_y = 10; 3-3—на входе воздуха в. д. в азотную секцию, D_y = 10; 3-4—на входе воздуха в. д. в кислородную секцию, D_y = 10; 3-5—запорный на входе воздуха в. д. в теплообменник аргонной фракции; 3-6—на выходе кислорода; 3-7—на выходе чистого азота. Клапаны предохранительные: PK-1—верхней колонны, D_y = 25 на 0,7 кг/см²; PK-2—нижней колонны, D_y = 25 на 6 кг/см²; PK-3—адсорбера. Вентили: A-1—для анализа кубовой жидкости из конденсатора, D_y = 4; A-2—для анализа жидкого азота из кармана, D_y = 4; A-3—для анализа жидкого кислорода из конденсатора, D_y = 4; A-4—кран для газообразного кислорода после теплообменника, D_y = 5; A-5—кран для анализа газообразного азота после теплообменника, D_y = 5. Вентили: O-1—для подачи греющего газа в изоляцию, D_y = 17. Вентили для обогрева: O-2—колонны и теплообменника, D_y = 17; O-3—кислородной секции теплообменника, D_y = 17; O-4—адсорбера, D_y = 17; O-5—продувки теплообменника аргонной фракции, D_y = 17. Вентили продувки: П-1—адсорбера и фильтра, D_y = 9; П-2—вентили а. д., D_y = 9; П-3—азотной секции теплообменника, D_y = 9; П-4—кислородной секции теплообменника, D_y = 9; П-5—теплообменника аргонной фракции, D_y = 9; П-6—неоиспользуемой смеси, D_y = 4. Термометры ртутные (шкала 0—50 °C): T-1—воздуха в. д.; T-2—азота; T-3—аргонной фракции; T-4—кислорода (H—высота измеряемого уровня жидкости, мм; D—диаметр корпуса манометра, мм; D_y—диаметр условного прохода, мм)

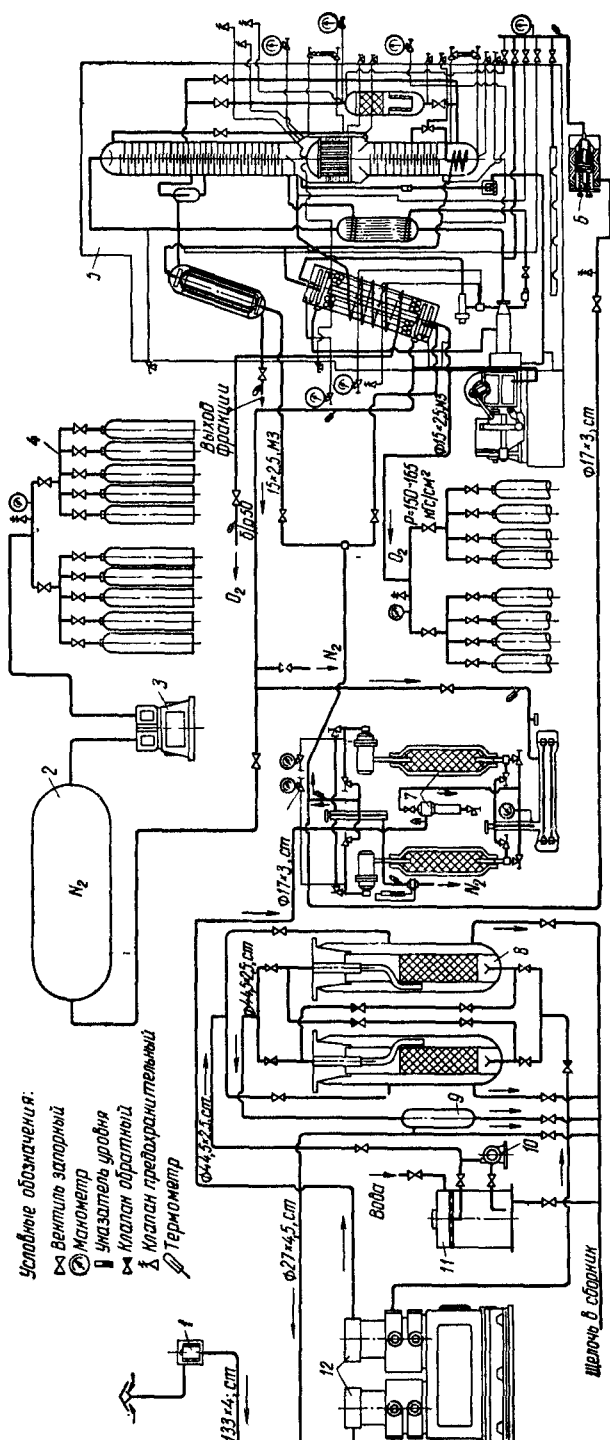


Рис. IV-3. Технологическая схема установки АКГН-115/18:
 1 — фильтр для воздуха; 2 — резинотканевый газгольдер; 3 — азотный компрессор; 4 — дополнительная рама; 5 — воздухоподделительный аппарат с насосом жидкого кислорода; 6 — электроподогреватель; 7 — блок осушки; 8 — дросселизаторы; 9 — масляный компрессор; 10 — центробежный насос; 11 — бак для приготовления раствора едкого натра; 12 — воздушный компрессор

Уравнение теплового баланса

$$\Delta i_{\text{др}} = A c_p \Delta t_A + K c_p \Delta t_K + \Phi c_p \Delta t_\Phi + q_{0.c},$$

где $\Delta i_{\text{др}}$ — эффект дросселирования воздуха, ккал/м^3 ;

c_p — теплоемкость азота, кислорода и фракции при нормальных условиях, $c_p = 0,312 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{град}$;

$q_{0.c}$ — потери холода в окружающую среду, $q_{0.c} = 2,5 \text{ ккал/м}^3$ п. в.;

Δt — недорекуперация азота, кислорода и фракции, $\Delta t = \Delta t_A = \Delta t_K = \Delta t_\Phi = 8^\circ\text{C}$,

$$\Delta i_{\text{др}} = 0,312 \cdot 8 + 2,5 = 5 \text{ ккал/м}^3.$$

Начальный температурный уровень, т. е. температуру воздуха высокого давления на входе в теплообменник, принимаем $T = 300^\circ\text{K}$.

По определению

$$\Delta i_{\text{др}} = i_{300}^1 - i_{300}^2;$$

$$i_{300}^2 = i_{300}^1 - \Delta i_{\text{др}},$$

где i_{300}^1 — энтальпия воздуха при давлении $p_{\text{абс}} = 1 \text{ ат}$ и температуре 300°K .

По s — T -диаграмме $i_{300}^1 = 145 \text{ ккал/м}^3$; $i_{300}^2 = 145 - 5 = 140 \text{ ккал/м}^3$. По s — T -диаграмме для воздуха этой энтальпии соответствует давление $x = 72 \text{ кг/см}^2$ — рабочее давление в установке АКГ-115/18.

Данные о нормальном технологическом режиме работы установки АКГ-115/18 приведены в табл. IV-2.

Кислородная установка КГН-30 (рис. IV-4)

Предназначена для получения из воздуха технического кислорода высшего сорта по ГОСТ 5583—58. Технологическая схема построена с использованием цикла высокого давления с дросселированием; воздух разделяется на кислород технический и азот отбросный в аппарате двукратной ректификации. Атмосферный воздух, очищенный в фильтре 10 от механических частиц, сжимается в четырехступенчатом компрессоре 9 до рабочего давления. После второй ступени компрессора воздух попадает в декарбонизатор 3, в котором очищается от двуокиси углерода раствором едкого натра, который приготавливают в баке 2 и подают в декарбонизатор насосом 1. При рабочем давлении $100\text{—}120 \text{ кг/см}^2$ воздух осушается в блоке осушки 8 активным глиноземом. Одновременно с осушкой воздух частично очищается от масляных загрязнений. Точка росы осушенного воздуха при применении в осушительных баллонах активного глинозема по

ТУ ГХП 65—53 составляет около минус 55°C . Воздух далее поступает в воздухо-разделительный аппарат, где разделяется на кислород и азот. Выдаваемый из аппарата насосом кислород при давлении до 165 кг/см^2 подается на наполнительную рампу 4, к которой подсоединены кислородные баллоны. Кислород, получаемый на установке КГН-30, не содержит влаги и не нуждается в дополнительной осушке. Аппарат отогревается воздухом, нагреваемым в подогревателе 6.

ТАБЛИЦА IV-2. ПОКАЗАТЕЛИ НОРМАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА ДЛЯ УСТАНОВОК С ЦИКЛОМ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ

Показатели	АКГ-115/18		КГН-30	
	показатель	прибор по рис. IV-2	показатель	прибор по рис. IV-5
Давление, кг/см^2 :				
воздуха после теплообменника	60—90	6	100—120	6
в нижней колонне	4,5—5	3	4,5—5,5	3
в верхней колонне	0,3—0,5	4	0,4—0,6	4
после кислородного насоса	—	—	До 165	7
после адсорбера	4,2—4,7	5	4,2—5,2	5
Разность температур между воздухом на входе в теплообменник и выходящими из теплообменника кислородом, азотом и аргонной фракцией, град	6—10	Термометры на трубах	5—6	Термометры на трубах
Концентрация, % (объемн.):				
кислорода	99,5O ₂	A-4	99,5O ₂	A-3
азота	99,9N ₂	A-5	97,5—98N ₂	A-6
жидкого азота в карманах	~100N ₂	A-2	96—97N ₂	A-2
кубовой жидкости	35—38O ₂	A-1	38—40O ₂	A-1
Уровень, см столба жидкости:				
кислорода в конденсаторе	30—35	2	25—30	2
кубовой жидкости в испарителе	10—15	1	5—10	1

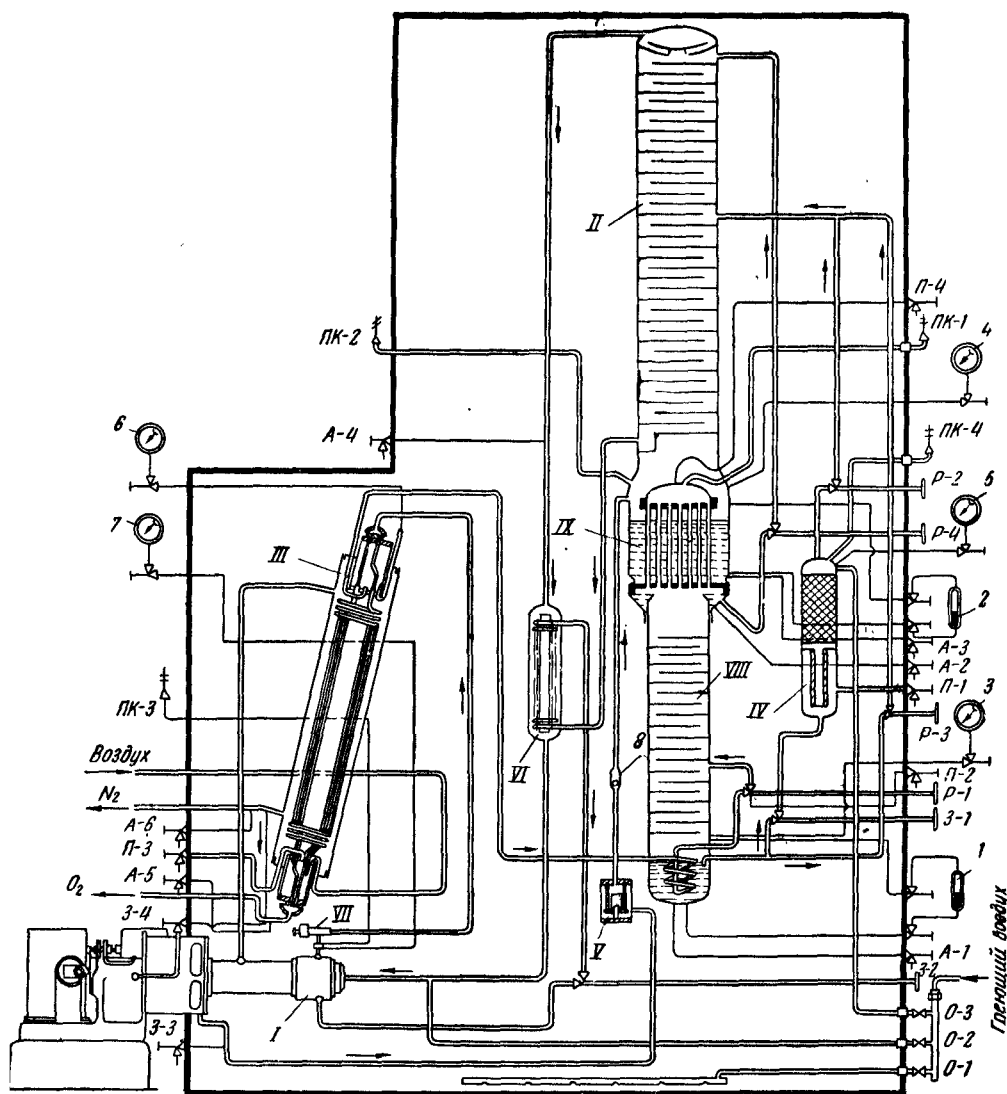


Рис. IV-5. Схема воздухоразделительного аппарата КГН-30:

I — насос жидкого кислорода; II — верхняя ректификационная колонна; III — теплообменник; IV — адсорбер ацетилена; V — фильтр керамический; VI — переохладитель кислорода; VII — фильтр насоса; VIII — нижняя ректификационная колонна; IX — конденсатор.

Указатели уровня, $H=500$: 1 — испарителя; 2 — конденсатора. Манометры кислородные; 3 — нижней колонны, $D=150$ на 10 кг/см^2 ; 4 — верхней колонны, $D=150$ на $1,6 \text{ кг/см}^2$; 5 — адсорбера, $D=150$ на 10 кг/см^2 ; 6 — манометр технический на потоке воздуха после теплообменника, $D=150$ на 400 кг/см^2 ; 7 — манометр кислородный на потоке кислорода после насоса, $D=150$ на 250 кг/см^2 ; 8 — клапан обратный на линии утечки кислорода из сальника. Клапаны предохранительные: ПК-1 — нижней колонны, $D_y=25$ на 6 кг/см^2 ; ПК-2 — верхней колонны, $D_y=25$ на $0,7 \text{ кг/см}^2$; ПК-3 — насоса, $D_y=10$ на 165 кг/см^2 ; ПК-4 — адсорбера на 6 кг/см^2 . Вентили дроссельные: P-1 — воздуха в д. в. нижнюю колонну, $D_y=4$; P-2 — жидкого воздуха из нижней колонны, $D_y=6$; P-3 — байпаса адсорбера, $D_y=6$; P-4 — жидкого азота из кармана, $D_y=6$. Вентили: З-1 — для отключения адсорбера, $D_y=12$; З-2 — для отключения насоса, $D_y=12$; З-3 — для контроля утечки газа через сальник, $D_y=4$; З-4 — для подачи азота на сальник, $D_y=4$. Вентили для анализа, $D_y=4$: А-1 — жидкости испарителя; А-2 — азота в кармане; А-3 — жидкого кислорода из конденсатора; А-4 — газообразного азота верхней колонны; А-5 — газообразного кислорода после теплообменника; А-6 — газообразного азота после теплообменника. Вентили для отогрева, $D_y=10$: О-1 — изоляции; О-2 — колонны и теплообменника; О-3 — адсорбера. Вентили: П-1 — выхода греющего воздуха из адсорбера, $D_y=9$; П-2 — продувки дроссельного вентиля P-1, $D_y=9$; П-3 — продувки теплообменника, $D_y=9$; П-4 — продувки неонгелиевой смеси, $D_y=4$.

Схема воздуходелительного аппарата изображена на рис. IV-5. Сжатый воздух поступает в теплообменник III, где он охлаждается отходящим азотом и кислородом после насоса. Из теплообменника охлажденный воздух поступает в эжектор испарителя нижней колонны VIII и далее дросселируется вентилем P-1 до давления 5—6 кг/см² и подается в середину этой колонны. Кубовая жидкость проходит очистку от ацетиле-

Тепловой баланс

Уравнение теплового баланса составляется на 1 м³ разделяемого воздуха. Среднее давление выдаваемого кислорода принимают равным 100 кг/см². Из уравнения теплового баланса определяют значение рабочего давления воздуха на входе в воздуходелительный аппарат.

Уравнение теплового баланса:

$$\Delta i_{\text{др}} = A c_p \Delta t_A + K c_p \Delta t_K + K \left(\frac{1}{427} L p_K + q_{\text{нас}} + \Delta i_{\text{др}}^K \right) + q_{0, \text{с}},$$

на в адсорбере IV, заполненном силикагелем, дросселируется вентилем P-2 до давления 0,4—0,5 кг/см² и подается в середину верхней колонны II. В трубках конденсатора IX сжижаются пары азота, поднимающиеся из нижней колонны. Часть жидкого азота стекает вниз по колонне, вследствие чего происходит ректификация его в нижней колонне. Остальное количество жидкого азота дросселируется в вентиле P-4 до давления 0,3—0,4 кг/см² и подается на орошение верхней колонны. Жидкий кислород из сливного кармана нижней тарелки верхней колонны проходит через переохладитель VI и поступает в кислородный насос I. Из насоса жидкий кислород через фильтр VII, который служит для очистки от графитовой пыли, поступает в теплообменник III. Азот из колонны проходит последовательно переохладитель, рубашку насоса и теплообменник. Переохлаждение жидкого кислорода перед насосом предотвращает его испарение при поступлении в цилиндр насоса, что обеспечивает нужную степень заполнения цилиндра жидкостью.

Данные о нормальном технологическом режиме установок КГН-30—в табл. IV-2.

Материальный баланс

Количество получаемого кислорода¹

$$K = \frac{X_A - X_B}{X_A - X_K}.$$

В установке КГН-30 $X_A = 97,5\%$, $X_B = 79\%$ и $X_K = 0,5\%$.

$$K = \frac{97,5 - 79}{97,5 - 0,5} = 0,191 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Количество разделяемого воздуха (за вычетом потерь от продувок и при переключениях осушительных баллонов блока осушки) $V_B = 164 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$V_K = 164 \cdot 0,191 \approx 32 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество отходящего азота

$$A = 1 - 0,191 = 0,809 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.};$$

$$V_A = V_B - V_K = 164 - 32 = 132 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

где $\Delta i_{\text{др}}$ — эффект дросселирования воздуха, ккал/м³ п. в.;

$q_{0, \text{с}}$ — потерн холода в окружающую среду через изоляцию, ккал/м³ п. в.;

c_p — теплоемкость азота или кислорода, $c_p = 0,312 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$;

Δt_A — недорекуперация азота, $\Delta t_A = 6 \text{ град}$;

Δt_K — недорекуперация кислорода, $\Delta t_K = 6 \text{ град}$;

$\frac{1}{427} L p_K$ — работа, затрачиваемая на перекачку жидкого кислорода, ккал/м³.

$$\frac{1}{427} L p_K = \frac{1}{427} p_K v;$$

$\frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент механической работы, ккал/(кг · м);

p_K — среднее давление сжатия, $p_K = 100 \cdot 10^4 \text{ кг}/\text{м}^2$;

v — удельный объем жидкого кислорода при температуре 85 °K, $v = \frac{1}{1190} \text{ м}^3/\text{кг}$;

$q_{\text{нас}}$ — потери холода за счет тепла трения и теплопритока из окружающей среды, $q_{\text{нас}} = 3,5 \text{ ккал}/\text{м}^3 \text{ О}_2$;

$\Delta i_{\text{др}}^K$ — дроссель-эффект сжатого кислорода

$$\Delta i_{\text{др}}^K = i_{294}^{100} - i_{294}^{1000};$$

i_{294}^{100} — энтальпия кислорода при температуре 294 °K, $i_{294}^{100} = 108,1 \text{ ккал}/\text{кг}$, или $108,1 \cdot 1,429 = 154,3 \text{ ккал}/\text{м}^3$;

i_{294}^{1000} — энтальпия кислорода при давлении 100 кг/см² (среднее давление кислорода после насоса), $i_{294}^{1000} = 100,9 \text{ ккал}/\text{кг}$, или $100,9 \cdot 1,429 = 144,0 \text{ ккал}/\text{м}^3$;

$$\Delta i_{\text{др}}^K = 154,3 - 144 = 10,3 \text{ ккал}/\text{м}^3;$$

$q_{0, \text{с}}$ — потерн холода в окружающую среду, $q_{0, \text{с}} = 2,5 \text{ ккал}/\text{м}^3 \text{ п. в.}$

¹ Обозначения см. стр. 190.

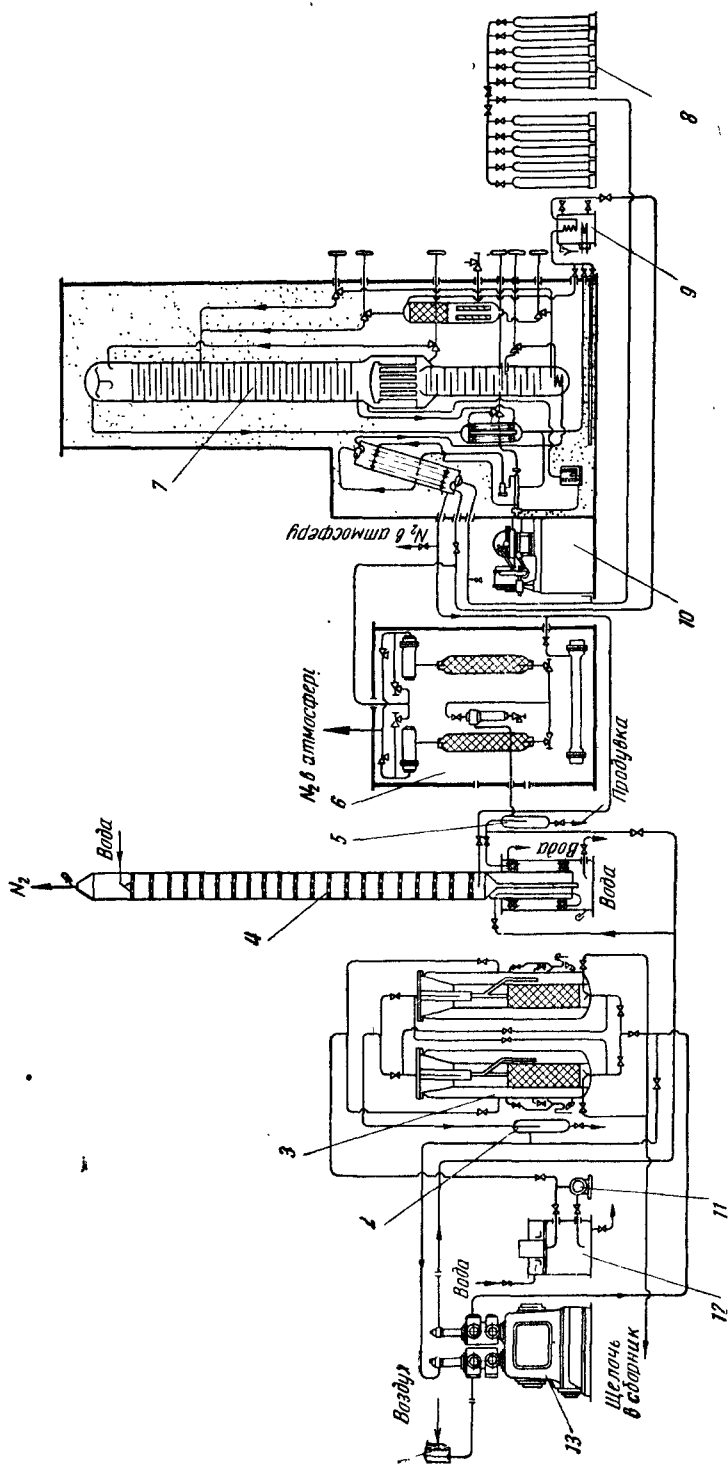


Рис. IV-6. Технологическая схема установки КГН-30Т:
 1 — фильтр для воздуха; 2 — щелочеотделитель; 3 — декарбонизатор; 4 — азотно-водяной холодильник; 5 — увлажнитель; 6 — блок осушки воздуха; 7 — воздухооразделительный аппарат; 8 — наполнительная рама; 9 — подогреватель воздуха; 10 — насос жидкого кислорода; 11 — центробежный насос; 12 — бак для приготовления раствора едкого натра; 13 — воздушный компрессор

Подставив числовые значения в уравнение баланса, получим

$$\begin{aligned} \Delta i_{\text{др}} &= 0,809 \cdot 0,312 \cdot 6 + 0,191 \cdot 0,312 \cdot 6 + \\ &+ 0,191 \cdot \left(\frac{1}{427} \cdot 100 \cdot 10^4 \frac{1}{1190} + 3,5 + 10,3 \right) + \\ &+ 2,5 = 1,51 + 0,36 + \\ &+ 0,191 (1,96 + 3,5 + 10,3) + \\ &+ 2,5 = 7,37 \text{ ккал/м}^3. \end{aligned}$$

По определению

$$\Delta i_{\text{др}} = i_{300}^1 - i_{300}^x,$$

где i_{300}^1 — энтальпия воздуха при температуре 300 °К, $i_{300}^1 = 144 \text{ ккал/м}^3$;

i_{300}^x — искомая энтальпия воздуха,

$$\begin{aligned} i_{300}^x &= i_{300}^1 - \Delta i_{\text{др}} = 144 - 7,37 = \\ &= 136,63 \text{ ккал/м}^3. \end{aligned}$$

Этой энтальпии соответствует давление 125 кг/см² (по s — T -диаграмме для воздуха). Практически рабочее давление воздуха на установках КГН-30 колеблется от 90 до 130 кг/см² в зависимости от потерь холода.

Кислородная установка КГН-30Т (рис. IV-6)

Предназначена для получения технического кислорода высшего сорта по ГОСТ 5583—58 и является модификацией установки КГН-30. Она приспособлена для работы в условиях повышенной влажности воздуха и при высокой температуре охлаждающей воды. Процесс и режимы получения кислорода в установке КГН-30Т и в установке КГН-30 аналогичны. Специфические условия эксплуатации установки КГН-30Т определили и выбор оборудования. В схеме установки предусмотрено два декарбонизатора, что обеспечивает более длительный период кампании. Воздух сжимается в пятиступенчатом компрессоре. Это создает возможность получать допустимые температуры сжатия по ступеням компрессора при высокой температуре охлаждающей воды. Чтобы обеспечить нормальные условия работы сорбционного блока осушки воздуха после холодильника пятой ступени компрессора, воздух дополнительно охлаждается в азотно-водяном холодильнике 4; при этом из воздуха выпадает капельная влага. Процесс здесь протекает следующим образом: сухой азот из воздухоподразделительного аппарата направляется в азотно-водяной холодильник, в котором проходит снизу вверх по тарелкам навстречу стекающей воде. Контактируя с водой, азот насыщается влагой и нагревается, охлаждая воду. Холодная вода в нижней части аппарата охлаждает воздух в обычном трубчатом холодильнике. Охлажденный до температуры 10—15 °С воздух поступает в блок осушки 6. Кислород выдается из разделительного аппарата сжатым до давления 165 кг/см² при помощи насоса.

2. Установки высокого давления с детандером

Установка жидкого кислорода КЖ-1

КЖ-1 — крупная установка, обеспечивающая экономичное получение продуктов разделения воздуха в жидком виде. Установка предназначена для получения:

- а) только жидкого кислорода;
- б) только жидкого азота;
- в) одновременно жидкого кислорода и жидкого азота.

В технологической схеме установки используется холодильный цикл высокого давления с поршневым детандером, установленным на температурном уровне 3—5° С.

Весь разделяемый воздух очищают от двуокиси углерода в скрубберах раствором едкого натра; осушка воздуха происходит в сорбционном блоке осушки. Воздух разделяется в аппарате двукратной ректификации.

Установка КЖ-1 отличается от ранее созданной установки КЖ-1600 (до ее модернизации) тем, что в ней применена сорбционная осушка воздуха (взамен вымораживания влаги), изменена температура воздуха перед поршневыми детандерами (вместо —30 °С на +3—5 °С), улучшена система очистки детандерного воздуха от масла, а также применены аппараты и арматура улучшенной конструкции.

Технологическая схема установки приведена в приложении IV-1. Атмосферный воздух засасывается пятиступенчатым компрессором 10 через воздушный фильтр 9, в котором воздух очищается от механических частиц. После сжатия во второй ступени компрессора при давлении около 9 кг/см² воздух поступает на очистку от двуокиси углерода в скрубберы 4 через обратный клапан. В скрубберах воздух проходит снизу вверх по насадке из колец Рашига, орошаемой раствором едкого натра. Циркуляция щелочи в скрубберах поддерживается насосами 5. Для приготовления раствора щелочи в баке 8 используют насос 6. Этим же насосом щелочь подается в скрубберы при заполнении или замене отработанной щелочи свежей.

После сжатия в пятой ступени воздух при давлении около 180 кг/см² проходит влагоотделитель азотно-водяной холодильной установки 3 и подается в блок разделения 11. При работе установки 3 воздух дополнительно охлаждается в холодильнике этой установки. В блоке 11 воздух охлаждается до температуры ≈ 3 °С, проходит влагоотделитель и подается в блок осушки 1. Всего имеется два блока осушки 1, в каждом из которых по четыре осушительных баллона. Одновременно воздух осушается в шести баллонах, а два находятся на регенерации.

Осушенный воздух разделяется на две части: около 45% через дроссельный вентиль поступает в блок *II*, а остальные 55% направляются на расширение в детандеры *16*. Для уменьшения пульсации потока до детандеров установлены ресиверы детандерного воздуха *15*. После расширения в детандерах воздух при давлении около 6 кг/см^2 также поступает в блок *II*. Из блока разделения выводится жидкий кислород и азот. Схемой предусматривается также возможность отбора жидкого воздуха и возврата холодного газообразного воздуха.

Блок разделения подогревается воздухом, нагреваемым в подогревателе *14*. Подогреватель *12* используется при регенерации силикагеля в адсорберах ацетилена.

Технологическая схема блока разделения приведена в приложении IV-2.

Воздух при рабочем давлении 180—200 кг/см^2 и температуре около 30°C поступает в теплообменник-ожижитель *IX*, в котором охлаждается азотом до температуры $\approx 3^\circ\text{C}$. В процессе охлаждения водяные пары, содержащиеся в воздухе, конденсируются, конденсат отделяется в отделителе *XVI* и удаляется через продувочный вентиль, а воздух направляется в блок осушки. Около 45% осушенного воздуха поступает в основной теплообменник *IV*, в котором охлаждается до температуры -170°C , дросселируется вентилем *P-4* до давления около 5 кг/см^2 и поступает в нижнюю колонну *I*. Остальные 55% воздуха, расширившись в детандере и достигнув давления около 6 кг/см^2 , с температурой около -142°C поступают в фильтры детандерного воздуха *VIII*. Всего имеется три фильтра: два из них работают попеременно, третий — контрольный. В фильтрах воздух очищается от твердых частиц масла, унесенных из детандера. Скорость на поверхности фильтрации около $0,009 \text{ м/сек}$. Из детандерных фильтров воздух попадает в змеевик, расположенный в кубе нижней колонны *I*. В нем воздух охлаждается до температуры около -170°C в результате испарения кубовой жидкости.

Процесс ректификации происходит в нижней колонне *I*, верхней колонне *III* при помощи конденсатора *II*. Кубовая жидкость, в которой содержится около 35% O_2 , из нижней колонны поступает в адсорберы ацетилена *VII* для очистки от растворенного ацетилена, далее проходит переохладитель *V*, дросселируется вентилем *P-3* до давления $\approx 0,4 \text{ кг/см}^2$ и подается в верхнюю колонну. При работе с верхним конденсатором *X* кубовая жидкость подается в межтрубное пространство этого конденсатора через вентиль *P-1*. Жидкий азот из карманов нижней колонны охлаждается в переохладителе *V*, дросселируется вентилем *P-2* до давления $\approx 0,35 \text{ кг/см}^2$ и подается на орошение верхней колонны *III*. Газообразный азот из верхней колонны подогревается последовательно в переохладителе жидкого кислорода *VI*, переохладителе *V* и основном теплообменнике *IV* до температуры $\sim -18^\circ\text{C}$ и по-

ступает в межтрубное пространство теплообменника-ожижителя *IX*. Далее азот выбрасывается в атмосферу или (при работе с азотно-водяной холодильной установкой) поступает в скруббер для охлаждения воды.

В схеме предусмотрена возможность работы на двух режимах: первый режим — выдача кислорода в жидком виде непосредственно из основного конденсатора, второй режим — отбор из основного конденсатора газообразного кислорода и охлаждение его в трубах верхнего конденсатора *X*. При первом режиме жидкий кислород отбирается из основного конденсатора, охлаждается в переохладителе *VI* до температуры минус 185°C , проходит вентиль слива *P-6* и попадает в мерник (измеритель количества) жидкого кислорода *XI*. При втором режиме газообразный кислород из конденсатора *II* проходит отделитель жидкости *XIV* и поступает на конденсацию (ожижение) в конденсатор *X*. Из конденсатора кислород в виде жидкости через вентиль *P-7* поступает в мерник *XII* и далее в цистерну для жидкого кислорода.

Жидкий кислород из мерника *XI* может при необходимости подвергаться дополнительной очистке в фильтре *XV*.

В схеме предусмотрена также возможность получения жидкого азота или полностью в соответствии с холодопроизводительностью установки, или частично одновременно с выдачей жидкого кислорода. Жидкий азот отбирается из сборника, расположенного на верхней тарелке верхней колонны, через вентиль *P-8*, проходит через мерник *XIII* и выходит из блока разделения в цистерну для жидкого азота.

Материально-тепловой баланс

Исходные данные

1. Температуры и разности температур:
 T_0 — начальный температурный уровень (температура воздуха на входе в теплообменник *IX*), $T_0 = 303^\circ\text{K}$;
 T_1 — температура азота на выходе из теплообменника *IX*, $T_1 = 300^\circ\text{K}$;
 T_2 — температура воздуха после теплообменника *IX*, $T_2 = 275^\circ\text{K}$;
 T_3 — температура воздуха на входе в теплообменник *IV* (подогрев воздуха в блоке осушки на 3°C), $T_3 = 278^\circ\text{K}$;
 T_4 — температура воздуха на выходе из теплообменника *IV* (определяется предварительными расчетами), $T_4 = 103^\circ\text{K}$;
 T_5 — температура азота на входе в теплообменник *IX* (определяется предварительными расчетами), $T_5 = 93^\circ\text{K}$;
 T_6 — температура кислорода на выходе из блока разделения с учетом переохладения, $T_6 = 87,9^\circ\text{K}$.

2. Давления:

p — рабочее давление воздуха, $p = 180 \text{ кг/см}^2$;

3. Потери холода в окружающую среду $q_{0.c} = 1,5 \text{ ккал/м}^3 \text{ п. в.}$

4. Коэффициенты полезного действия:

$\eta_{п.д}$ — адиабатный к. п. д. поршневых детандеров, $\eta_{п.д} = 0,75$;

$\eta_{п.к}$ — изотермический к. п. д. компрессора на валу машины, $\eta_{п.к} = 0,61$.

Определение некоторых параметров

Количество разделяемого воздуха.

Паспортная производительность компрессора типа ЗГ 100/200 равна $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (0°C , 760 мм рт. ст.).

С учетом потерь воздуха на продувки влаготмаслоотделителей компрессора и при переключении осушительных баллонов блока осушки, оцениваемых в 5%, количество разделяемого воздуха составит

$$V_B = 6000 \cdot 0,95 = 5700 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$(0^\circ\text{C}, 760 \text{ мм рт. ст.})$$

или

$$5700 \frac{293}{273} = 6150 \text{ м}^3/\text{ч} (20^\circ\text{C}, 760 \text{ мм рт. ст.})$$

Холодопроизводительность поршневого детандера

$$\Delta i_{дет} = (i_{278}^{180} - i_{ад}^6) \eta_{п.д} \text{ ккал/м}^3,$$

где i_{278}^{180} — энтальпия воздуха перед детандером, $i_{278}^{180} = \frac{2814}{22,4} = 126,2 \text{ ккал/м}^3$;

$i_{ад}^6$ — энтальпия воздуха после адиабатного расширения в детандере,

$$i_{ад}^6 = \frac{1775}{22,4} = 79,2 \text{ ккал/м}^3;$$

$$\Delta i_{дет} = (126,2 - 79,2) 0,75 = 35,2 \text{ ккал/м}^3.$$

Уравнение

общего

теплового баланса

Составляется на 1 м^3 разделяемого воздуха:

$$\Delta i_{др} + B_{дет} \Delta i_{дет} = K (i_{303}^1 - i_{87,9}^{1,54}) +$$

$$+ A c_p (T_0 - T_1) + q_{0.c} + c_p^{B.D} (T_3 - T_2),$$

где $\Delta i_{др}$ — эффект дросселирования воздуха,

$$\Delta i_{др} = i_{303}^1 - i_{303}^{180} = \frac{3267}{22,4} - \frac{3033}{22,4} =$$

$$= 10,4 \text{ ккал/м}^3 \text{ п. в.};$$

$B_{дет}$ — количество детандерного воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

K — количество получаемого кислорода, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

$A = 1 - K$ — количество отбросного азота, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

i_{303}^1 — энтальпия кислорода при

$$T_0, \quad i_{303}^1 = \frac{3317}{22,4} = 148,5 \text{ ккал/м}^3;$$

$i_{87,9}^{1,54}$ — энтальпия кислорода при

$$T_0, \quad i_{87,9}^{1,54} = \frac{127,5}{22,4} = 5,7 \text{ ккал/м}^3;$$

c_p — теплоемкость азота при давлении 1 атм , $c_p = 0,312 \text{ ккал/(м}^3 \cdot \text{град)}$;

$c_p^{B.D}$ — теплоемкость воздуха при $p = 180 \text{ кг/см}^2$,

$$c_p^{B.D} = 0,413 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град)}$$

$$10,4 + B_{дет} \cdot 35,2 = K (148,5 - 5,7) + (1 - K) 0,312 \cdot (303 - 300) + 1,5 + 0,413 (278 - 275).$$

$$B_{дет} = 4,07K - 0,193. \quad (1)$$

Уравнение

теплового баланса

теплообменников IX и IV

$$i_{303}^{180} - i_{278}^{180} + (1 - B_{дет}) (i_{278}^{180} - i_{103}^{180}) + q_{0.c}^{IX} + q_{0.c}^{IV} = A (i_{300}^1 - i_{83}^1),$$

где i_{303}^{180} — энтальпия воздуха до теплообменника IX, $i_{303}^{180} = \frac{3033}{22,4} = 135 \text{ ккал/м}^3$;

i_{278}^{180} — энтальпия воздуха после теплообменника IX, $i_{278}^{180} = \frac{2780}{22,4} = 124,2 \text{ ккал/м}^3$;

i_{103}^{180} — энтальпия воздуха после теплообменника IV, $i_{103}^{180} = \frac{680}{22,4} = 30,3 \text{ ккал/м}^3$;

i_{300}^1 — энтальпия азота после теплообменника IX, $i_{300}^1 = \frac{3248}{22,4} = 145 \text{ ккал/м}^3$;

i_{83}^1 — энтальпия азота до теплообменника IV, $i_{83}^1 = \frac{1795}{22,4} = 80,2 \text{ ккал/м}^3$;

$q_{0.c}^{IX}$ — потери холода в окружающую среду теплообменником IX, $q_{0.c}^{IX} = 0,2 \text{ ккал/м}^3 \text{ п. в.}$;

$q_{0.c}^{IV}$ — потери холода в окружающую среду теплообменником IV, $q_{0.c}^{IV} = 0,3 \text{ ккал/м}^3 \text{ п. в.}$;

$$135 - 124,2 + (1 - B_{дет}) (126,2 - 30,3) + 0,2 + 0,3 = (1 - K) (145 - 80,2).$$

$$B_{дет} = 0,677K + 0,443. \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) определяем $B_{дет}$ и K :

$$K = 0,187 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}; \quad B_{дет} = 0,569 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Определение концентрации отбросного азота и основных потоков

X_K — концентрация азота в получаемом кислороде, $X_K = 0,5\% \text{ N}_2$; $1 = A + K$; $K = 0,187 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$; $A = 1 - K = 1 - 0,187 = 0,813 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$

$$X_B = AX_A + KX_K;$$

$$X_A = \frac{X_B - KX_K}{A} = \frac{1,79 - 0,187 \cdot 0,5}{0,813} = 97,08\% \text{ N}_2.$$

Количество получаемого жидкого кислорода

$$V_K = V_B \rho_{\text{O}_2} \cdot 0,187 = 5700 \cdot 1,43 \cdot 0,187 = 1530 \text{ кг/ч},$$

где ρ_{O_2} — плотность кислорода; $\rho_{\text{O}_2} = 1,43 \text{ кг/м}^3$.

Количество воздуха в детандер

$$V_{\text{дет}} = V_B \cdot 0,569 = 5700 \cdot 0,569 = 3265 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определение расхода энергии

а) расход энергии на сжатие 1 м^3 воздуха в компрессоре

$$N_{\text{п.к}} = \frac{RT_0 \cdot 2,3 \lg p p_B}{1,36 \cdot 270000 \cdot \eta_{\text{п.к}} \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,985} \text{ квт} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ п. в.},$$

где (кроме известных обозначений)

0,95 — коэффициент, учитывающий потери воздуха от продувок водомаслоотделителей;

0,96 — коэффициент герметичности;

0,985 — коэффициент, учитывающий потери воздуха при переключении баллонов блока осушки.

$$N_{\text{п.к}} = \frac{29,27 \cdot 303 \cdot 2,3 \cdot 2,258 \cdot 1,293}{1,36 \cdot 270000 \cdot 0,61 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,985} = 0,295 \text{ квт} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ п. в.};$$

б) энергия, возвращенная детандерами

$$N_{\text{п.д}} = \frac{V_{\text{дет}} \Delta i_{\text{дет}} 0,75}{860},$$

где 0,75 — коэффициент возврата мощности.

$$N_{\text{п.д}} = \frac{0,569 \cdot 35,2 \cdot 0,75}{860} = 0,0175 \text{ квт} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ п. в.};$$

в) расход энергии на 1 кг жидкого кислорода

$$N = \frac{N_{\text{п.к}} - N_{\text{п.д}}}{K \rho_{\text{O}_2}} = \frac{0,295 - 0,0175}{0,187 \cdot 1,43} = 1,037 \text{ квт} \cdot \text{ч/кг O}_2.$$

Установка жидкого азота ЖА-1

Предназначена для получения из воздуха азота жидкого и азота газообразного повышенного давления. Технологическая схема этой установки, как и схема установки КЖ-1, основана на применении холодильного цикла высокого давления с поршневым детандером на температурном уровне $3-5^\circ \text{C}$. Очистка от двуокиси углерода и осушка воздуха осуществляются так же, как в установке КЖ-1.

Разделяется воздух в аппарате однократной ректификации — в колонне с верхним и нижним конденсаторами.

Технологическая схема установки приведена на рис. IV-7.

Воздух из компрессора 9 при рабочем давлении поступает в блок разделения 13, где охлаждается в предварительных теплообменниках до температуры 3°C , выходит из блока и направляется в блоки осушки 1. После блока осушки около 60% воздуха поступает в ресиверы 14 и поршневые детандеры 15. Расширяющийся в детандерах воздух при давлении около 6 кг/см^2 поступает в блок 13. Остальной воздух (около 40%) поступает непосредственно в блок 13.

Из блока 13 выходит жидкий и газообразный азот для использования. Отбросный газ выбрасывается в атмосферу и применяет

ся частично для отогрева периодически отогреваемых аппаратов блока 13. Для отогрева аппаратов имеются подогреватели 12 и 10.

Технологическая схема блока разделения приведена в приложении IV-3.

Воздух из компрессора при давлении $180-200 \text{ кг/см}^2$ и температуре около 30°C поступает в предварительные теплообменники VII и V, в которых охлаждается до температуры 3°C чистым азотом и отбросным газом соответственно. Осушенный воздух поступает в теплообменники VI и IV, в которых охлаждается чистым азотом и отбросным газом, дросселируется в вентиле P-1 и поступает в колонну 1 на разделение. Воздух после расширения в детандерах проходит один из двух попеременно работающих фильтров детандерного воздуха XII или XIII, проходит через змеевик, расположенный в кубе колонны 1, и поступает на полную конденсацию в межтрубное пространство нижнего конденсатора III. Конденсация детандерного воздуха происходит вследствие испарения кубовой жидкости в трубках конденсатора III. Пары поступают в колонну 1. Жидкий воздух из конденсатора III проходит очистку от ацетилена в адсорбере VIII, дросселируется в вентиле P-5 и подается в межтрубное простран-

рис. IV-7. Технологическая схема установки ЖА-1:

1 — блок осушки воздуха; 2 — влагоотделитель; 3 — скруббер; 4 — центробежный насос; 5 — щелочоотделитель; 6 — бак для приготовления раствора едкого натра; 7 — вихревой насос; 8 — воздушный фильтр; 9 — воздушный компрессор; 10 — подогреватель мощностью 5,5 кет; 11 — щит подогревателя; 12 — подогреватель мощностью 50 кет; 13 — ресивер детандерного воздуха; 14 — ресивер детандер поршневой; 15 — детандер поршневой

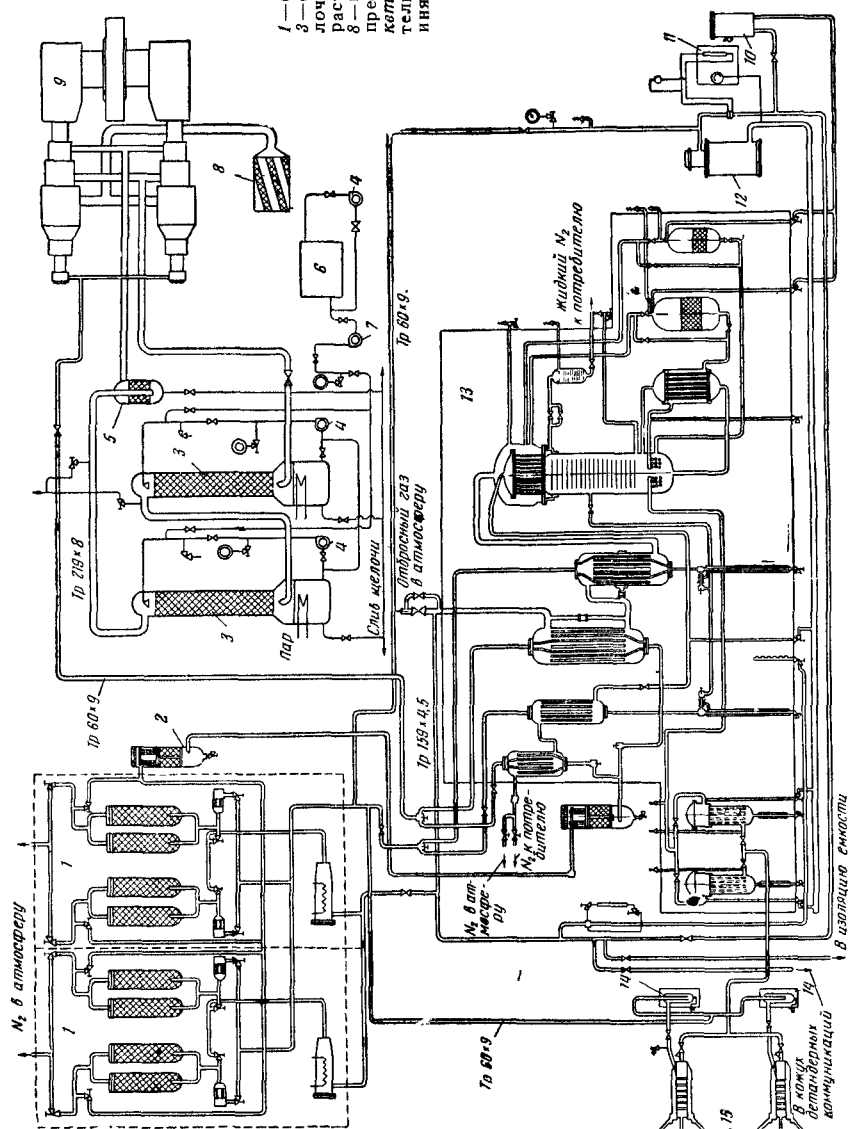


ТАБЛИЦА IV-3. ПОКАЗАТЕЛИ НОРМАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА
ДЛЯ УСТАНОВОК С ЦИКЛОМ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ПОРШНЕВЫМ ДЕТАНДЕРОМ

Показатели	КЖ-1		ЖА-1		КЖ-1АР	
	показатель	прибор по приложению IV-2	показатель	прибор по приложению IV-3	показатель	прибор по приложению IV-4
Количество $m^3/ч$:						
разделяемого воздуха	6150	—	6150	—	6150	—
воздуха на детандер	3400—3500	—	3450—3550	—	3400—3500	—
кислорода жидкого, $кг/ч$	до 1600*	24, 26	—	—	До 1600	26
азота жидкого, $кг/ч$	» 1600*	25	До 1600	—	—	—
сырого аргона	—	—	—	—	40	12
пара кубовой жидкости	—	—	—	—	1900—2100	22, 32
азота газообразного	—	—	700	—	—	—
Давление, $кг/см^2$:						
воздуха	180—200	1	180—200	10	180—200	1, 2, 3
в нижней колонне	5,5—6,0	6	2—2,2	2	5,5—6,0	6
в верхней колонне	0,5—0,7	7	—	—	0,5—0,7	7
после детандеров	6—6,5	9, 10	3,5—6,5	14, 15	6—6,5	9, 10
Разность температур на теплом конце, град:						
теплообменника-ожижителя IX	2—3	T-1, T-8	—	—	2—3	T-1, T-8
предварительных теплообмен- ников VII и V	—	—	2—3	T-2, T-3, T-9	—	—
аргонного теплообменника	—	—	—	—	5	T-3, T-10, T-112
Температура °С:						
воздуха после теплообменника IX	3—5	T-2	—	—	3—5	T-2
азота перед теплообменником IX	—14 ÷ —18	T-7	—	—	—14 ÷ —18	T-7
воздуха перед теплообменни- ком IV	5—7	T-3	—	—	5—7	T-3

* 1600—общая производительность по жидкому кислороду и жидкому азоту при одновременном получении.

Продолжение табл. IV-3

Показатели	КЖ-1		ЖА-1		КЖ-1АР	
	показатель	прибор по приложению IV-2	показатель	прибор по приложению IV-3	показатель	прибор по приложению IV-4
Температура, °С:						
воздуха перед дроссельным вентилем	—170 ÷ —175	T-4	—175 ÷ —178	T-4, T-5	—170 ÷ —175	T-4
азота после переохладителя . .	—180 ÷ —182	T-5	—	—	—180 ÷ —182	T-5
воздуха после детандеров . .	—130 ÷ —133	—	—143 ÷ —145	—	—130 ÷ —133	—
воздуха после теплообменников V и VII	—	—	2—4	T-10, T-11	—	—
отбросного газа перед теплооб- менником V	—	—	—14 ÷ —18	T-8	—	—
воздуха перед теплообменника- ми IV и VI	—	—	5—8	T-1	—	—
отбросного газа после теплооб- менника IV	—	—	—16 ÷ —18	T-7	—	—
Уровень жидкости, см столба жид- кости:						
куба нижней колонны	13—15	23	85—90	27	13—15	18
конденсатора	60—70	21	—	—	60—70	16
конденсатора аргонной колон- ны	—	—	—	—	30—40	20
межтрубного пространства верхнего конденсатора	—	—	25—30	28	—	—
межтрубного пространства ниж- него конденсатора	—	—	130—140	29	—	—

Продолжение табл. IV-3

Показатели	КЖ I		ЖА-1		КЖ-1АР	
	показатель	прибор по приложению IV-2	показатель	прибор по приложению IV-3	показатель	прибор по приложению IV-4
Сопротивление, <i>мм вод. ст.</i> :						
нижней колонны	700—800	22	900—1000	26	700—800	17
верхней колонны	1050—1200	18	—	—	1050—1200	15
детандерных фильтров	До 5000	9, 10, 11	До 5000	12, 13, 7	До 5000	9, 10, 11
аргонной колонны	—	—	—	—	Около 800	19
Концентрация, % (объемн.)						
кубовой жидкости при газо- жидкостном режиме	—	—	90 O ₂	A-1	—	—
кубовой жидкости при жидко- стном режиме	35—36 O ₂	A-7	44 O ₂	A-1	35—36 O ₂	A-5
жидкого кислорода	До 99,5 N ₂	A-4	—	—	До 99,5 O ₂	A-3, A-13
жидкого азота	« 99,5 N ₂	A-6	До 99 N ₂	A-2	99—99,5 N ₂	A-4
отходящего азота (режим по- лучения жидкого кислорода)	97—98 N ₂	A-2	—	—	99—99,5 N ₂	A-14
отходящего азота (режим полу- чения жидкого азота)	74—75 N ₂	A-2	—	—	—	—
отбросного газа из колонны при жидкостном режиме	—	—	73 N ₂	A-4	—	—
отбросного газа из колонны при газожидкостном режиме	—	—	69 N ₂	A-4	—	—
аргонной фракции	—	—	—	—	88—92 O ₂	A-11, A-12
сырого аргона	—	—	—	—	Около 93 Ar	A-9

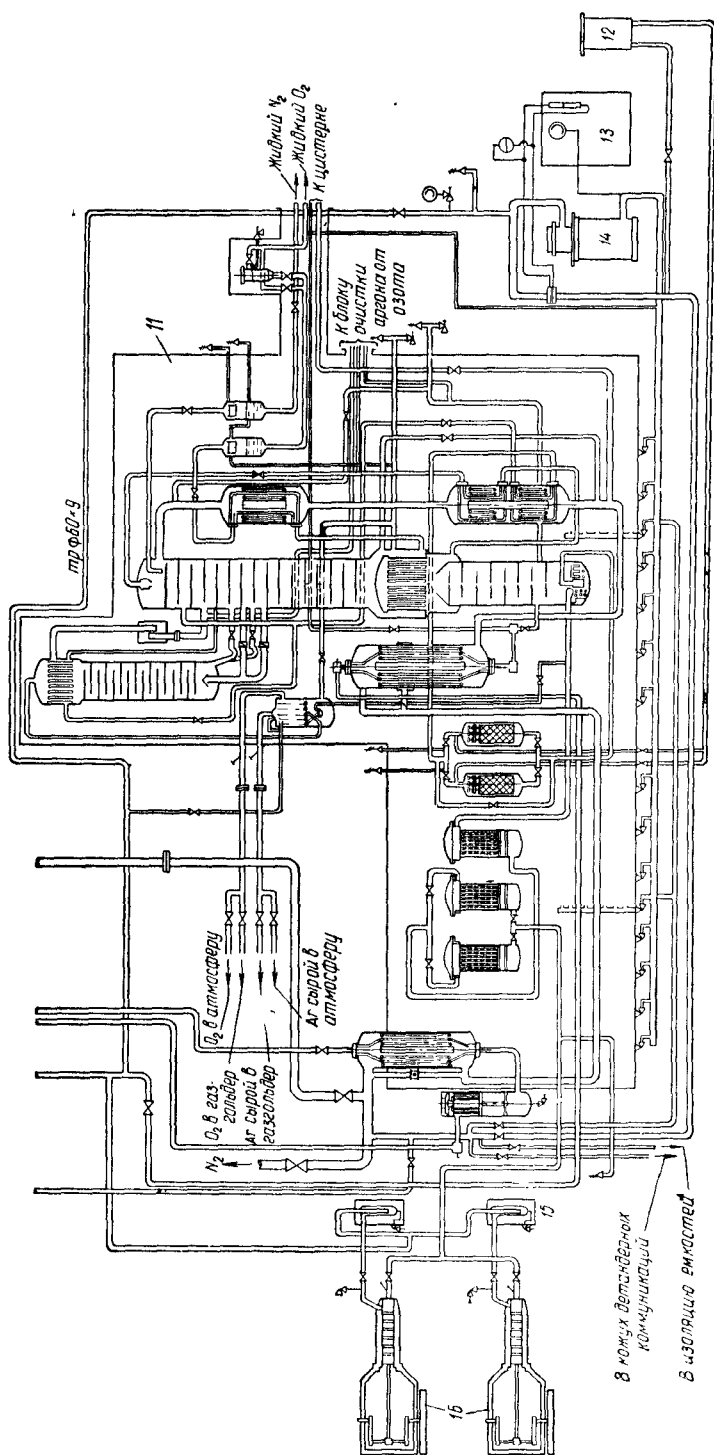


Рис. IV-8. Технологическая схема установки КЖ-1АР:

1 — блок осушки воздуха; 2 — влатоотделитель; 3 — азотно-водная холодильная установка; 4 — скруббер; 5 — центробежный насос; 6 — паровой насос; 7 — целочиститель; 8 — бак для приготовления раствора едкого натра; 9 — воздушный компрессор; 10 — воздушный фильтр; 11 — блок разделения воздуха; 12 — подогреватель мощностью 5,5 кВт; 13 — цинг подогревателя; 14 — подогреватель мощностью 50 кВт; 15 — ресивер детандерного воздуха; 16 — детандер поршневой

аргон, отбираемый из верхней части колонны, и жидкая фракция с меньшим содержанием аргона, чем в газообразной. Над аргонной колонной расположен конденсатор, в межтрубном пространстве которого кипит кубовая жидкость, поступающая через дроссель *P-6*. Жидкость из нижней части аргонной колонны стекает в верхнюю колонну. Пары кубовой жидкости из конденсатора поступают также в верхнюю колонну на тарелку, расположенную ниже ввода кубовой жидкости. Сырой аргон нагревается в теплообменнике *XV* и выходит в газгольдер.

При получении аргона чистота азота из верхней колонны повышается, что позволяет увеличить коэффициент извлечения кислорода и получить часть кислорода в виде газа. Газообразный кислород отбирается из основного конденсатора, подогревается в теплообменнике *XV* и направляется в газгольдер для использования. Подогрев сырого аргона и кислорода в теплообменнике происходит за счет воздуха высокого давления, проходящего в трубках. После теплообменника *XV* воздух дросселируется в вентиле *P-4* до давления около 6 кг/см^2 и поступает в нижнюю колонну *I*.

Жидкий кислород отбирается из основного конденсатора *II*, охлаждается в переохладителе *VI* и через вентиль *P-7* и мерник *X* по трубопроводу направляется в цистерну. Предусмотрена возможность фильтрации жидкого кислорода в фильтре *XVI*.

При неработающей аргонной колонне можно отбирать жидкий азот из верхней колонны через вентиль *P-8* и мерник *XI*.

Материальный баланс

Исходные данные

Состав продуктов разделения (на основании предварительных расчетов):

- 1) жидкий кислород — 99,2% O_2 , 0,8% Ar ;
- 2) азот отбросный — 99,714% N_2 , 0,2% O_2 , 0,086% Ar ;
- 3) жидкий азот из нижней колонны — 99,05% N_2 , 0,65% O_2 , 0,3% Ar ;
- 4) кубовая жидкость — 63,63% N_2 , 35% O_2 , 1,37% Ar ;
- 5) аргонная фракция — 9,9% Ar ; 90% O_2 , 0,1% N_2 ;
- 6) сырой аргон — 93% Ar , 5% O_2 , 2% N_2 .

V_{Ar} — количество сырого аргона, $\text{м}^3/\text{ч}$.

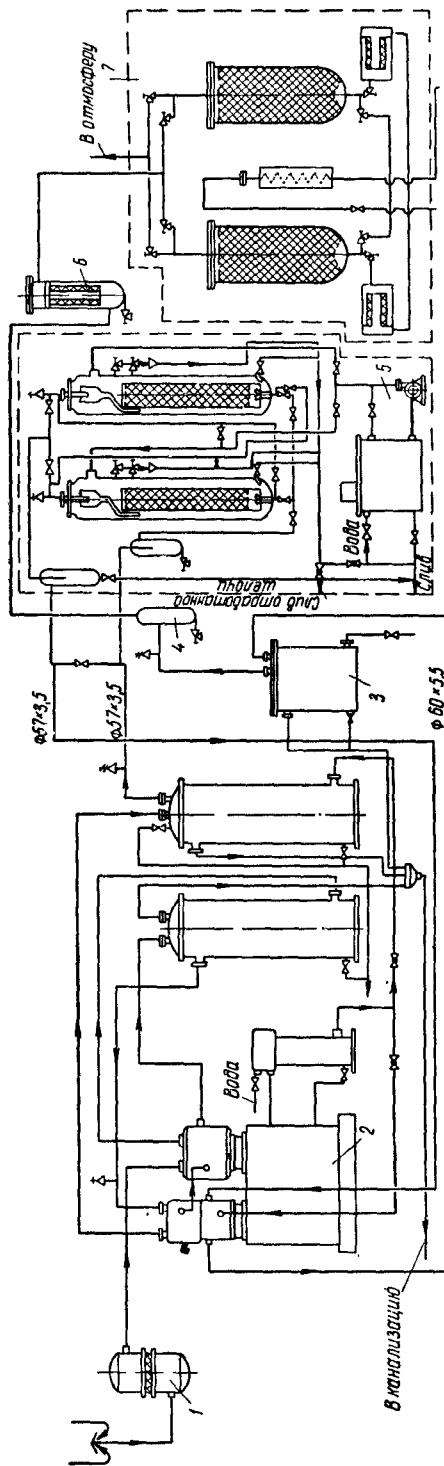
Уравнение материального баланса составляется на 1 м^3 перерабатываемого воздуха:

$$1 = A + \text{Ar} + K.$$

Уравнение баланса по кислороду

$$Z_B = AZ_A + \text{Ar} Z_{\text{Ar}} + KZ_K, \quad (3)$$

где Z_{Ar} — содержание кислорода в сыром аргоне.



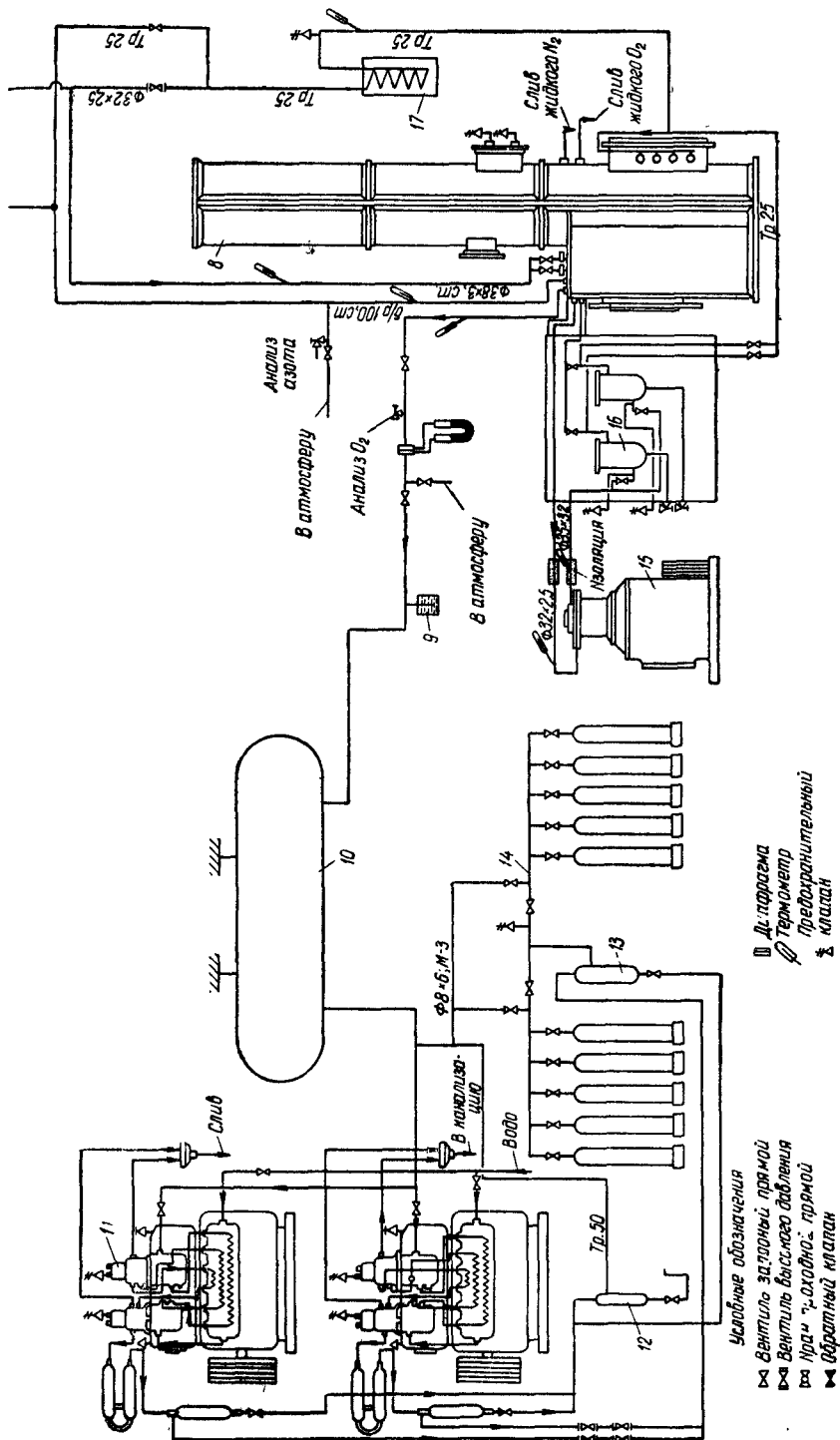


Рис. IV-9. Технологическая схема установки УКТС-100:

1 — фильтр для воздуха; 2 — воздушный компрессор; 3 — конечный холодильник; 4 — масляный холодильник; 5 — скруббер; 6 — влагоотделитель; 7 — блок осушки; 8 — воздухоохлаждающий аппарат; 9 — водяной затвор; 10 — газгольдер кислородный резинотканевый; 11 — кислородный компрессор; 12 — сборник продувочной жидкости; 13 — влагоотделитель; 14 — наполнительная рама; 15 — детандер поршневой; 16 — детандерные фильтры; 17 — подогреватель воздуха

Уравнение баланса по аргону

$$Y_B = AY_A + AgY_{Ag} + KY_K, \quad (4)$$

где Y_{Ag} — содержание аргона в сыром аргоне.

Подставляя числовые значения в уравнения (3) и (4), получим:

$$20,93 = (1 - Ag - K) 0,2 + Ag 5 + K 99,2;$$

$$0,932 = (1 - Ag - K) 0,086 + Ag 93 + K 0,8,$$

откуда

$$A = 0,784; \quad Ag = 0,0075; \quad K = 0,2085.$$

Количество сырого аргона

$$V_{Ag} = V_B Ag = 5700 \cdot 0,0075 = 42,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент извлечения сырого аргона

$$\eta = Ag \frac{Y_{Ag}}{Y_B} = 0,0075 \frac{93}{0,932} 100 \approx 75\%,$$

где 0,932 — содержание аргона в воздухе. Тепловой баланс составляется так же, как и для установки КЖ-1.

Показатели нормального технологического режима установки КЖ-1АР приведены в табл. IV-3.

3. Установки среднего давления

Кислородная установка УКС-100

Предназначена для получения из воздуха технического кислорода высшего или первого сорта по ГОСТ 5583—58. Технологическая схема построена с применением холодильного цикла среднего давления с поршневым детандером, работающим при температуре воздуха на входе минус 50 °С. Разделение воздуха производится в колонне двукратной ректификации. Схема установки приведена на рис. IV-9.

Атмосферный воздух, очищенный от механических частиц в фильтре 1, поступает в трехступенчатый компрессор 2. После сжатия во второй ступени воздух направляется в агрегат очистки от двуокиси углерода 5, состоящий из двух декарбонизаторов, бака для разведения щелочи, насоса, щелочоотделителей и коммуникаций. Очищенный от углекислоты воздух сжимается в третьей ступени компрессора до давления около 30 кг/см² (в рабочий период), проходит концевой холодильник 3, маслоотделитель 4, влагоотделитель 6 и поступает в блок осушки 7. В блоке осушки происходит сорбция

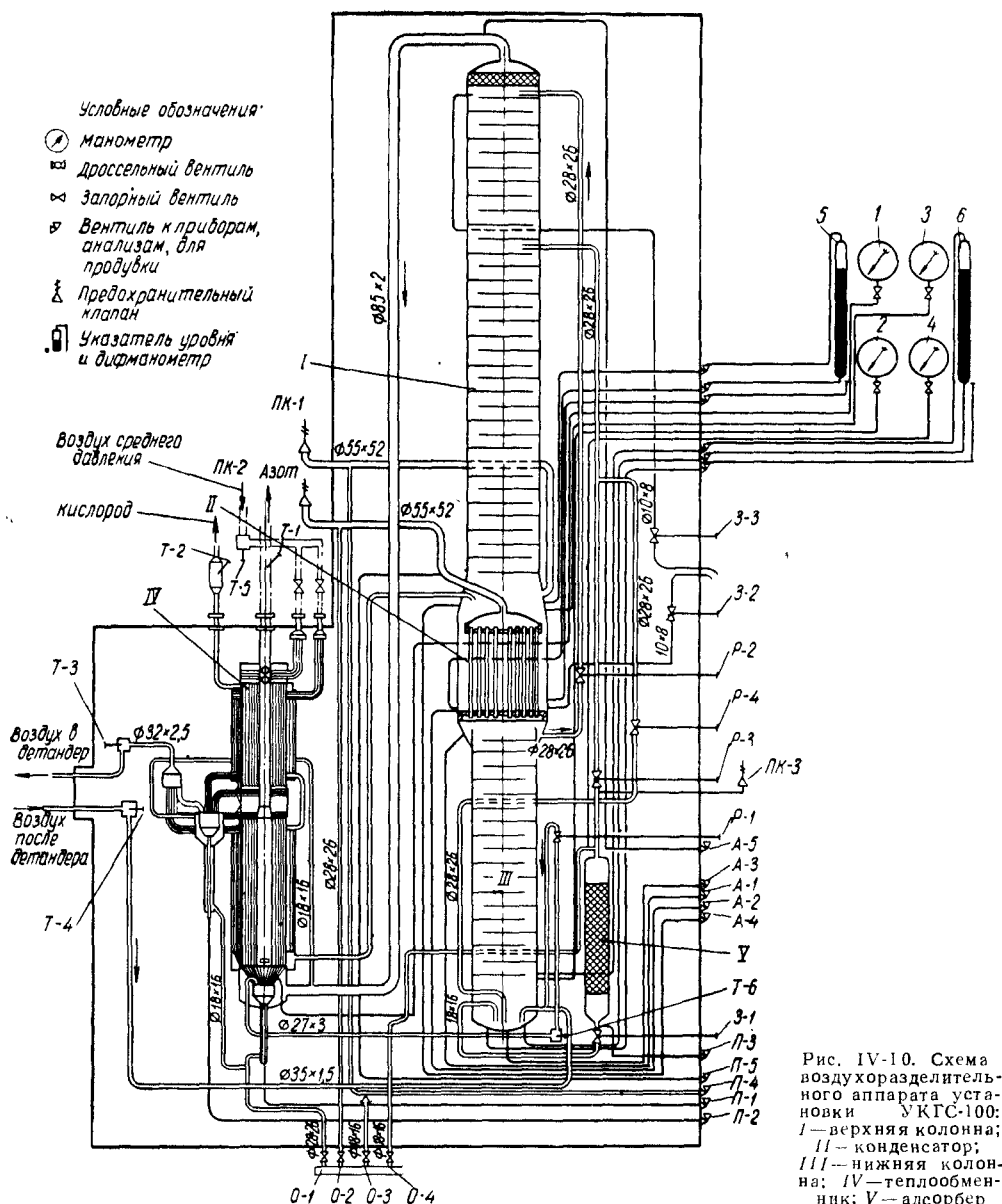
водяных паров из воздуха активным глиноземом в одном из двух попеременно работающих осушительных баллонов. Осушенный воздух поступает далее в воздуходелительный аппарат 8. После охлаждения в первой секции теплообменника часть воздуха (около 25%) направляется на поршневой детандер 15; расширившийся в детандере воздух проходит детандерные фильтры 16, где очищается от масла, и возвращается в теплообменник воздуходелительного аппарата. Продукт разделения воздуха — газообразный кислород поступает в газгольдер из прорезиненной ткани 10. Из газгольдера кислород засасывается кислородными компрессорами 11, сжимается в них до давления 150—165 кг/см² и поступает через влагоотделитель 13 в рампы 14 для наполнения в кислородные баллоны. В схеме предусматривается возврат кислорода из продувок через сборник продувок 12 обратно в газгольдер. Отогрев воздуходелительного аппарата (полный) производится теплым воздухом, нагреваемым в подогревателе воздуха 17.

Технологическая схема воздуходелительного аппарата приведена на рис. IV-10.

Воздух при давлении около 30 кг/см² поступает в теплообменник IV, состоящий из двух секций — азотной и кислородной с промежуточным отбором на детандер части воздуха из средней его части. Воздух охлаждается вследствие теплообмена с отбросным азотом и продукционным кислородом. При температуре минус 50 °С около 25% отбирается на детандер, в котором воздух расширяется до давления около 6 кг/см². Расширившийся в детандере воздух проходит детандерные фильтры и поступает непосредственно в куб нижней колонны III. Остальной воздух охлаждается далее в теплообменнике до температуры около минус 145 °С, дросселируется в вентиле P-1 и поступает в куб колонны III.

В нижней колонне воздух разделяется на кубовую жидкость и жидкий азот. Кубовая жидкость, пройдя через адсорбер ацетилена V, очищается от ацетилена силикагелем. После адсорбера кубовая жидкость в вентиле P-3 дросселируется до давления 0,3—0,4 кг/см² и поступает в верхнюю колонну. Жидкий азот из карманов (сборников) нижней колонны в вентиле P-4 дросселируется до давления 0,25—0,3 кг/см² и подается на верхнюю тарелку верхней колонны I. Между верхней и нижней колоннами расположен конденсатор II, в трубах которого конденсируется азот, а в межтрубном пространстве испаряется жидкий кислород.

Продукт разделения воздуха — газообразный кислород отбирается из нижней части верхней колонны и направляется в теплообменник. Отбросный азот отбирается из верхней части верхней колонны и также направляется в теплообменник. В теплообменнике кислород и азот проходят в межтрубном пространстве и нагреваются воздухом до температуры на 10—12 град ниже температуры входящего воздуха.



Материальный баланс

Количество получаемого кислорода¹

$$K = 1 \frac{X_A - X_B}{X_A - X_K}$$

В установке УКГС-100 $X_K = 0,5\%$, $X_B = 79\%$, $X_A = 97\%$.

При $B = 1$

$$K = \frac{97 - 79}{97 - 0,5} = 0,187 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Количество отходящего азота

$$A = 1 - K = 1 - 0,187 = 0,813 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Тепловой баланс

Из уравнения теплового баланса определяется количество воздуха, поступающего на детандер (при полученном в результате предварительных расчетов рабочем давлении).

Уравнение теплового баланса:

$$\Delta i_{\text{др}} + B_{\text{дет}} \Delta i_{\text{дет}} = A c_p \Delta t_A + K c_p \Delta t_K + q_{0,c},$$

где $q_{0,c}$ — потери холода в окружающую среду, $q_{0,c} = 2 \text{ ккал/м}^3 \text{ п. в.}$;

Δt_A — недорекупация азота в теплообменнике, $\Delta t_A = 12 \text{ град}$;

Δt_K — недорекупация кислорода в теплообменнике, $\Delta t_K = 12 \text{ град}$.

Определение холодопроизводительности воздуха, расширяемого в поршневом детандере:

$$\Delta i_{\text{дет}} = (i_{223}^{30} - i_{ад}^6) \eta_{\text{дет}},$$

где i_{223}^{30} — энтальпия воздуха перед поступлением его в детандер (температура минус 50°C , давление 30 кг/см^2), $i_{223}^{30} = 100,7 \text{ ккал/кг}$;

$i_{ад}^6$ — энтальпия воздуха после процесса адиабатического расширения его от давления 30 кг/см^2 до давления 5 кг/см^2 , $i_{ад}^6 = 82,1 \text{ ккал/кг}$;

$\eta_{\text{дет}}$ — адиабатный к. п. д. детандера, $\eta_{\text{дет}} = 0,6$.

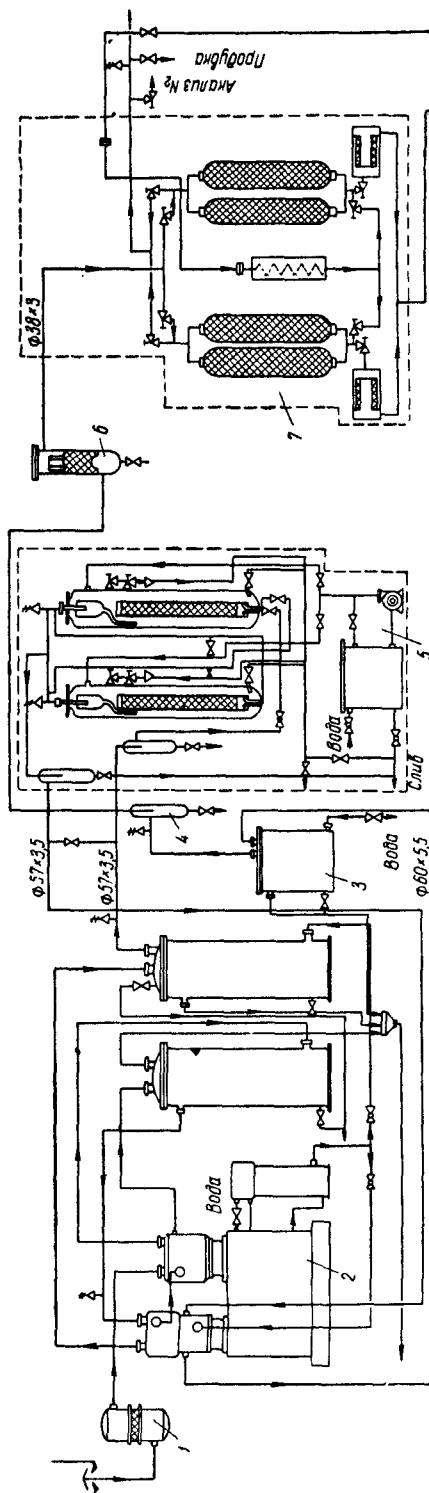
$$\Delta i_{\text{дет}} = (100,7 - 82,1) 0,6 = 11,15 \text{ ккал/кг}$$

или

$$11,15 \cdot 1,293 = 14,4 \text{ ккал/м}^3.$$

$$\Delta i_{\text{др}} = (i_{303}^1 - i_{303}^{30}) = 123 - 121,5 = 1,5 \text{ ккал/кг},$$

$$\text{или } 1,5 \cdot 1,293 = 1,94 \text{ ккал/м}^3.$$



¹ Обозначения см. стр. 190, 196

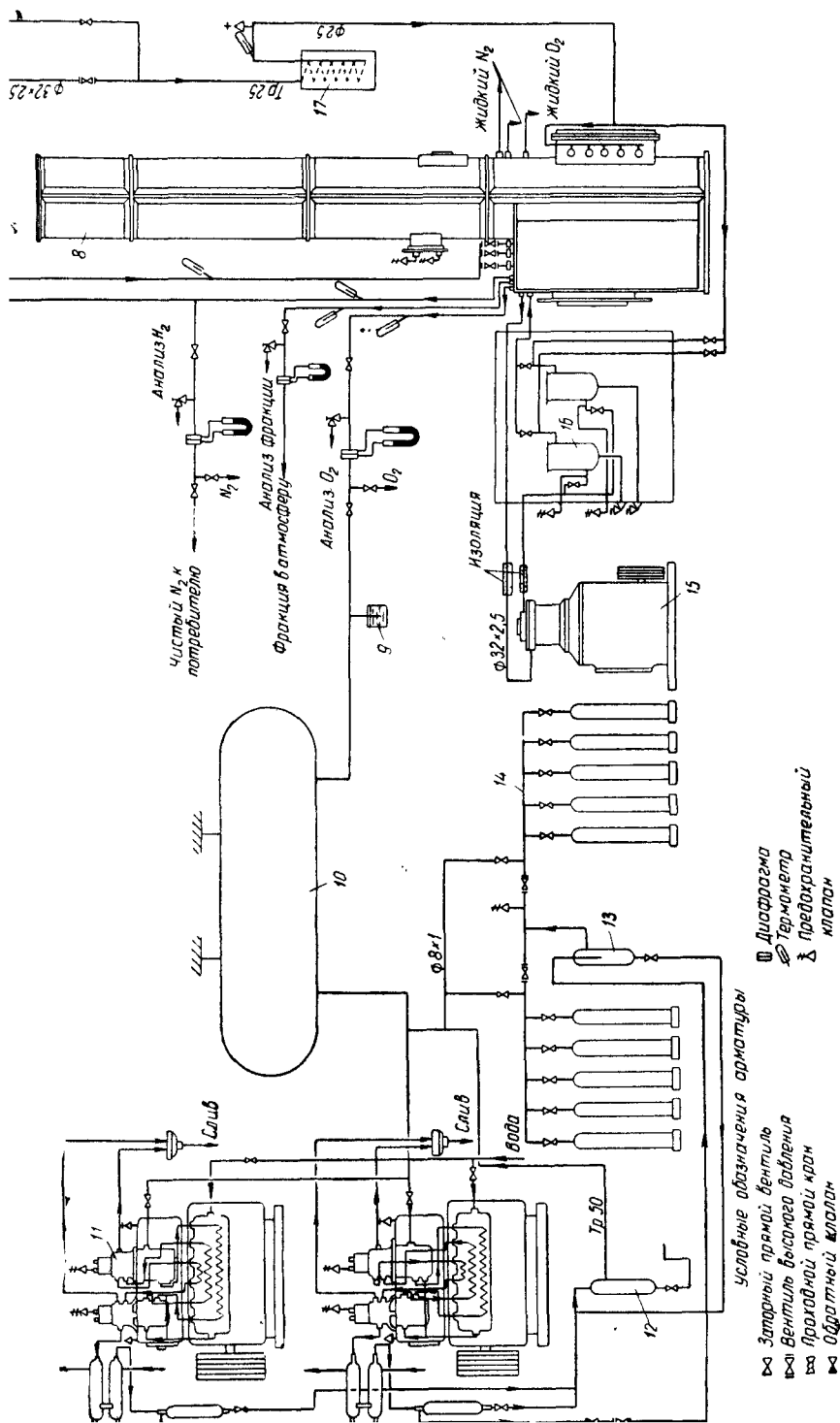


рис. IV-11. Технологическая схема укладки УАКС-780:

Рис. IV-11. Технологическая схема установки УАКГ-780:

1 — фильтр для воздуха; 2 — воздушный компрессор; 3 — концевой холодильник; 4 — масляный теплообменник; 5 — скруббер; 6 — влаготделитель; 7 — блок осушки воздуха; 8 — воздушный компрессор; 9 — водяной затвор; 10 — газгольдер кислородный резинотканевый; 11 — кислородный компрессор; 12 — сорбник продувочной жидкости; 13 — влаготделитель; 14 — рвма исполнительная; 15 — поршневой детандер; 16 — детандерные фильтры; 17 — подогреватель воздуха

Условные обозначения:

- ✕ Дроссельный вентиль
- ✕ Запорный вентиль
- ▽ Вентиль и прибор, анализатор, для продувки
- ⚡ Предохранительный клапан
- 📏 Указатель уровня и дифманометр
- ⊙ Манометр

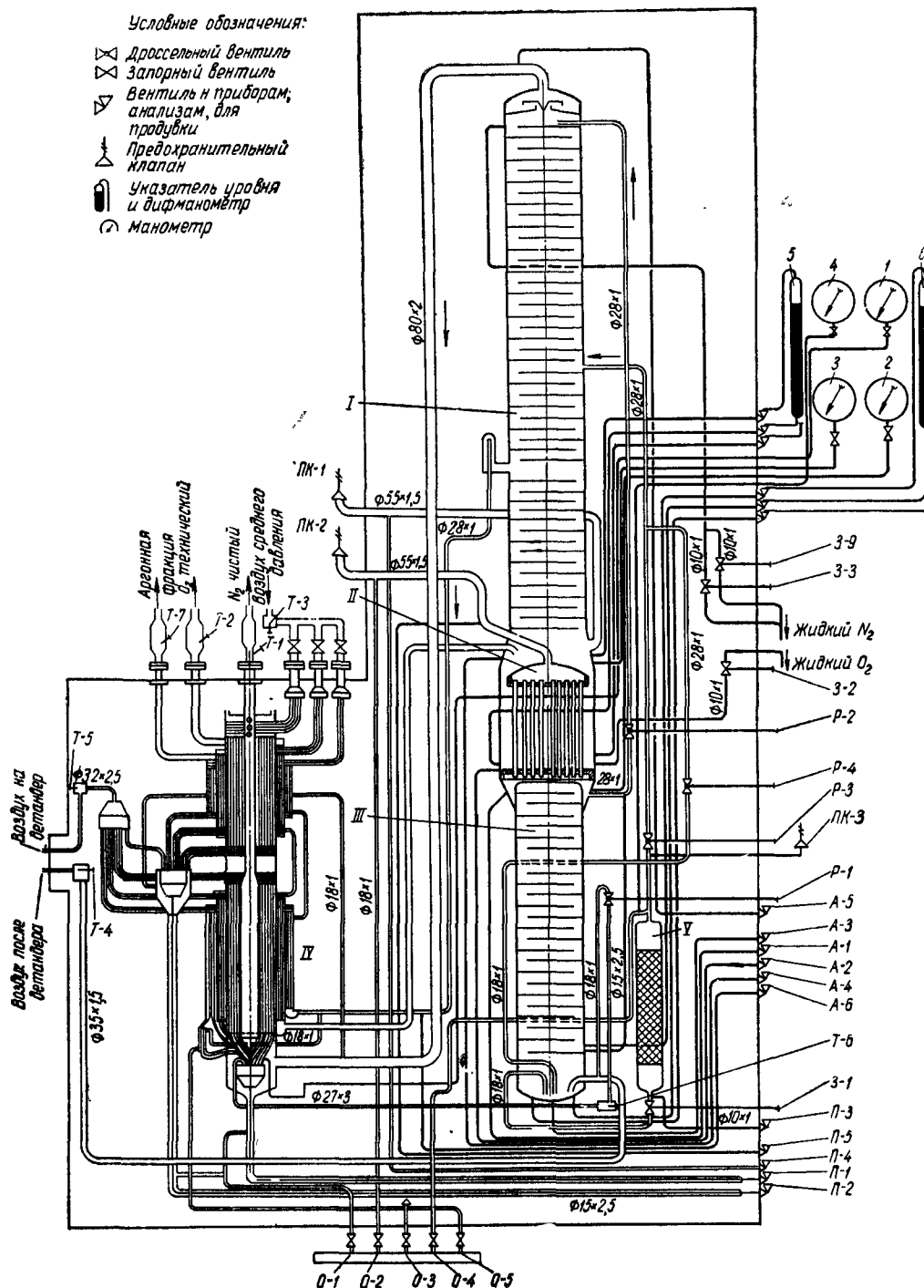


Рис. IV-12. Схема воздухоразделительного аппарата установки УАКГС-780:

I—верхняя колонна; *II*—конденсатор; *III*—нижняя колонна; *IV*—теплообменник; *V*—адсорбер ацетилена.

Манометры воздушные: *I*—после теплообменника, $D=150$ на 100 кг/см^2 , кр. ч. 60 кг/см^2 ; *2*—нижней колонны, $D=150$ на 10 кг/см^2 , кр. ч. 6 кг/см^2 ; *3*—манометр кислородный верхней колонны, $D=150$ на $1,5 \text{ кг/см}^2$, кр. ч. $0,7 \text{ кг/см}^2$; *4*—адсорбера ацетилена, $D=150$ на 10 кг/см^2 ; кр. ч. 6 кг/см^2 ; *У*—указатели уровня, $H=500$; *5*—конденсатора; *6*—испарителя. Вентили угловые дроссельные: *P-1*—воздуха высокого давления, $D_y=6$, $L=450$; *P-2*—жидкого азота из карманов колонны, $D_y=12$, $L=450$; *P-3*—воздуха из адсорбера ацетилена, $D_y=12$, $L=450$; *P-4*—жидкого воздуха, $D_y=12$, $L=450$. Вентили угловые запорные: *П-1*—продукты нижней части теплообменника $D_y=6$; *П-2*—продукты верхней части теплообменника, $D_y=6$; *П-3*—продукты адсорбера ацетилена; *П-4*—продукты верхней колонны, $D_y=25$; *П-5*—продукты неоновелиевой смеси, $D_y=4$; Клапаны предохранительные: *ПК-1*—верхней колонны, $D_y=35$, $p=0,7 \text{ кг/см}^2$; *ПК-2*—нижней колонны, $D_y=35$, $p=6 \text{ кг/см}^2$; *ПК-3*—адсорбера ацетилена, $D_y=15$, $p=6 \text{ кг/см}^2$; Вентили угловые запорные: *З-1*—адсорбера ацетилена, $D_y=15$, $L=300$; *З-2*—жидкого кислорода, $D_y=10$, $L=200$; *З-3*—жидкого азота; *З-4*—жидкого азота, $D_y=10$, $L=200$; *О-1*—теплообменника, $D_y=25$; *О-2*—разделительного аппарата, $D_y=25$; *О-3*—изоляции, $D_y=15$; *О-4*—адсорбера ацетилена, $D_y=15$; *О-7*—секции фракции теплообменника, $D_y=15$; *A-1*—жидкого азота из кармана, $D_y=4$; *A-2*—жидкого кислорода из конденсатора, $D_y=4$; *A-3*—жидкого воздуха, $D_y=4$; *A-4*—газообразного кислорода, $D_y=4$; *A-5*—отходящего азота, $D_y=4$; *A-6*—фракции, $D_y=4$. Термометры сопротивления: *T-1*—азота из теплообменника; *T-2*—кислорода из теплообменника; *T-3*—воздуха высокого давления в теплообменник *T-4*—воздуха из детандера; *T-5*—воздуха к детандеру; *T-6*—воздуха высокого давления из теплообменника; *T-7*—фракции из теплообменника

Подставляем числовые значения в приведенное выше уравнение:

$$\begin{aligned} 1,94 + B_{\text{дет}} \cdot 14,4 &= 0,813 \cdot 0,312 \cdot 12 + \\ &+ 0,187 \cdot 0,312 \cdot 12 + 2 = \\ &= 1,94 + B_{\text{дет}} \cdot 14,4 = 5,74; \\ B_{\text{дет}} &= \frac{3,8}{14,4} = 0,264. \end{aligned}$$

Доля воздуха среднего давления, направляемого на дроссель

$$B_{\text{др}} = 1 - B_{\text{дет}} = 1 - 0,264 = 0,736.$$

При количестве воздуха, подаваемого в воздухоразделительный аппарат, $V_B = 700 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$V_K = V_B K = 700 \cdot 0,187 = 131 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_A = V_B A = 700 \cdot 0,813 = 569 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{дет}} = V_B B_{\text{дет}} = 700 \cdot 0,264 = 185 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Азотно-кислородная установка УАКГС-780

Предназначена для одновременного получения из воздуха двух продуктов: чистого азота концентрацией 99,9% N_2 и кислорода технического высшего сорта по ГОСТ 5583—58.

Технологическая схема установки построена с применением холодильного цикла среднего давления с поршневым детандером, работающим при температуре воздуха на входе минус 50°C . Воздух разделяется в колонне двукратной ректификации с отбором аргонной фракции с тарелки верхней колонны, расположенной ниже ввода кубовой жидкости. Оборудование установки УАКГС-780 (рис. IV-11), за исключением воздухоразделительного аппарата, по кон-

струкции и принципу работы такое же, как и в установке УАКГС-100. Количества выходящих из аппарата газообразных кислорода, азота и аргонной фракции измеряются диафрагмами, установленными на трубопроводах после теплообменника.

Технологическая схема воздухоразделительного аппарата приведена на рис. IV-12.

Очищенный от двуокиси углерода и осушенный воздух при давлении около 30 кг/см^2 поступает в теплообменник *IV* с тремя секциями: кислородной, азотной и аргонной фракции; кроме того, теплообменник имеет промежуточный отбор воздуха на детандер после охлаждения его в верхней части до температуры минус 50°C . Воздух, проходя в трубках, охлаждается кислородом, азотом и аргонной фракцией. При температуре минус 50°C , около 25% воздуха отбирается на детандер. Расширившийся в детандере до давления около 6 кг/см^2 воздух проходит очистку от масла в детандерных фильтрах и поступает в куб нижней колонны *III*. Остальной воздух охлаждается далее в нижней части теплообменника до температуры около минус 145°C , дросселируется в вентиле *P-1* до давления около 5 кг/см^2 и поступает также в куб нижней колонны. В нижней колонне воздух разделяется на кубовую жидкость и чистый жидкий азот. Кубовая жидкость, пройдя очистку от ацетилена в адсорбере *V*, дросселируется в вентиле *P-3* до давления $0,3—0,4 \text{ кг/см}^2$ и поступает в среднюю часть верхней колонны *I*. Жидкий азот из карманов дросселируется в вентиле *P-2* до давления $0,25—0,3 \text{ кг/см}^2$ и подается на верхнюю тарелку верхней колонны для орошения ее. Между нижней и верхней колоннами находится конденсатор *II*, в трубках которого конденсируется азот, а в межтрубном пространстве испаряется жидкий кислород. В верхней колонне воздух разделяется на чистые кислород и азот. Для возможности одновременного получения двух

чистых продуктов (азота и кислорода) из верхней колонны отбирается аргонная фракция — газ, содержащий около 10% аргона и азота. Чистый азот отбирается из верхней части верхней колонны, а чистый кислород — из нижней части верхней колонны. Газообразные продукты разделения воздуха из колонны направляются в теплообменник, в котором охлаждаются воздухом. Температура азота, кислорода и аргонной фракции после теплообменника на 10—12 град ниже температуры воздуха.

Материальный баланс

Принятые концентрации
 $X_A = 99,8\%$ N_2 — азота в азоте; $X_K = 0,5\%$ N_2 — азота в кислороде; $X_\Phi = 10\%$ N_2 — азота во фракции (аргон отнесен к азоту); $X_B = 79\%$ N_2 — азота в воздухе. Принимается, что количество фракции $\Phi = 0,1$.

Уравнение материального баланса

$$A + K + 0,1 = 1,$$

$$AX_A + KX_K + \Phi X_\Phi = 1X_B,$$

откуда

$$A = 0,782; \quad K = 0,118.$$

При количестве перерабатываемого воздуха $V_B = 700 \text{ м}^3/\text{ч}$;

$$V_A = AV_B = 0,782 \cdot 700 = 547,5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_K = KV_B = 0,118 \cdot 700 = 82,5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_\Phi = \Phi V_B = 0,1 \cdot 700 = 70 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловые балансы установок УАКГС-780 и УКГС-100 аналогичны.

Показатели нормального технологического режима установки приведены в табл. IV-4.

ТАБЛИЦА IV-4. ПОКАЗАТЕЛИ НОРМАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА ДЛЯ УСТАНОВОК С ЦИКЛОМ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ С ПОРШНЕВЫМ ДЕТАНДЕРОМ

Показатели	УКГС-100		УАКГС-780	
	показатель	прибор по рис. IV-10	показатель	прибор по рис. IV-12
Давление, кг/см^2 :				
воздуха после теплообменника	30—35	1	30—35	1
в нижней колонне	4,3—5,3	2	4,3—5,3	2
в верхней колонне	0,4—0,5	3	0,4—0,5	3
в адсорбере	4,1—5,1	4	4,1—5,1	4
Температура, $^{\circ}\text{C}$:				
воздуха на входе в аппарат	25—30	T-5	25—30	T-3
азота на выходе	15—20	T-1	15—20	T-1
кислорода на выходе	15—20	T-2	15—20	T-2
воздуха перед детандером	—45÷—55	T-3	—45÷—55	T-5
аргонной фракции на выходе	—	—	15—20	T-7
Уровень жидкости, см ст. жидкости:				
кубовой	10—15	6	10—15	6
конденсатора	30—40	5	30—40	5
Концентрация, % (объем.):				
кислорода	99,5 O_2	A-2, A-4	99,5 O_2	A-2, A-4
азота	97—98 N_2	A-5	99,9 N_2	A-5
жидкого азота в карманах	96,5—97,5 N_2	A-1	99,9 N_2	A-1
кубовой жидкости	Около 38 O_2	A-3	Около 38 O_2	A-3
аргонной фракции	—	—	10—30 N_2	A-7
Количество, $\text{м}^3/\text{ч}$:				
азота	—	—	530—550	—
кислорода	130	—	75—85	—

4. Установки двух давлений с поршневым детандером

Кислородная установка КГ-300М

Предназначена для получения из воздуха технического кислорода высшего сорта по ГОСТ 5583—58.

Технологическая схема установки построена с применением холодильного цикла двух давлений с поршневым детандером.

Очистка от двуокиси углерода и осушка воздуха низкого давления (около $p_{абс} = 6 \text{ ат}$) происходят в регенераторах. Воздух высокого давления очищается от двуокиси углерода щелочным раствором в скрубберах, а осушка производится активным глиноземом в блоке осушки.

Технологическая схема установки приведена в приложении IV-5

Атмосферный воздух, очищенный от механических частиц в фильтре 1, засасывается компрессором низкого давления 2, сжимается в нем до давления около $5,5 \text{ кг/см}^2$, проходит концевой холодильник 3, влагоотделитель 4, ресивер-влагоотделитель 5, масляные фильтры 6, ресивер 7 и поступает непосредственно в регенераторы блока разделения воздуха 10.

Часть воздуха низкого давления очищается от двуокиси углерода щелочью в двух скрубберах 23. Циркуляция щелочи осуществляется насосами 24. Очищенный от двуокиси углерода воздух проходит щелочеотделитель 22 и далее сжимается до рабочего давления ($75-90 \text{ кг/см}^2$) в дожимающем компрессоре 21, осушается в ссрбционном блоке осушки 20 и разделяется на две части: одна часть воздуха направляется в теплообменник блока разделения, а другая — в поршневой детандер 8. В детандере воздух расширяется до давления около 6 кг/см^2 и поступает через детандерные фильтры 9 в нижнюю колонну блока разделения.

В схеме установки предусмотрены два подогревателя: подогреватель воздуха 12 и подогреватель азота 13.

Кислород из газгольдера (на схеме не показан) засасывается кислородным компрессором 19, сжимается в нем до давления не ниже 110 кг/см^2 , последовательно проходит холодильник 18 и влагоотделители 17 и 16 и поступает в блок осушки кислорода 15. Из блока осушки осушенный кислород наполняется в баллоны через наполнительную рампу 14.

Схема блока разделения приведена в приложении IV-6.

Воздух низкого давления (около 5 кг/см^2) через переключающие клапаны поступает в один из двух азотных регенераторов XI или XII. Регенераторы переключаются автоматически через 3 мин. Проходя через холодную насадку, воздух постепенно охлаждается до температуры, близкой к температуре насыщения. В процессе охлаждения на поверхности насадки выпадают содержащиеся в воздухе влага и двуокись углерода; очищенный воздух поступает в нижнюю колонну III. Азот (обратный поток), проходя в это время по другому регенератору, нагревается, испаряет и сублимирует осевшие на насадке влагу и двуокись углерода и уносит их из регенераторов в атмосферу.

Незабываемость регенераторов обеспечивается превышением обратного потока (азота) над прямым (воздухом) на 3—3,5% и поддержанием определенного температурного уровня на холодном конце регенераторов.

Воздух высокого давления поступает в теплообменник V, где охлаждается кислородом и фракцией (или азотом) обратного потока, затем дросселируется до давления около 5 кг/см^2 в вентиле P-1 и посту-

пает в куб нижней колонны. В куб нижней колонны поступает также воздух из детандера.

В нижней колонне происходит разделение воздуха на кубовую жидкость, содержащую 36—38% кислорода и жидкий азот. Кубовая жидкость очищается от твердых частиц двуокиси углерода и от растворенного в кубовой жидкости ацетилена в одном из двух попеременно работающих фильтров-адсорберов VI или VII. Переключение фильтров-адсорберов производится через 7—14 суток; регенерация силикагеля — теплым азотом, нагреваемым в подогревателе азота. После фильтра-адсорбера кубовая жидкость дросселируется в вентиле P-2 до давления $0,3-0,4 \text{ кг/см}^2$ и направляется в верхнюю колонну I. Между нижней и верхней колоннами находится конденсатор II, в трубках которого конденсируется азот, а в межтрубном пространстве кипит жидкий кислород. Жидкий азот из карманов и из выносного конденсатора направляется в переохладитель IV (двухсекционный), где переохлаждается, нагревая при этом газообразный азот, идущий из верхней колонны в регенераторы. После переохладителя жидкий азот дросселируется в вентиле P-3 и P-5 до давления $0,2-0,3 \text{ кг/см}^2$ поступает на орошение верхней колонны.

В верхней колонне происходит окончательное разделение воздуха на кислород и азот. Газообразный азот из верхней колонны проходит переохладитель, регенераторы и выбрасывается в атмосферу.

Газообразный кислород отбирается из конденсатора основного и частично из выносного и после нагревания в теплообменнике направляется в газгольдер чистого кислорода.

В схеме предусматривается также возможность отбора аргонной фракции из верхней колонны с целью получения более чистого азота. Вместо аргонной фракции в теплообменник II может подаваться также азот через вентиль 3-17.

Установки КГ-300М оснащают выносными конденсаторами XV и отделителями XVI. Часть жидкого кислорода через вентиль P-4 отбирается из основного конденсатора и испаряется внутри трубок выносного конденсатора. Этим обеспечивается проток жидкого кислорода в основном конденсаторе и исключение условий для накопления в нем ацетилена в случае неполного поглощения ацетилена силикагелем в адсорберах.

Газообразный кислород через вентиль 3-55 из отделителя XVI направляется в теплообменник вместе с кислородом из основного конденсатора через вентиль 3-25. После теплообменника кислород через вентиль 3-23 поступает в газгольдер. На период наладки работы колонны и в пусковой период кислород через вентиль 3-22 сбрасывается в атмосферу.

До 1959 г. выпускалась установка КГ300-2Д. На установках КГ-300-2Д отсутствовали

ТАБЛИЦА IV-5. ПОКАЗАТЕЛИ НОРМАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА УСТАНОВОК ПО ЦИКЛУ ДВУХ ДАВЛЕНИЙ С ПОРШНЕВЫМ ДЕТАНДЕРОМ

Показатели	КТ-300М		КТ-1000М	
	показатель	прибор по приложению IV-6	показатель	прибор по приложению IV-8
Давление, кг/см^2 :				
воздуха высокого давления	80—110	6	120—150	—
в нижней колонне	4,8—5,2	13	4,6—4,8	15
в верхней колонне	0,4—0,5	14	0,35—0,4	14
Температура и разности температур, $^{\circ}\text{C}$:				
воздуха перед регенераторами	25—30	28, T-6]	25—30	T-16
разность температур на теплом конце азотных регенераторов	Средняя 4—5	T-5, T-6, 28, 31, 32	—	—
разность на теплом конце азотных и кислородных регенераторов:				
в начале дутья	—	—	1—2	—
в конце дутья	—	—	4—8	T-16, T-18
середины насадки азотных регенераторов в конце теплого дутья	—50 ÷ —60	T-3, T-4	—40 ÷ —60	T-11, T-12 T-13, T-14
середины насадки кислородных регенераторов в конце теплого дутья	—	—	—70 ÷ —80	T-7, T-8 T-9, T-10
воздуха на выходе из регенераторов в конце теплого дутья	—168 ÷ —170	T-1	—168 ÷ —170	T-5, T-6
азота перед регенераторами	—178	T-2	—179	T-4
разность на теплом конце теплообменника	10	T-10, T-7, T-8	12—15	T-19, T-20
воздуха после теплообменника	—	—	—130 ÷ —140	T-15
воздуха после поршневого детандера	—	—	—110 ÷ —120	T-21
Уровни жидкости, см ст. жидкости:				
куба нижней колонны	15—20	21	20—25	29
конденсатора основного	45—60	19	65—70	30
Сопротивление мм вод. ст.:				
верхней колонны	1200—1300	22	1300—1400	33
нижней колонны	800—1000	23	900—1000	32
Концентрация, % (объемн.):				
кубовой жидкости	36—38 O_2	A-8	36—38 O_2	A-1
жидкого азота	98 N_2	A-4	98 N_2	A-2
кислорода из конденсатора	99,5 O_2	A-5	99,5 O_2	A-3, A-4
азота из верхней колонны	97—98,0 N_2	A-1	97—98,5 N_2	A-5
Количество, $\text{м}^3/\text{ч}$:				
воздуха низкого давления	1200—1300	—	5500	—
воздуха высокого давления в поршневом детандере	110—130	—	300	—
воздуха высокого давления в теплообменнике	125—265	—	500	—
кислорода	300—320	18	1100—1150	38
азота	1200—1190	17	—	—
азота низкого давления в теплообменнике	—	—	520	12, 37
фракции	150—180	16	—	—

выносной конденсатор и возможность отбора фракции из верхней колонны. Для сжатия воздуха применялись компрессор низкого давления производительностью $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и компрессор высокого давления производительностью $420 \text{ м}^3/\text{ч}$. Количество получаемого кислорода при таких машинах было около $275 \text{ м}^3/\text{ч}$. Материальный и тепловой балансы установки КГ-300М составляются так же, как и для установки КТ-1000М (схема двух давлений с поршневым детандером).

Показатели нормального технологического режима установки приведены в табл. IV-5.

Кислородная установка КТ-1000

Предназначена для получения из воздуха технологического кислорода или технического кислорода второго сорта по ГОСТ 5583—58. Технологическая схема построена с использованием холодильного цикла двух давлений с поршневым детандером.

Очистка и осушка воздуха осуществляются так же, как в установке КГ-300М.

Воздух на кислород и азот разделяется в аппарате двукратной ректификации.

Технологическая схема установки разделена приведена в приложении IV-7.

Воздух засасывается из атмосферы через воздушный фильтр 1 турбокомпрессором 2, сжимается в нем до рабочего давления около $5,5 \text{ кг/см}^2$, проходит через концевой холодильник, ресивер-влажотделитель 3 и направляется непосредственно в регенераторы блока разделения воздуха 9. Вторая часть воздуха засасывается из атмосферы пятиступенчатым воздушным компрессором 15 через фильтр 16. После второй ступени сжатия воздух подвергается очистке от двуокиси углерода в двух скрубберах 6, проходя их последовательно. В скрубберах воздух проходит снизу вверх по насадке из колец Рашига, орошаемой щелочью. Циркуляция щелочи в скрубберах осуществляется насосами 7. На выходе из второго скруббера на пути воздуха установлен щелочеоделитель 8, пройдя который воздух направляется на сжатие в последующие ступени компрессора. После влагомаслоотделителя пятой ступени компрессора воздух при давлении $120\text{—}150 \text{ кг/см}^2$ подвергается осушке в блоке 14.

Осушенный воздух высокого давления далее разделяется на два потока: большая часть воздуха поступает в теплообменник блока разделения, а меньшая часть направляется в поршневой детандер 11. В поршневом детандере воздух расширяется до давления около 6 кг/см^2 и поступает в детандерные фильтры, расположенные в блоке разделения.

В схеме установки предусмотрены два подогревателя 13 и 12. Подогреватель воз-

духа 13 служит для частичных отогревов теплообменника и для полного отогрева блока разделения. В подогревателе 13 происходит подогрев до температуры $70\text{—}80^\circ\text{C}$ дросселированного до давления $0,3\text{—}0,4 \text{ кг/см}^2$ воздуха высокого давления.

Подогреватель 12 служит для нагревания азота, отбираемого из-под крышки конденсатора через теплообменник. Теплый азот (температура $70\text{—}80^\circ\text{C}$) используется для периодических отогревов адсорберов ацетилена и углекислотных фильтров и для частичных отогревов выносного конденсатора и отделителя ацетилена.

Схема блока разделения приведена в приложении IV-8.

В блоке разделения происходит процесс охлаждения воздуха до состояния насыщения, ожижение воздуха и его ректификация. В блок поступает воздух низкого давления после турбокомпрессора, воздух высокого давления после блока осушки и воздух высокого давления, расширившийся в поршневом детандере. Воздух низкого давления через систему принудительных клапанов подается в один из азотных X, XI и в один из кислородных VIII, IX регенераторов. В блоке имеется четыре регенератора: два азотных и два кислородных. В каждой паре регенераторы работают попеременно: в то время как в один поступает теплый воздух, идущий из турбокомпрессора, по другому проходит холодный поток обратных газов (азот или кислород). Переключение каждой пары регенераторов происходит автоматически через три минуты. Азотные и кислородные регенераторы переключаются со смещением времени переключения на половину цикла, т. е. на полторы минуты. Этим достигается более равномерное поступление воздуха низкого давления в колонну.

Процесс теплообмена и очистки воздуха в регенераторах осуществляется так же, как и в установке КГ-300М.

Охлажденный и очищенный от влаги и двуокиси углерода воздух поступает в нижнюю колонну I.

Воздух высокого давления поступает в теплообменник IV, где охлаждается отходящим азотом до температуры минус $120\text{—}140^\circ\text{C}$, затем дросселируется в вентиле P-1 до давления $5,5 \text{ кг/см}^2$ и поступает в куб нижней колонны.

Воздух из детандера, охлажденный в процессе расширения до температуры минус $110\text{—}120^\circ\text{C}$, направляется в один из двух переключающихся фильтров детандерного воздуха XVI, XVII для удаления увлеченных из цилиндра детандера твердых частиц замерзшего масла и очищенный поступает в куб нижней колонны.

Нижняя ректификационная колонна I служит для предварительного разделения воздуха на жидкий азот и кубовую жидкость, содержащую $36\text{—}38\%$ кислорода.

Кубовая жидкость проходит через фильтр CO_2 VI, VII, где очищается от твердой двуокиси углерода, адсорбер ацетилена XVIII,

XIX, переохладитель жидкого азота и воздуха V, затем дросселируется в вентиле P-2 до давления $0,2-0,3 \text{ кг/см}^2$ и поступает в верхнюю ректификационную колонну III.

В адсорберах, заполненных силикагелем, адсорбируется растворенный в жидком воздухе ацетилен, занесенный в аппарат вместе с воздухом.

Фильтры CO_2 и адсорберы представляют собой парные, попеременно работающие аппараты: при работе одного аппарата (из каждой пары) другой подвергается регенерации; этим обеспечивается непрерывность эксплуатации.

Период регенерации значительно короче периода адсорбции или фильтрации: время регенерации адсорбера около 8 ч, а расчетное время процесса адсорбции в нем при допустимом загрязнении воздуха ацетиленом около 5 суток.

Между нижней и верхней ректификационными колоннами расположен конденсатор II, в трубках которого происходит конденсация азота, а в межтрубном пространстве — кипение жидкого кислорода. Часть жидкого азота, стекающего из конденсатора, собирается в карманах нижней колонны, откуда, пройдя переохладитель V, дросселируется в вентиле P-4 до давления $0,2-0,25 \text{ кг/см}^2$ и подается на орошение верхней ректификационной колонны.

В верхней ректификационной колонне происходит окончательное разделение воздуха на газообразный кислород (продукт) и газообразный азот (отбросный газ).

Газообразный азот, отводимый из верхней колонны, проходит переохладитель V, в котором подогревается последовательно жидким азотом и кубовой жидкостью, а затем через азотные регенераторы и теплообменник выбрасывается в атмосферу. Сухой азот, выходящий из теплообменника IV, частично используется для регенерации адсорбента блока осушки и адсорберов ацетилена. Этим же азотом производится отогрев углекислотных фильтров. Газообразный кислород отводится из конденсатора II и выводится из блока через кислородные регенераторы.

На первых установках КТ-1000 был установлен турбодетандер, который использовался в пусковой период и при работе на режиме с частичной выдачей жидкого кислорода.

На последующих установках КТ-1000 с целью сокращения состава оборудования и упрощения схемы турбодетандер исключен. На установках КТ-1000М, выпускаемых с 1960 г., имеется выносной конденсатор с отделителем ацетилена, скомпонованные в отдельном кожухе: Часть жидкого кислорода из основного конденсатора поступает в трубки выносного конденсатора, где испаряется за счет конденсации азота в межтрубном пространстве. При наличии выносного конденсатора обеспечивается проточность в основном конденсаторе, чем исключается возможность накапливания

ацетилена в основном конденсаторе при неполном поглощении ацетилена в адсорберах. Из отделителя периодически сливается неспарившаяся жидкость, загрязненная ацетиленом и другими углеводородами. Газообразный же кислород направляется в регенераторы вместе с кислородом из основного конденсатора. Жидкий азот из межтрубного пространства выносного конденсатора проходит через отдельный дроссельный вентиль и после дросселирования подается на орошение верхней колонны. Эта часть жидкого азота не переохлаждается. На установке КТ-1000 не удается получить технический кислород высшего сорта ($99,5\% \text{ O}_2$), так как в регенераторах происходит загрязнение кислорода воздухом, поступающим через неплотности переключающих теплых и автоматических холодных клапанов.

Материальный баланс

Исходные данные:

- 1) концентрация газообразного кислорода на выходе из конденсатора $X_K = 0,5\% \text{ N}_2$ ($99,5\% \text{ O}_2$);
- 2) концентрация отходящего азота перед регенераторами $X_A = 97,5\% \text{ N}_2$;
- 3) потери воздуха низкого давления при переключении регенераторов 4% ;
- 4) потери воздуха высокого давления при продувках маслodoотделителей компрессора и при переключениях блока осушки воздуха $7,5\%$.

Количество получаемого кислорода

$$K = \frac{X_A - X_B}{X_A - X_K};$$

$$K = \frac{97,5 - 79,1}{97,5 - 0,5} = 0,19 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.};$$

$$A = 1 - K = 1 - 0,19 = 0,81 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Количество разделяемого воздуха (за вычетом потерь):

низкого давления $5500 \text{ м}^3/\text{ч}$;
высокого давления $800 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Общее количество $V_B = 5500 + 800 = 6300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Количество получаемого кислорода (расчетное)

$$V_K = 6300 \cdot 0,19 = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество отбросного азота

$$V_A = 6300 - 1200 = 5100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество азота, поступающего в теплообменник, $V_{At} = 520 \text{ м}^3/\text{ч}$,

или

$$A_t = \frac{520}{6300} = 0,081 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Количество азота, проходящего через регенераторы,

$$V_{A_p} = 5100 - 520 = 4580 \text{ м}^3/\text{ч},$$

или

$$A_p = \frac{4580}{6300} = 0,729 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

Количество кислорода, проходящего через регенераторы,

$$V_{K_p} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловой баланс

В установке КТ-1000 потери холода компенсируются холодопроизводительностью поршневого детандера и дроссель-эффектом воздуха высокого давления и воздуха низкого давления.

Исходные данные

Температуры и разности температур:

T_0 — начальный температурный уровень, $T_0 = 300^\circ \text{К}$;

$\Delta t_{\text{рег}}$ — недорекуперация азотных и кислородных регенераторов, $\Delta t_{\text{рег}} = 5^\circ \text{град}$;

Δt_t — недорекуперация в теплообменнике, $\Delta t_t = 10^\circ \text{град}$.

Потери холода в окружающую среду $q_{0.c}$ — общие потери холода в окружающую среду, $q_{0.c} = 1,5 \text{ ккал}/\text{м}^3 \text{ п. в.}$

Давления и сопротивления:

$p_{в.д}$ — давление воздуха высокого давления в рабочий период (определено в результате предварительных расчетов), $p_{в.д} = 120 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$p_{н.к}$ — давление в нижней колонне, $p_{н.к} = 4,9 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$\Delta p_{\text{рег}}$ — сопротивление регенераторов, задвижек и клапанов при прохождении прямого потока, $\Delta p_{\text{рег}} = 0,15 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$p_{в.к}$ — давление в верхней колонне (над зеркалом жидкости конденсатора), $p_{в.к} = 0,4 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$p_{\text{дет}}$ — давление воздуха после расширения его в поршневом детандере, $p_{\text{дет}} = 5 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$\Delta p_{к.х}$ — сопротивление концевой холодильника и коммуникаций турбокомпрессора до блока разделения, $\Delta p_{к.х} = 0,25 \text{ кг}/\text{см}^2$;

$p_{н.д}$ — давление воздуха после турбокомпрессора,

$$p_{н.д} = p_{н.к} + \Delta p_{\text{рег}} + \Delta p_{к.х} =$$

$$= 4,9 + 0,15 + 0,25 = 5,3 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Коэффициенты полезного действия машин:

$\eta_{\text{дет}}$ — адиабатный к. п. д. поршневого детандера, $\eta_{\text{дет}} = 0,7$;

$\eta_{\text{тк}}$ — изотермический к. п. д. турбокомпрессора, $\eta_{\text{тк}} = 0,55$;

$\eta_{н.к}$ — изотермический к. п. д. поршневого компрессора, $\eta_{н.к} = 0,59$.

1. Определение холодопроизводительности воздуха, расширяемого в поршневом детандере:

$$\Delta i_{\text{дет}} = (i_{300}^{120} - i_{ад}^6) \cdot \eta_{\text{дет}},$$

i_{300}^{120} — энтальпия воздуха перед поступлением его в детандер, $i_{300}^{120} = 117,4 \text{ ккал}/\text{кг}$;

$i_{ад}^6$ — энтальпия воздуха после процесса адиабатического расширения его от давления $120 \text{ кг}/\text{см}^2$ до $5 \text{ кг}/\text{см}^2$, $i_{ад}^6 = 78,4 \text{ ккал}/\text{кг}$.

$$\Delta i_{\text{дет}} = (117,4 - 78,4) 0,7 = 27,3 \text{ ккал}/\text{кг},$$

или

$$27,3 \cdot 1,293 = 35,3 \text{ ккал}/\text{м}^3.$$

2. Уравнение общего теплового баланса установки.

Составляется на 1 м^3 перерабатываемого воздуха:

$$B_{в.д} \Delta i_{др}^{в.д} + B_{н.д} \Delta i_{др}^{н.д} + B_{\text{дет}} \Delta i_{\text{дет}} =$$

$$= q_{0.c} + (A_p + K) \cdot c_p \Delta t_{\text{рег}} + A_t \Delta t_t,$$

где $\Delta i_{др}^{в.д}$ — эффект дросселирования воздуха высокого давления,

$$\Delta i_{др}^{в.д} = (i_{300}^1 - i_{300}^{120}) = (123 - 117,4) 1,293 =$$

$$= 7,25 \text{ ккал}/\text{м}^3;$$

$\Delta i_{др}^{н.д}$ — эффект дросселирования воздуха низкого давления,

$$\Delta i_{др}^{н.д} = i_{300}^1 - i_{300}^6 = 0,248 \cdot 1,293 =$$

$$= 0,32 \text{ ккал}/\text{м}^3;$$

$B_{\text{дет}}$ — доля детандерного воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

$B_{в.д}$ — доля воздуха высокого давления, $800: 6300 = 0,127 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

$B_{н.д}$ — доля воздуха низкого давления, $1 - 0,127 = 0,873 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

A_p — количество азота, проходящего через регенераторы, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$;

A_t — количество азота, проходящего через теплообменник, $\text{м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$,
 c_p — теплоемкость азота и кислорода при давлении 760 мм рт. ст. и температуре около 300°С , $c_p = 0,312 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$.

Подставляя числовые значения в уравнение теплового баланса установки, определяем долю детандерного воздуха:

$$0,127 \cdot 7,25 + 0,873 \cdot 0,32 + B_{\text{дет}} \cdot 35,3 =$$

$$= 1,5 + (0,729 + 0,19) 0,312 \cdot 5 +$$

$$+ 0,081 \cdot 0,312 \cdot 10,$$

$$\text{откуда } B_{\text{дет}} = 0,048 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ п. в.}$$

При $V_B = 6300 \text{ м}^3/\text{ч}$

$$V_{\text{дет}} = 6300 \cdot 0,048 = 300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Определение расхода энергии:

а) расход энергии на сжатие воздуха в турбокомпрессоре

$$N_{\text{т.к}} = \frac{RT_0 2,3 \lg p_{\text{в.д}} B_{\text{в.д}} \rho}{1,36 \cdot 0,96 \cdot 270000 \eta_{\text{т.к}}} \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ п. в.},$$

$$N_{\text{т.к}} = \frac{29,27 \cdot 300 \cdot 2,3 \cdot 0,775 \cdot 0,873 \cdot 1,293}{1,36 \cdot 0,96 \cdot 270000 \cdot 0,55} = 0,0935 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ п. в.},$$

б) расход энергии на сжатие воздуха в поршневом компрессоре

$$N_{\text{п.к}} = \frac{RT_0 2,3 \lg p_{\text{в.д}} B_{\text{в.д}} \rho}{1,36 \cdot 0,925 \cdot 270000 \eta_{\text{т.к}}} \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ п. в.},$$

$$N_{\text{п.к}} = \frac{29,27 \cdot 300 \cdot 2,3 \cdot 2,208 \cdot 0,127 \cdot 1,293}{1,36 \cdot 0,925 \cdot 270000 \cdot 0,59} = 0,0344 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ п. в.},$$

в) энергия, возвращаемая поршневым детандером,

$$N_{\text{в.д}} = \frac{B_{\text{дет}} \Delta i_{\text{дет}} 0,7}{860} = \frac{0,048 \cdot 35,3 \cdot 0,7}{860} = 0,0014 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ п. в.},$$

где 0,7 — коэффициент возврата мощности;

г) расход энергии на получение 1 м³ кислорода

$$N = \frac{N_{\text{т.к}} + N_{\text{п.к}} - N_{\text{в.д}}}{K} \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ O}_2,$$

$$N = \frac{0,0935 + 0,0344 - 0,0014}{0,19} = 0,67 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3 \text{ O}_2.$$

С учетом расхода энергии на регенерацию сорбента блока осушки воздуха и на насосы скрубберов общий расход энергии на получение 1 м³ кислорода увеличится на 2—3%.

5. Установки двух давлений с аммиачным охлаждением и турбодетандером

Кислородная установка КТ-3600

Предназначена для получения из воздуха технологического кислорода и криптонового концентрата, содержащего 0,1—0,2% (Kr + Xe); является одной из первых в Советском Союзе крупных установок технологического кислорода.

Технологическая схема установки построена с применением холодильного цикла двух давлений с турбодетандером и с аммиачным охлаждением воздуха высокого давления. Воздух разделяется в аппарате двукратной ректификации; получение криптонового концентрата осуществляется в дополнительной ректификационной колонне. Обеспечение блока разделения воздухом низкого давления (6 кг/см²) производится

от турбокомпрессоров, воздухом высокого давления — от дожимающих поршневых компрессоров.

Принципиальная схема установки приведена на рис. IV-13. Атмосферный воздух, очищенный от механических частиц в филь-

ре 1, засасывается турбокомпрессором 2, сжимается в нем до давления около 5 кг/см², проходит через концевой охладитель 3 и влагоотделитель и поступает в цеховой коллектор воздуха низкого давления. Из коллектора воздух низкого давления в количестве около 18400 м³/ч поступает в регенераторы блока разделения 7.

Часть воздуха низкого давления из коллектора проходит очистку от двуокиси углерода в щелочных скрубберах 4 и поступает в дожимающий компрессор 5, в котором воздух сжимается до давления 160—180 кг/см², охлаждается водой в концевом холодильнике и поступает в блок предварительного охлаждения воздуха. В этом блоке воздух в. д. проходит вначале через предварительный теплообменник 11, в котором охлаждается до температуры 15—20 °С холодным (около минус 50 °С) азотом, идущим из основного блока разделения. Влага из воздуха удаляется во влагоотделителе и воздух далее проходит один из двух попеременно работающих аммиачных теплообменников 6 и охлаждается до температуры около минус 45 °С холодом испаряющегося аммиака. В аммиачных теплообменниках происходит охлаждение воздуха и одновременное вымораживание влаги. Воздух проходит в трубах, а в межтрубном пространстве под вакуумом кипит жидкий аммиак. Теплообменник, в котором происходит вымораживание влаги, через 8—12 ч забивается льдом; отогрев его производится теплым аммиаком, а оттаявшая влага удаляется продувкой. Охлажденный и осушенный воздух поступает в блок разделения.

Технологический кислород из регенераторов блока разделения поступает в цеховой коллектор, а затем к потребителю. Азот

выбрасывается в атмосферу. Крптоиновый концентрат после испарителя направляется на дальнейшую переработку. Блок разделения отогревается теплым воздухом, нагреваемым в паровом подогревателе 9; адсорберы ацетилена и фильтры — азотом,

ников позволяет производить отогрев одного из них без прекращения выдачи кислорода. После теплообменника XIV или XV воздух направляется в детандерный теплообменник XVI, охлаждается в нем до температуры минус 150 °С, дросселируется в вен-

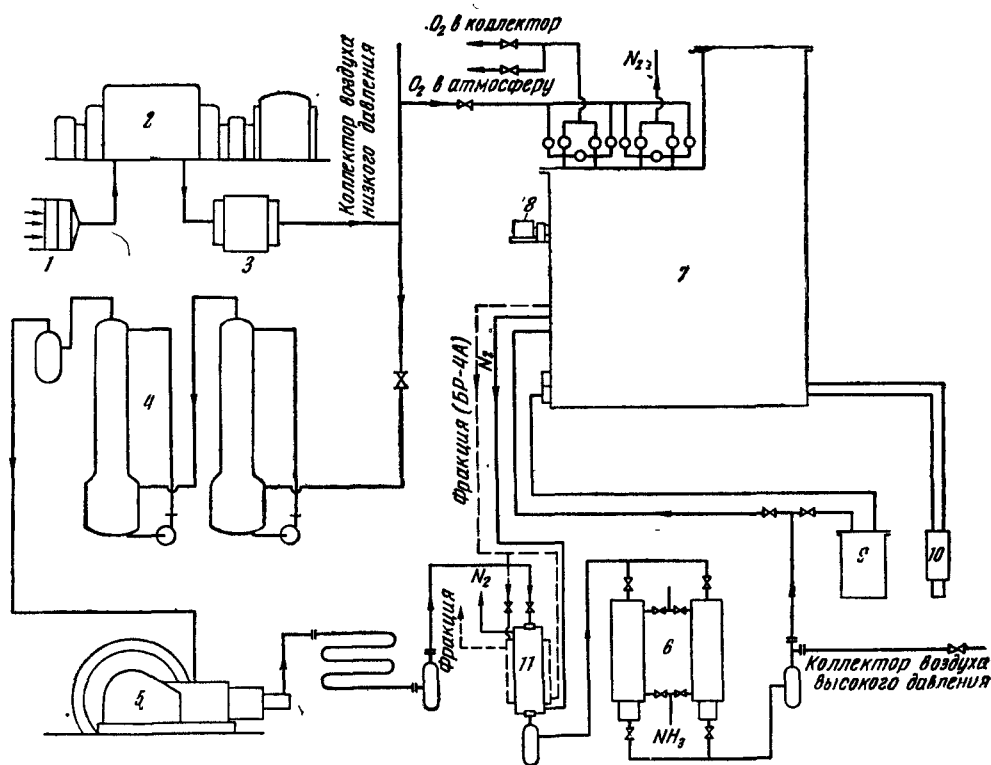


Рис. IV-13. Принципиальная схема установок КТ-3600 и БР-4А

нагреваемым в электроподогревателе 10.

Как правило, в кислородном цехе размещается одновременно 3—5 блоков КТ-3600. Обеспечение их воздухом производится от общецеховых машин, работающих на коллектор.

Технологическая схема блока разделения приведена в приложении IV-9.

Воздух низкого давления (около 95% от всего разделяемого воздуха) через систему переключающих клапанов с пневмоприводами поступает в кислородные I, II и азотные III, IV регенераторы, в которых охлаждается и очищается от влаги и двуокиси углерода. Условия работы регенераторов такие же, как и регенераторов установки КТ-1000М. Из регенераторов воздух поступает непосредственно в нижнюю колонну X.

Воздух высокого давления после блока предварительного охлаждения при температуре около минус 45 °С поступает в один из двух основных теплообменников XIV или XV, в котором охлаждается обратным потоком азота. Наличие двух теплообмен-

ников позволяет производить отогрев одного из них без прекращения выдачи кислорода. После теплообменника XIV или XV воздух направляется в детандерный теплообменник XVI, охлаждается в нем до температуры минус 150 °С, дросселируется в вен-

тиле P-5 до давления около 5,5 кг/см² в виде жидкости поступает в куб нижней колонны X. В нижней колонне воздух разделяется на кубовую жидкость и азот. Для компенсации потерь холода 8—12% азота отбирается из-под крышки основного конденсатора XI, проходит отделитель жидкого азота XIII и после подогрева в теплообменнике XVI поступает на расширение в турбодетандер. После турбодетандера азот направляется в линию азота перед регенераторами. Кубовая жидкость после очистки от твердых частиц двуокиси углерода в одном из фильтров VI или VII и от ацетилена в адсорбере VIII или IX дросселируется в вентиле P-2 или P-3 и идет в верхнюю колонну XII. В верхней колонне происходит окончательное разделение воздуха на кислород и азот.

Часть жидкого кислорода из основного конденсатора XI через вентиль P-9 поступает в выносной конденсатор XVII. В трубках конденсатора XVII жидкий кислород испаряется почти нацело за счет конденсации азота в межтрубном пространстве. Из

Составление программы по схеме (9) легко завершается (см. программу 6).

Программа 6

Числа

v_0	d_0
v_1	—
v_2	0
v_3	—
v_4	—
v_5	1
v_6	0
v_7	—1
v_8	—1—
v_9	—n—

Команды

$k+1$	$\times$	v_6	v_7	v_8
$k+2$	+	v_6	v_8	v_8
$k+3$	$ \leq $	$a+n+1$	v_2	$k+8$
$k+4$		$a+n+1$	—	v_2
$k+5$	+	$a+n+1$	—	v_1
$k+6$	+	v_5	—	v_3
$k+7$	+	v_6	—	v_4
$k+8$	$\oplus$	$k+3$	v_8	$k+3$
$k+9$	$\oplus$	$k+4$	v_8	$k+4$
$k+10$	$\oplus$	$k+5$	v_8	$k+5$
$k+11$	$\leq$	v_6	v_9	$k+1$

$r \cdot n + k$	—	—
$r \cdot n + k$	—	—
$r \cdot n + k$	—	—

Программа 27 (стр. 152) позволяет вычислять либо $\sin x$, либо $\cos x$, в зависимости от того, с какой команды начинается работа программы.

С помощью логического переменного можно составить программу счета $\sin x$ и $\cos x$ с одним входом. Пусть логическое условие P_1 принимает значения по правилу

$$P_2 = \begin{cases} 1, & \text{если нужно считать } \sin x, \\ 0, & \text{» » » } \cos x. \end{cases}$$

Схема программы

$$\begin{array}{ccccccc} \Phi_c & A & 2 & 0 & 1 & A \\ P_2 \uparrow \Phi_s P_0 \uparrow \downarrow \Phi_c \downarrow \downarrow A P_1 \uparrow ! \end{array} \quad (10)$$

имеет общее начало для счета $\sin x$ и $\cos x$.

Для реализации логического условия P_2 перед каждым обращением к подпрограмме счета $\sin x$ или $\cos x$ поместим в ячейке β число -0 , если нужно считать $\sin x$, и $+0$, если нужно считать $\cos x$. Тогда логическое условие P_2 реализуется командой

$$P_2 \left[\begin{array}{|c|c|c|c|} \hline \leq & - & \beta & \Phi_c \\ \hline \end{array} \right]$$

Число в ячейке β однозначно определяет значение логического условия P_2 . В дальнейшем содержание ячейки β , принимающее только два значения и определяющее значение логического условия, будем называть *логическим переменным*.

У п р а ж н е н и я

1. Построить логическое переменное в ячейке $3U$, соответствующее логическому условию P_H программы.
2. Объединить счет $\sin x$ и $\cos x$ в программе без использования тождественного логического условия P_0 .
3. Составить программу вычисления модуля числа, находящегося в ячейке α , с помещением результата в ячейку β , используя только команды арифметических операций и сравнение.

§ 5. Программирование логических операторов

Программы некоторых логических операторов состоят из отдельных команд передачи управления. Перечислим логические условия, программы которых представляют собой отдельные команды передачи уп

Логическое условие	Программа
1. $P\{(a) \leq (b)\}$	$\leq \quad a \quad b \quad A$
2. $P\{ (a) \leq (a) \}$	$ \leq \quad a \quad b \quad A$
3. $P\{(a) \neq (b)\}$	$\neq \quad a \quad b \quad A$
4. $P\{(a) = (b)\}$	$= \quad a \quad b \quad A$
5. $P\{(a) \geq (b)\}$	$\geq \quad a \quad b \quad A$
6. $P\{(a) \geq +0\}$	УПЧ $a \quad A \quad B$

Здесь A — код оператора, которому передается управление при выполнении соответствующего логического условия; B — код оператора, которому передается управление, если логическое условие не выполнено. При этом будем называть кодом оператора номер его начальной команды. Через (a) обозначено число, содержащееся по адресу a .

Как уже отмечалось, в различных машинах обычно существуют разные операции передачи управления. Однако можно составить программу любого логического оператора, ограничиваясь только одной из указанных операций. Воспользуемся, например, с этой целью операцией передачи управления по числу «УПЧ» и рассмотрим несколько примеров.

1. Программа логического условия $P_1\{(a) \leq -0\}$, т. е. отрицания логического условия $P\{(a) \geq +0\}$, имеет вид

УПЧ	a	B	A

2. Логическое условие $P_6\{(a) > -0\}$ равнозначно условию $P\{(a) \geq +0\}$ и реализуется программой

УПЧ	a	A	B

3. Логическое условие $P_2\{(a) \leq (b)\}$ равнозначно условию $P\{(a) - (b) \leq -0\}$, программа которого имеет вид

N	—	a	b	c
$N+1$	УПЧ	c	B	A

4. Логическое условие $P_4 \{ |(a)| \leq |(b)| \}$ равнозначное условию $P \{ |(a)| - |(b)| \leq -0 \}$, программа которого имеет вид

N	$ - $	a	b	a
$N+1$	УПЧ	a	B	A

5. Логическое условие $P_5 \{ (a) \neq (b) \}$ равнозначное условию $P \{ (a-b)(b-a) \leq -0 \}$ и может быть реализовано программой

N	$-$	a	b	a
$N+1$	$-$	b	a	β
$N+2$	$\times$	a	β	a
$N+3$	УПЧ	a	B	A

6. Логическое условие $P_6 \{ (a) > (b) \}$ является отрицанием логического условия $P \{ (a) \leq (b) \}$ и программируется приказом

$N+1$	$-$	a	b	c
$N+2$	УПЧ	c	A	B

7. Логическое условие $P_7 \{ (a) \neq (b) \}$ равнозначное отрицанию условия $P \{ (a) \neq (b) \}$ и реализуется программой

$N+1$	$-$	a	b	a
$N+2$	$-$	b	a	β
$N+3$	$\times$	a	β	a
$N+4$	УПЧ	a	A	B

Логические операторы, определяемые логическим условием $P \{ (a) \leq -0 \}$ или его отрицанием $P \{ (a) \geq +0 \}$, где (a) задается арифметической формулой, будем называть простыми логическими операторами.

Программы простых логических операторов состоят из команд вычисления значения (a) по заданной кой

формуле и заканчиваются командой условной передачи управления по числу α оператору **A**, если выполнено логическое условие, либо оператору **B**, если логическое условие не выполнено.

Логические операторы, определяемые логической формулой, содержащей простые логические операторы, будем называть *сложными логическими операторами*.

Программирование сложных логических операторов может быть осуществлено двумя различными способами.

Первый способ состоит в составлении программы вычисления сложного логического условия, определяющего соответствующий логический оператор, по какой-либо логической формуле, содержащей простые логические условия. Программы вычисления логических условий строятся как арифметические программы. Рассмотрим примеры.

8. Логическое условие $P_8 \{ (\alpha_1) \leq -0 \text{ или } (\alpha_2) \leq -0 \}$ выражается формулой

$$\alpha = \text{sign}(\alpha_1) \vee \text{sign}(\alpha_2).$$

Программа

$\vee$	α_1	α_2	α
УПЧ	α	B	A

9. Логическое условие $P_9 \{ (\alpha_1) \geq +0 \text{ и } (a) - (b) \leq -0 \}$ выражается формулой

$$\alpha = -\text{sign}(\alpha_1) \wedge \text{sign}[(a) - (b)].$$

Программа

$k+1$	—	—	α_1	α
$k+2$	—	a	b	β
$k+3$	$\wedge$	α	β	α
$k+4$	УПЧ	α	B	A

Второй способ программирования сложных логических операторов основан на использовании следующих трех правил программирования.

1. Правило программирования отрицания логического оператора **P**. Пусть логический оператор **P** передает управление оператору **A** в случае истинности соответ-

ствующего логического условия и оператору **В** в случае его ложности. Программа такого оператора содержит команды передачи управления по числу операторам **А** и **В**. Программа отрицания этого оператора ($\bar{P}$) получается из программы исходного оператора **Р** заменой в командах передачи управления кода оператора **А** *) на код оператора **В** и наоборот.

Нетрудно убедиться, что программы отрицания логических операторов с двумя и более командами передачи управления получаются в соответствии с приведенным правилом.

Приведем несколько примеров.

10. Сложный логический оператор P_{10} , определяемый программой

$k+1$	УПЧ	α_1	А	$k+2$
$k+2$	УПЧ	α_2	А	В

передает управление оператору **А** при условии, что хотя бы одно из чисел α_1 или α_2 имеет значение $\geq +0$, и оператору **В** в ином случае.

Программа отрицания данного оператора в соответствии со сформулированным правилом будет иметь вид

$\bar{P}_{10}$	$k+1$	УПЧ	α_1	В	$k+2$
	$k+2$	УПЧ	α_2	В	А

В соответствии с логическим смыслом знака отрицания оператор, определяемый этой программой, передает управление оператору **А** только тогда, когда и $\alpha_1 \leq -0$ и $\alpha_2 \leq -0$.

11. Логический оператор, определяемый программой

P_{11}	$k+1$	УПЧ	α_1	$k+2$	В
	$k+2$	УПЧ	α_2	А	В

передает управление оператору **А** при условии, что и $\alpha_1 \geq +0$ и $\alpha_2 \geq +0$, и оператору **В** в противном случае. Применяя

*) Код оператора, непосредственно следующего за данным оператором. бшем числа всех команд данного оператора.

правило отрицания оператора, получим программу оператора $\neg P$, передающего управление оператору A при условии, что $\alpha_1 \leq -0$ или $\alpha_2 \leq -0$,

$k+1$	УПЧ	α_1	$k+2$	A
$k+2$	УПЧ	α_2	B	A

12. Отрицание логического оператора P_{12} с программой

$k+1$	УПЧ	α_1	A	$k+2$
$k+2$	УПЧ	α_2	B	A

получим, применяя правило отрицания

$k+1$	УПЧ	α_1	B	$k+2$
$k+2$	УПЧ	α_2	A	B

II. Правило программирования суммы двух логических операторов $P_1 \vee P_2$. Программа логической суммы двух операторов P_1 и P_2 , передающих управление одному и тому же оператору A в случае истинности одного из соответствующих логических условий и оператору B в случае ложности обоих логических условий, получается присоединением к команде оператора P_1 команд оператора P_2 . В командах передачи управления оператора P_1 код оператора B заменяется на код оператора P_2 .

Рассмотрим примеры.

13. Даны два оператора:

P_1	УПЧ	α_1	A	B	P_2	УПЧ	α_2	A	B

Программа логической суммы этих операторов согласно правилу имеет вид

$k+1$	УПЧ	α_1	A	$k+2$
$k+2$	УПЧ	α_2	A	B

$P_{13} = P_1 \vee P_2$

Непосредственной проверкой убедимся, что полученная программа передает управление оператору **A**, если выполнено либо условие $(\alpha_1) \geq +0$, либо условие $(\alpha_2) \geq +0$, и оператору **B** в противном случае.

14. Построим логическую сумму операторов

P_1	УПЧ	α_1	B	A	P_2	УПЧ	α_2	A	B

Объединяя программы, получим программу оператора, передающего управление оператору **A** при следующих условиях:

$P\{(\alpha_1) \leq -0 \text{ или } (\alpha_2) \geq +0\}$	$k+1$	УПЧ	α_1	$k+2$	A
	$k+2$	УПЧ	α_2	A	B

III. Правило построения программы логического произведения двух логических операторов $P_1 \wedge P_2$. Программа логического произведения двух логических операторов, передающих управление в случае истинности соответствующих логических условий одному и тому же оператору **A** и в случае ложности хотя бы одного из них — оператору **B**, может строиться по формуле

$$P_1 \wedge P_2 = \overline{(P_1 \vee P_2)},$$

т. е. построение программы логического произведения операторов сводится к применению правил I и II построения отрицания и логической суммы двух операторов.

Нетрудно убедиться, что программа логического произведения двух логических операторов P_1 и P_2 может строиться по следующему правилу: к командам оператора P_1 приписываются команды оператора P_2 ; в командах передачи управления оператора P_1 код оператора **A** заменяется на код оператора P_2 . Легко понять, что оба сформулированных правила эквивалентны.

Рассмотрим примеры.

15. Даны два оператора:

P_1	УПЧ	α_1	A	B	P_2	УПЧ	α_2	A	B

Программа их отрицаний имеет вид

Программа их логического произведения получается следующей:

$P_1 \wedge P_2 = \overline{P_1} \vee \overline{P_2}$	$k+1$	УПЧ	α_1	$k+2$	В
	$k+2$	УПЧ	α_2	А	В

в соответствии со второй формулировкой правила программирования логического произведения.

16. Даны два оператора:

P_1	УПЧ	α_1	А	В
P_2	УПЧ	α_2	В	А

Программа логического произведения получает вид

$P_1 \wedge P_2$	$k+1$	УПЧ	α_1	$k+2$	В
	$k+2$	УПЧ	α_2	В	А

Рассмотрим управление повторением работы операторов программы. В программах циклических процессов отдельные операторы или группы операторов повторно применяются обычно в соответствии со значением логического условия, аргумент которого является переменной величиной, изменяемой от цикла к циклу. Такое логическое условие, как известно, в логике называется одноместным предикатом. Например, циклическим процессом N -кратного применения некоторого оператора А можно управлять с помощью логического условия $P\{n \leq N\}$, где n — переменная величина, изменяющаяся от цикла к циклу на единицу, начиная с нуля. Такое логическое условие мы называли счетчиком числа циклов (см. главу III, § 4).

В общем случае управление повторным применением некоторых операторов при переходе от цикла к циклу осуществляется логическим условием $P(n)$, аргумент которого пробегает натуральный ряд чисел в соответствии с номером повторения цикла. Значения $P(n)$ могут быть заранее представлены в виде таблицы

n	0	1	2	...
$P(n)$	$P(0)$	$P(1)$	$P(2)$	...

Здесь $P(n)$ равно 0 или 1, в зависимости от чего управление передается тем или иным операторам. Тогда программа соответствующего логического оператора может быть построена при помощи логической шкалы, предложенной М. Р. Шура-Бура. В простейшем случае логическая шкала занимает две ячейки ЗУ: α и β . Одна ячейка α содержит таблицу значений логического условия $P(n)$, во второй ячейке β помещается единица в знаковом разряде и нули в остальных разрядах. Это — указатель шкалы. С помощью логического произведения этих двух ячеек определяется наличие нуля или единицы в соответствующем разряде логической шкалы и производится передача управления согласно полученному значению. После каждой передачи управления происходит сдвиг указателя шкалы на один разряд вправо, либо сдвиг шкалы на один разряд влево.

Рассмотрим примеры.

17. Логический оператор определяется условием $P(n)$, задаваемым таблицей

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P(n)$	0	1	1	1	0	1	1	1	1	0	1

Управление передается оператору **A**, если $P(n) = 0$, и оператору **B**, если $P(n) = 1$.

Программа логического оператора с применением логической шкалы имеет вид

Ч и с л а

α_1	01110111101
α_2	10000000000

К о м а н д ы

$k+1$	$\wedge$	α_1	α_2	α
$k+2$	$\rightarrow$	1	α_1	α_1
$k+3$	УПЧ	α	A	B

или *)

α_1	0 1110111101 ...

$k+1$	$\sqcup +$	α_1	α_1	α_1
$k+2$	УПЧ	α_1	A	B

*) Во втором случае исходная шкала размещается, начиная с первого числового разряда, операция $\sqcup +$ осуществляет сдвиг

Если число разрядов одной ячейки недостаточно для содержания таблицы значений логического условия, то шкала может быть расположена в нескольких ячейках. При этом программа соответствующего оператора усложняется.

18. Логический оператор $P(n)$ определяется таблицей

n	0	1	2	3	4	5	6	7	...	57	58	59	60
$P(n)$	0	1	1	1	0	1	1	1		0	1	1	1

которую разместим в двух ячейках $ЗУ$ (в шестнадцатеричной записи)

$\alpha + 1$	777 · 777 · 777
$\alpha + 2$	777 · 777 000

Программа оператора имеет вид

Числа				Команды			
$\alpha + 1$	77777777			$k + 1$	$\wedge$	$\alpha + 1$	α_3
$\alpha + 2$	777777000			$k + 2$	$\rightarrow$	1	α_3
α_3	800000000			$k + 3$	—	α_3	—
α_4	800000000			$k + 4$	—	α	—
α_5	—	1	—	$k + 5$	УПЧ	β	$k + 8$
				$k + 6$	$\oplus$	$k + 1$	α_5
				$k + 7$	+	α_4	—
				$k + 8$	УПЧ	α	В
							А

Логические шкалы могут быть использованы для передачи управления более чем в двух направлениях. В этом случае соответствующее логическое условие является не двужначным,

а многозначным, а следовательно, каждое значение логического условия кодируется при помощи многозначного двоичного числа. Например, для передачи управления в трех или четырех направлениях используется трехзначное или четырехзначное логическое условие; каждое значение такого логического условия кодируется двухразрядным двоичным числом. Соответственно указатель шкалы содержит столько единиц, сколько разрядов отведено для кодирования значений логического условия.

19. Оператор управления задается логическим условием

n	0	1	2	3	4	5	...
$P(n)$	00	01	11	00	01	11	...

где управление передается операторам A_1, A_2, A_3 , если $P(n) = 00; 01; 11$ соответственно.

Программа оператора с использованием логической шкалы

α_1	000	111 000	111 . . .	$k+1$	$\wedge$	α_1	α_2	α
α_2	1 1 0 . . .			$k+2$	$\leftarrow$	α_1	α_1	α_1
α_3	0 0 . . . 0			$k+3$	$\leq$	α	α_3	A_1
α_4	0 1 0 . . .			$k+4$	$\leq$	α	α_4	A_2
				$k+5$	БП	—	—	A_3

Если значения логического условия $P(n)$ повторяются периодически, то можно построить шкалу только на один период значений $P(n)$. При этом в программе соответствующего оператора нужно предусмотреть восстановление шкалы (или указателя шкалы) после окончания периода.

20. Логическое условие задается в виде

$$P(3n) = 1;$$

$$P(3n \pm 1) = 0.$$

Программа такого оператора передачи управления соглас

периодически повторяющимся значениям $P(n)$ составляется следующим образом:

α_1	001 . . .	$k+1$	$\wedge$	α_1	α_2	α
		$k+2$	$\leq$	—	α_1	$k+5$
α_2	001 . . .	$k+3$	+	α_3	—	α_1
		$k+4$	$\leq$	—	—	$k+6$
α_3	001 . . .	$k+5$	$\leftarrow$	1	α_1	α_1
		$k+6$	УПЧ	α	A	B

§ 6. Содержательное преобразование схем программ

Как уже было ранее отмечено, программа по данной вычислительной схеме определяется не однозначно. По одной и той же вычислительной схеме могут быть составлены различные программы. Можно поставить вопрос о преобразовании программ к виду более простому и удобному для выполнения в машине, а также о построении наиболее экономной программы (по объему вводимой информации или по числу тактов работы машины и др.). Преобразование схем программ может осуществляться с учетом их содержания или чисто формально по заранее разработанному алгоритму (см. Фаддеева [1]).

В настоящем параграфе мы рассмотрим несколько примеров содержательного преобразования схем программ.

1. Преобразование схем программ с изменением операторов переадресации. Пусть дана схема программы двойного циклического процесса с двумя параметрами

$$\Phi_1(k) \overset{2}{\downarrow} \overset{1}{\downarrow} A_i F_1(i) P_1 \overset{A}{\uparrow} B_k F_2(k) \Phi_2(i) P_2 \overset{A}{\uparrow} ! \quad (11)$$

В конкретном примере решения уравнения теплопроводности (см. программу 2 § 3) программы операторов $F_1(i)$ и операторов $F_2(k) \Phi_2(i)$ содержат общую часть. Это обстоятельство может быть использовано для преобразования схемы программы. Так как программа операторов $F_2(k) \Phi_2(i)$ состоит из двух команд, таких же, как и команды, представляющие оператор $F_1(i)$, то эти две команды оператора $F_2(k)$ можно исключить из программы, передав управление командам оператора $F_1(i)$. Таким образом, преобразованная схема программы приобретает вид

$$\Phi_1(k) \overset{1}{\downarrow} \overset{2}{\downarrow} A_i \overset{A}{\downarrow} F(i) P_1 \overset{F}{\uparrow} B_k \Phi(i) P_2 \overset{F}{\uparrow} ! \quad (12)$$

Теперь оператор $\Phi(i)$ подготавливает работу логического условия P_1 .

В программу решения задачи Дирихле для прямоугольника (стр. 206) также можно внести изменения благодаря наличию связи между параметрами k и i : изменению i на единицу соответствует изменение k на k единиц. Операторы $F_2(i)\Phi_2(k)$ могут быть реализованы двукратным применением оператора $F(k)$, что можно осуществить введением специального логического условия P_4 . Схема программы будет такой:

$$\Phi_1(s) \downarrow \overset{3}{\Phi_2(i)} \downarrow \overset{2}{\downarrow} \overset{1}{\downarrow} \overset{4}{A_{kis}} \downarrow F_1(k) P_1 \uparrow \overset{A}{P_4} \uparrow \overset{F_1}{P_2} \uparrow \overset{A}{F_3(s)} P_3 \uparrow \overset{\Phi_2(i)}{!} \quad (13)$$

При составлении программы по этой схеме нужно обратить внимание на работу логического условия P_1 .

Сложность переадресации в программе вычисления определителя невырожденной квадратной матрицы вызвана тем, что число циклов по параметру i — переменное. Этот недостаток можно устранить, если ввести логическое условие P_4 , которое исключает из работы оператор счета A_{kir} при $i \leq r$, т. е.

$$P_4 = \begin{cases} 0, & i > r, \\ 1, & i \leq r. \end{cases}$$

Схема программы теперь будет иметь вид

$$\Phi(r) \downarrow \overset{3}{D_r} \downarrow \overset{2}{C_{ir}} \downarrow \overset{1}{P_4} \uparrow \overset{F_2}{A_{kir}} F_1(k) P_1 \uparrow \overset{P_4}{\downarrow} \overset{4}{F_2(i, k)} P_2 \uparrow \overset{C}{F_3(r, i)} P_3 \uparrow \overset{D}{!} \quad (14)$$

2. Преобразование операторов счета. Программа решения дифференциального уравнения первого порядка на машине с фиксированной запятой имеет два оператора счета: A^I и A^{II} , из которых на каждом цикле действует только один оператор, в зависимости от логического условия P_1 .

Сравнение программ операторов A^I и A^{II} показывает, что команды, реализующие эти операторы, отличаются лишь адресами чисел. Это позволяет преобразовывать оператор счета A^I в оператор счета A^{II} и наоборот.

Введем оператор H преобразования A^I в A^{II} и оператор M преобразования A^{II} в A^I . Тогда схема программы может быть приведена к виду

$$\overset{2}{\downarrow} \overset{A}{\Phi\Psi} P_1 \uparrow \overset{1}{H} \downarrow \overset{P_2}{A^{II}} P_3 \uparrow \overset{3}{M} \downarrow \overset{\Phi}{P_2} \uparrow ! \quad (15)$$

Программирование операторов преобразования H и M можно осуществить двумя способами: либо операторы осуществляют пересылку нужных данных в стандартные

которых входят в адреса команд оператора **A**, либо операторы **H** и **M** производят нужную переадресацию команд оператора **A^I** и **A^{II}** соответственно.

Приведем программы операторов преобразования **H** и **M** в обоих случаях. В первом случае оператор **H** должен поменять местами в ячейках **ЗУ** числа x_k и y_k , φ_k и ψ_k , что осуществляется командами

$H+1$	+	$\alpha+1$	—	ω
$H+2$	+	$\alpha+2$	—	$\alpha+1$
$H+3$	+	ω	—	$\alpha+2$
$H+4$	+	$\alpha+3$	—	ω
$H+5$	+	$\alpha+4$	—	$\alpha+3$
$H+6$	+	ω	—	$\alpha+3$

Программа оператора **M** восстанавливает исходное размещение этих данных в **ЗУ** для работы оператора **A** и имеет тот же вид, что и программа оператора **H**.

Во втором случае для переадресации команд оператора **A** нужны следующие константы:

δ_1	—	1	—	—
δ_2	—	—	1	—
δ_3	—	—	1	1
δ_4	—	1	—	1

Программа оператора **H**, осуществляющего переадресацию команд оператора **A^I** в команды оператора **A^{II}**, имеет вид

$H+1$	$\oplus$	$A+1$	δ_1	$A+1$
$H+2$	$\ominus$	$A+2$	δ_2	$A+2$
$H+3$	$\ominus$	$A+4$	δ_3	$A+4$
$H+4$	$\oplus$	$A+5$	δ_4	$A+5$

Программа оператора M , восстанавливающего команды оператора A , имеет вид

$M+1$	$\ominus$	$A+1$	δ_1	$A+1$
$M+2$	$\oplus$	$A+2$	δ_2	$A+2$
$M+3$	$\oplus$	$A+4$	δ_3	$A+4$
$M+4$	$\ominus$	$A+5$	δ_4	$A+5$

У п р а ж н е н и я

1. Преобразовать схему программы 4 аналогично преобразованию схемы программы 2.

2. Ввести логическое условие в программу 3, устраняющее переменное число внутренних циклов по параметру k .

ГЛАВА V

АДРЕСНОЕ ПРОГРАММИРОВАНИЕ

Для сложных задач схемы счета и схемы программ существенно отличаются друг от друга. Удельный вес арифметических операторов, выполняющих счет по формулам, в схемах программ сложных задач весьма незначителен. Основное же место занимают операторы управления (переадресации, передачи управления и др.), которые обеспечивают выполнение определенной логической схемы счета.

В алгоритмах неарифметических задач арифметический счет почти полностью отсутствует. Описание таких алгоритмов дается в виде системы правил преобразования исходной информации и излагается обычно в словесной форме. Словесная формулировка алгоритма, как правило, не является достаточно четкой и не содержит указаний о способах его программного осуществления. Отсутствие таких указаний затрудняет программирование неарифметических задач для ЦАМ. Эффективный способ описания алгоритмических процессов, удобный для чтения и для выполнения его на машине, должен удовлетворять следующим требованиям:

1) он должен быть близок к словесному и принятому в математике символическому описанию алгоритмических процессов;

2) описание алгоритмов не должно зависеть от конкретных технических особенностей ЦАМ и в то же время должно допускать возможность автоматического перехода к программному описанию в командах конкретных ЦАМ.

В то же время программное описание алгоритма в командах ЦАМ содержит, помимо логической схемы алгоритма, и специфические технические особенности конкретных ЦАМ.

В настоящей главе излагается способ программирования, в основу которого положены две характерные особенности программного осуществления вычислительных процессов на ЦАМ: принцип адресности и принцип программного управления (см. Королук В. С. [1] и Королук В. С., Ющенко Е. Л. [1]).

§ 1. Понятие адресной программы

1. Вводные замечания. Различные машины имеют различные наборы операций, а также обладают рядом специфических технических особенностей, которые должны учитываться при программировании. Для одной и той же задачи программа решения ее имеет различный вид для разных ЦАМ. Поэтому обычно программирование задач излагается в командах той или иной конкретной ЦАМ. В то же время ясно, что основные логические принципы программирования не должны зависеть от конкретных технических особенностей той или иной ЦАМ.

Общим принципом построения программ для всех ЦАМ является *принцип адресности*. Информация о задаче кодируется и размещается в определенном порядке в ячейках ЗУ машины, имеющих адреса. Размещение исходных данных в ячейках ЗУ является начальным этапом программирования. Программа вычислительного процесса записывается в *адресном виде*, т. е. в программе указываются не сами числа, над которыми необходимо производить операции, а адреса ячеек ЗУ, содержащих эти числа. Выполнение программы на ЦАМ приводит к решению конкретной задачи при заданном заполнении ячеек ЗУ. Благодаря описанию программы в адресном виде имеется возможность по одной и той же программе решать различные конкретные задачи, меняя заполнение ячеек ЗУ (меняя параметры задач). Этим обеспечивается массовость алгоритма, описанного в виде программы.

Этот же принцип адресности лежит в основе и других методов описания вычислительных процессов. Например, при описании вычислительного процесса в буквенном виде подразумевается, что при конкретном осуществлении этого процесса вместо букв будут подставлены соответствующие им числа. Буквы являются обозначениями, метками, адресами соответствующих им чисел.

Другой общей для всех ЦАМ особенностью программного описания вычислительных процессов является *принцип программного управления*. Порядок выполнения отдельных этапов вычислений строго определен в программе порядком команд и командами передачи управления, учитывающими результаты промежуточных вычислений.

Эти принципы программирования мы сохраняем в определении понятия адресной программы, отказываясь в описании вычислительных процессов от других ограничений, связанных с техническими особенностями конструкций ЦАМ. При этом, конечно, язык адресного программирования по возможности сохраняется машинным, в связи с чем перевод адресных программ в программы для конкретных

автоматизирован. Заметим также, что техническое усовершенствование машин может привести к значительному облегчению перевода адресной программы для конкретных ЦАМ.

2. Система объектов кодирования. Исходным материалом для кодирования информации о задаче служит система объектов S , между которыми установлены некоторые соотношения. Отдельные объекты системы S будем называть *кодами*. Соотношения между кодами, установленные в системе кодов S , назовем *операциями над кодами*. Для обозначения кодов и операций будем использовать различные символы. Как правило, коды обозначают буквами (латинскими или греческими) и числами. Для обозначения операций используются специальные символы, принятые в математике:

арифметические операции $+$, $-$, $\times$, $:$;

функциональные операции $\sqrt{}$, $\sin$, $\ln$ и т. п.;

логические операции $\vee$, $\wedge$, $\neg$ (операция отрицания);

операции отношения (они называются также предикатными операциями) $=$, $<$, $\leq$ и др.

Примеры.

1. Конечная совокупность S объектов (символов), для которых установлено только отношение отличия: для любых двух объектов из S определено, равны они друг другу или нет. Такая система объектов обычно называется алфавитом.

2. Натуральный ряд чисел образует систему $S(N, 0, ')$. N — множество натуральных чисел, 0 — элемент множества N , $'$ — операция следования натуральных чисел.

3. Множество D n -разрядных двоичных чисел, в котором заданы одноместные (например, отрицание) и двуместные (например, арифметические) операции*), образует систему объектов, используемую для кодирования информации о задачах в ЦАМ.

Соотношения между кодами, установленные в системе кодов, позволяют строить по обычным правилам выражения (функции), значениями которых также являются коды, полученные в результате выполнения указанных в выражении операций. Заметим, что результатом операции отношения могут быть только два кода, которые мы будем обозначать 1, если отношение выполнено, и 0, если отношение не выполняется. Иначе говоря, операции отношения определяют функции, принимающие лишь два значения (1 или 0). Такие функции называются предикатами. Условимся записывать предикаты в виде $P\{ \}$, где в фигурных скобках записывается соответствующее выражение, определяющее предикат.

*) Одноместными называются функции одного аргумента, двуместные — двух аргументов.

3. Алгоритмические операции в системе кодов. В системе кодов S , помимо операций, которыми определяются арифметические и предикатные функции, введем операцию *выделения содержимого адреса* или, коротко, *операцию по адресу*, обозначаемую символом $'$, который ставится слева вверху перед кодом. Содержание этой операции следующее: *каждому коду a из S ставится в соответствие код $'a$ из S . Код a называется адресом кода $'a$. Код $'a$ называется содержимым адреса a* . Последовательное применение операции выделения содержимого адреса приводит к понятию *ранга адреса*. Пусть b является содержимым адреса a , т. е. $'a \equiv b$, а c есть содержимое адреса b , т. е. $'b \equiv c$; тогда a есть адрес адреса кода c .

Назовем a *адресом второго ранга кода c* или, коротко, *фиксатором кода c* и будем писать:

$${}^2a \equiv '('a) \equiv 'b \equiv c.$$

Аналогично определяются *адреса k -го ранга* (k — целое положительное число). Содержимое адреса a k -го ранга определяется из соотношения

$${}^ka \equiv '({}^{k-1}a).$$

Задание в системе кодов S операции выделения содержимого адреса определяет состояние системы кодов S , которые мы будем называть *распределением адресов* в S (аналогично тому, как заполнение ячеек ЗУ машины определяет состояние ЗУ машины). Введем теперь алгоритмическую операцию *переноса по адресу* (с вытеснением), которая изменяет содержимое адресов, т. е. преобразует состояние системы S . Для обозначения операции переноса по адресу воспользуемся символом $\Rightarrow$.

Применение операций переноса по адресу к кодам a и b из S

$$a \Rightarrow b$$

означает, что $'b \equiv a$, т. е. содержимым адреса b становится a (вытесняя предыдущее содержимое b).

Так как значения функции f кодов S также есть коды из S , то имеет смысл операция по адресу, которая является значением функции $'f$. При этом $'f$ означает код, являющийся содержимым адреса, который есть значение функции f . В операции $a \Rightarrow b$ можно считать a и b функциями. Тогда результат операции $a \Rightarrow b$ можно сформулировать так: значение функции a становится содержимым адреса, который является результатом вычисления значения функции b ($'b \equiv a$).

Выражения $a \Rightarrow b$ назовем *формулами преобразования*, или *операторами действия*.

Для построения программ будем пользоваться предикатными формулами, которые определяем следующим

Пусть P — предикатная функция в S , т. е. функция, принимающая только два значения (1 или 0). Пусть α и β — формулы (или обозначения формул).

Предикатной формулой называется выражение $P\alpha\beta$.

Обратим внимание, что теперь α и β в определении предикатной формулы могут быть либо формулами преобразования, либо предикатными формулами.

Предикатные формулы не изменяют состояния S (т. е. не меняют содержимое адресов), а определяют порядок действий формул по следующему правилу: *если предикатная функция P принимает значение 1, то применяется формула α ; если P принимает значение 0, то применяется формула β *)*.

Предикатные формулы называются еще *операторами распознавания*.

Отметим еще, что если для обозначения формул в предикатной формуле пользоваться кодами из S , то есть возможность определить порядок применения формул по адресу. Например, запись $P'\alpha^2\beta$ означает, что когда значение P есть 1, то действует формула α , т. е. формула, обозначение которой есть содержимое адреса α ; если же P принимает значение 0, то действует формула, обозначение которой есть содержимое адреса второго ранга β . Если предикатная функция P тождественно равна 1, то в соответствующей предикатной формуле второй индекс опускается.

Условимся опускать второй индекс и тогда, когда при значении $P = 0$ управление передается следующей по порядку формуле.

Безусловную передачу управления формуле α будем записывать $P\alpha$.

Наконец, условимся указания об окончании работы программы обозначать «ост.».

Перейдем теперь к определению понятия адресной программы.

Адресная программа задается исходным распределением адресов в S (состоянием системы кодов S) и последовательностью адресных формул с указанием порядка их применения.

Указания порядка действия формул задаются либо предикатными формулами, либо обычным порядком следования: при записи в строку — слева направо, при записи в столбец — сверху вниз.

Может случиться, что в программе некоторые формулы могут действовать в произвольном порядке. Тогда при записи программы в столбец будем такие формулы писать в строку, а при записи программы в строку запишем их в столбец.

*) Иногда предикатные формулы мы будем записывать в форме P_{β}^{α} .

Проиллюстрируем определение адресной программы на простейших конкретных примерах.

Пример 1. Вычисление суммы n чисел: $S_n = \sum_{k=1}^n a_k$.

Введем адреса $\alpha_k = \alpha_0 + k$ для слагаемых ($'\alpha_k = a_k$), суммы S ($'S = 0$) и адреса α ($'\alpha = \alpha_0 + 1$), β ($'\beta = \alpha_0 + n$).

Адресная программа имеет следующий вид:

Распределение адресов

α		β	
$\alpha_0 + 1$	. . .	$\alpha_0 + n$	S
a_1		a_n	0

k_1 $'S + {}^2\alpha \Rightarrow S$
 $'\alpha + 1 \Rightarrow \alpha$
 $P\{'\alpha \leqslant '\beta\} k_1 \text{ ост.}$

Пример 2. Вычислить и запомнить N членов геометрической прогрессии

$$a_{k+1} = a_k \cdot q, \quad k = 0, 1, 2, \dots, N.$$

Введем адреса $\alpha_k = \alpha_0 + k$ для членов прогрессии ($'\alpha_0 = a_0$ (исходное содержимое адресов α_k , где $1 \leqslant k \leqslant N$, произвольно) и адреса δ ($'\delta = q$).

Адресная программа имеет следующий вид:

Распределение адресов

α			β	
α_0	$\alpha_0 + 1$	. . .	$\alpha_0 + N$	δ
a_0				q

k_1 ${}^2\alpha \times '\delta \Rightarrow '\alpha + 1$
 $'\alpha + 1 \Rightarrow \alpha$
 $P\{'\alpha \leqslant '\beta\} k_1 \text{ ост.}$

4. Граф-схемы программ. Если ввести обозначение « $\rightarrow$ » для определения переходов от одной формулы к другой и при этом предикатные формулы изображать в виде $P_0^1 \xrightarrow{\alpha}_{\beta}$, то мы придем к определению граф-схемы программы (см. Калужнин Л. А. [1]), дающей наглядное представление о порядке действий в программе.

Пусть $D_1, D_2, \dots, D_m$ — система операторов действий, преобразующих информацию о задаче, и $P_1, P_2, \dots, P_r$ — система операторов распознавания. $D - P$ граф-схемой называется система точек, соединенных стрелками, имеющих следующие особенности.

граф-схемы и из которой выходит только одна стрелка. Обозначим эту точку буквой B . Существует точка, которая называется выходом граф-схемы; обозначим ее знаком ∇ , иногда эту точку будем обозначать «ост.». Остальные точки схемы могут быть либо D -точками, либо P -точками. Из каждой D -точки выходит только одна стрелка, из каждой P -точки выходят две стрелки: одна с отметкой 1, другая с отметкой 0. В любую точку граф-схемы может входить любое число стрелок. Каждой D -точке ставится в соответствие некоторый оператор действия $D_k (1 \leq k \leq m)$; каждой P -точке ставится в соответствие некоторый распознаватель $P_s (1 \leq s \leq r)$.

Действие $D-P$ граф-схемы, как алгоритма, осуществляется следующим образом: из точки входа по стрелке поступает сигнал действия в следующую точку схемы (обозначим ее T); если точка T есть D -точка, то информация о задаче преобразуется согласно описанию соответствующего ей оператора действия, после чего сигнал действия поступает в следующую точку схемы по стрелке, которая выходит из точки T . Если точка T есть P -точка, то выясняется наличие у информации свойства согласно описанию соответствующего ей распознавателя; если искомое свойство есть в информации, то сигнал действия поступает по стрелке с отметкой единица, если информация не обладает искомым свойством, то сигнал действия передается по стрелке с отметкой 0, и т. д. Алгоритм кончает работу, когда сигнал действия поступает в точку выхода схемы ∇ . $D-P$ граф-схема определяет только порядок действий без каких-либо ограничений на сложность схемы или характер операторов и распознавателей.

5. Программирование адресных формул для ЦАМ. Превращение адресных программ в программы для конкретных типов ЦАМ с учетом их технических особенностей не связано с большими затруднениями и может быть автоматизировано.

Рассмотрим примеры программ простейших адресных формул, содержащих адреса второго ранга в кодах трехадресных ЦАМ с набором операций, описанным в главе II, а именно:

$$\text{а) } {}^2\alpha \Rightarrow \beta, \quad \text{б) } {}^1\alpha \Rightarrow {}^1\beta, \quad \text{в) } {}^2\alpha \Rightarrow {}^1\beta.$$

Программы этих формул, очевидно, зависят от способа кодирования. Мы рассмотрим простейший случай, когда фиксаторы кодов содержат в первых адресах номера ячеек ЗУ, хранящих эти коды, при условии, что в каждой ячейке ЗУ хранится только один код. В этих предположениях программы адресных формул строятся весьма просто.

а) Пусть коды a и b содержатся в ячейках с номерами γ и ρ соответственно, т. е. ${}^1\gamma = a$, ${}^1\rho = b$, а номера ячеек γ и ρ содер-

жаты в первом адресе ячеек α и β соответственно, причем в остальных разрядах этих ячеек помещены нули.

Таким образом, $\alpha = \gamma$, $\beta = \rho$. Тогда программа переноса $\alpha \Rightarrow \beta$ имеет следующий вид:

$k+1$	$\wedge$	δ_1	$k+3$	$k+3$
$k+2$	$+$	α	$k+3$	$k+3$
$k+3$	$+$			β

Здесь ячейка δ_1 содержит константу, которая имеет единицы в разрядах кода операции и в третьем адресе и нули в разрядах первого и второго адресов. Условно мы ее изобразим в виде

δ_1	1 . . . 1	0 . . . 0	0 . . . 0	1 . . . 1

Команда $k+1$ приводит команду $k+3$ к виду, указанному в программе. После выполнения команды $k+2$ команда $k+3$ принимает вид

$+$	γ		β

б) Программа переноса $\alpha \Rightarrow \beta$ имеет следующий вид:

$k+1$	$\wedge$	δ_2	$k+4$	$k+4$
$k+2$	$\rightarrow 2A$	β		c
$k+3$	$+$	c	$k+4$	$k+4$
$k+4$	$+$	α		

где

δ_2	1 . . . 1	1 . . . 1	0 . . . 0	0 . . . 0

Команда $k+1$ приводит команду $k+4$ к виду, указанному в программе. Команда $k+2$ переносит содержимое I адреса ячейки β в III адрес ячейки c (происходит сдвиг на два адреса вправо содержимого ячейки β). После выполнения команды $k+3$ команда $k+4$ имеет вид

$k+4$	$+$	α		ρ

в) Программа переноса $^2\alpha \Rightarrow ^\beta$ записывается в следующем виде:

$k+1$	$\wedge$	δ_3	$k+5$	$k+5$
$k+2$	$+$	α	$k+5$	$k+5$
$k+3$	$\rightarrow 2A$	β		c
$k+4$	$+$	c	$k+5$	$k+5$
$k+5$	$+$			

Здесь

δ_3	1 . . . 1	0 . . . 0	0 . . . 0	0 . . . 0

Команда $k+1$ приводит команду $k+5$ к виду, указанному в программе. После выполнения команд $k+2 \div k+4$ команда $k+5$ имеет вид

$k+5$	$+$	γ		ρ

Напомним, что $^1\alpha = \gamma$, $^1\beta = \rho$. Программирование более сложных адресных программ сводится к программированию рассмотренных операторов переноса и обычному программированию.

Введение в ЦАМ специальных операций может существенно упростить программирование адресных формул (см. описание машины Киев).

§ 2. Схемы обозревания кодов

1. Понятие обозревания информации. Как отмечалось в начале предыдущего параграфа, в программах задач для ЦАМ указываются адреса ячеек ЗУ, содержимым которых являются коды информации о задаче. Однако лишь для очень простых задач программа содержит адреса всех кодов информации о задаче. Например, программа вычисления по данной формуле может содержать адреса всех ячеек, в которых хранятся числа, участвующие в счете. Как правило, только часть адресов кодов информации входит в программу; адреса других кодов используются в программе в процессе ее работы. В машине, описанной в главе II, это достигается за счет команд переадресации.

Будем говорить, что *данный код обозревается программой, если его адрес некоторого ранга содержится в программе.*

Применение адресов высших рангов расширяет возможность обозревания кодов программы.

Адрес a второго ранга кода c (${}^2a \equiv c$) будем называть *фиксатором* кода c .

В программах широкого круга задач коды исходной информации обозреваются в определенной последовательности.

Схемой обозревания последовательности кодов

$$a_0, a_1, \dots, a_n \quad (1)$$

назовем *циклическую адресную программу*, на i -м цикле которой обозревается i -й элемент последовательности

Для построения программ обозревания кодов введем операцию следования C в последовательности кодов (1)

$$Ca_i = a_{i+1}.$$

Код a_{i+1} называется *следующим* за кодом a_i ; код a_i называется *предыдущим* (предшествующим) для кода a_{i+1} . Очевидно, что операция следования C имеет обратную $\bar{C}$:

$$\bar{C}a_{i+1} = a_i.$$

Последовательность кодов (1) упорядочивается операцией следования C .

Примеры.

1. В последовательности целых чисел

$$n+1, n+2, \dots, n+m$$

операцией следования является прибавление единицы

$$C(n+k) = (n+k) + 1.$$

2. В последовательности чисел, образующих арифметическую прогрессию с разностью d , операция следования определяется прибавлением числа d ; для чисел, которые образуют геометрическую прогрессию со знаменателем q , операция следования определяется умножением на q .

Чтобы упорядочить произвольную последовательность кодов (1), расположим их по адресам

$$a_0, a_1, \dots, a_n, \quad (2)$$

для которых определена операция следования C :

$$Ca_i = a_{i+1} \quad (0 \leq i \leq n), \quad (3)$$

причем $'a_i = a_i$ ($0 \leq i \leq n$).

Тогда операция следования C_1 кодов (1) задается так:

$$C_1a_i = '(Ca_i),$$

так как

$$(Ca_i) = 'a_{i+1} = a_{i+1}.$$

Для построения программы обозревания последовательности кодов (1) введем адрес α для адреса первого кода:

$${}^1\alpha = \alpha_0,$$

т. е. α есть фиксатор кода α_0 :

$${}^2\alpha = \alpha_0.$$

Для наглядности исходное распределение адресов представим таблицей

α			
α_0	α_1	$\dots$	α_n
a_0	a_1		a_n

(4)

В последней строке размещены коды последовательности (1); в каждой предыдущей строке указаны адреса кодов, расположенных в следующей строке.

Адресная программа обозревания кодов (1) имеет следующий вид:

Распределение адресов

α			
α_0	α_1	$\dots$	α_n
a_0	a_1		a_n

Программа 1

- $k_1.$ $C \text{ } {}^1\alpha \Rightarrow a;$
 $k_2.$ $P \{ {}^1\alpha \neq \alpha_n \} k_1 \text{ ост.}$

Первая формула изменяет содержимое фиксатора α в соответствии с (3) так, что коды (1) последовательно обозреваются программой 1. В таблице распределения адресов действие формулы k_1 можно образно представить себе как сдвиг фиксатора α по строке вправо на один адрес. В дальнейшем формулы вида k_1 будем называть *формулами сдвига фиксатора*.

Рассмотрим различные видоизменения программы 1. Введем адрес β , где ${}^1\beta = \alpha_n$; тогда вид программы будет стандартным для любой последовательности кодов (1) с любым распределением их по адресам.

Распределение адресов

α		$\dots$	β
α_0	α_1	$\dots$	α_n
a_0	a_1	$\dots$	a_n

Программа 2

- $k_1.$ $C \text{ } {}^1\alpha \Rightarrow \alpha.$
 $k_2.$ $P \{ {}^1\alpha \neq {}^1\beta \} k_1 \text{ ост.}$

Как уже упоминалось выше, операция следования C может иметь различную интерпретацию, в зависимости от которой будет определяться вид формулы k_1 .

Примеры.

1. Если

$$C\alpha_i = \alpha_i + 1, \quad (5)$$

то

$$k_1. \quad 'a + 1 \Rightarrow a; \quad (5')$$

2. если

$$\alpha_{i+1} = C\alpha_i = \alpha_i + d \quad (6)$$

(d — шаг переадресации), то

$$k_1. \quad 'a + d \Rightarrow a; \quad (6')$$

3. если

$$\alpha_{i+1} = C\alpha_i = \alpha_i + 'd, \quad (7)$$

где $'d = d$, т. е. шаг переадресации содержится в адресе d , то

$$k_1. \quad 'a + 'd \Rightarrow a. \quad (7')$$

Введем адрес a в программу 2 следующим образом:

Распределение адресов

α			β
α_0	α_1	$\dots$	α_n
a_0	a_1	$\dots$	a_n

Программа 3

- $k_1. \quad {}^2a \Rightarrow a$
 $k_2. \quad C'a \Rightarrow a$
 $k_3. \quad P\{ 'a \neq ' \beta \} k_1 \text{ ост.}$

Коды последовательности (1) обозреваются программой 3: содержимым адреса a последовательно от цикла к циклу являются коды (1). Адрес a называется *стандартным*, а программа 3 — *программой обозревания кодов в стандартном адресе*.

В результате выполнения программы 2 адрес a_0 начального кода a_0 обозреваться не будет.

Во многих задачах желательно сохранить фиксирование начального и конечного кодов последовательности (1). Это можно осуществить введением дополнительного рабочего фиксатора γ .

Распределение адресов

α			β
α_0	α_1	$\dots$	α_n
a_0	a_1	$\dots$	a_n

Программа 4

- $k_1. \quad 'a \Rightarrow \gamma$
 $k_2. \quad C'\gamma \Rightarrow \gamma$
 $k_3. \quad P\{ '\gamma \neq ' \beta \} k_2 \text{ ост.}$

Для формулы сдвига фиксатора α , вида $C \ ' \alpha = ' \alpha + 1$, можно предложить вариант программы обозревания кодов (1) со счетчиком. Введем адрес δ (вначале $\delta = 0$).

Распределение адресов

α				
α_0	$\alpha_0 + 1$	$\dots$	$\alpha_0 + n$	δ
α_0	α_1	$\dots$	α_n	0

Программа 5

- $k_1. \ '(\alpha + \delta) \Rightarrow \alpha$
 $k_2. \ \delta + 1 \Rightarrow \delta$
 $k_3. \ P(\delta \leq n) \ k_1 \text{ ост.}$

В этой программе фиксатор начала последовательности (1) α не сдвигается. Адрес δ играет роль счетчика числа циклов.

2. Примеры программ со схемами последовательностей обозревания кодов. Рассмотренная программа обозревания последовательности кодов часто встречается в программах различных задач. Рассмотрим некоторые примеры.

Пример 1. Вектор с компонентами

$$a_1, a_2, \dots, a_n$$

умножить на скаляр b .

Распределение адресов

α			α_1	
$\alpha_0 + 1$	$\alpha_0 + 2$	$\dots$	$\alpha_0 + n$	β
α_1	α_2	$\dots$	α_n	b

Программа 6

- $k_1. \ 2\alpha \times \beta \Rightarrow \alpha$
 $k_2. \ \alpha + 1 \Rightarrow \alpha$
 $k_3. \ P\{\alpha \leq \alpha_1\} \ k_1 \text{ ост}$

Пример 2. Вычислить значение функции $f(x)$ для $x = x_0 + kh$ ($0 \leq k \leq n$) и разместить по адресам $\alpha_0 + k$ ($0 \leq k \leq n$).

Распределение адресов

α			α_1		
α_0	$\alpha_0 + 1$	$\dots$	$\alpha_0 + n$	β	δ
$f(x_0)$	$f(x_1)$	$\dots$	$f(x_n)$	x_0	h

Программа 7

- $k_1. \ f(\beta) \Rightarrow \alpha$
 $k_2. \ \beta + \delta \Rightarrow \beta$
 $k_3. \ \alpha + 1 \Rightarrow \alpha$
 $k_4. \ P\{\alpha \leq \alpha_1\} \ k_1 \text{ ост.}$

Пример 3. Выделить положительные числа из последовательности

$$a_1, a_2, \dots, a_n$$

и расположить их в последовательность адресов, начиная с адреса β_0 .

Распределение адресов

α			α_1	β		
$\alpha_0 + 1$	$\alpha_0 + 2$	$\dots$	$\alpha_0 + n$	β_0	$\beta_0 + 1$	$\dots$
a_1	a_2	$\dots$	a_n	a_{i_1}	a_{i_2}	$\dots$

Программа 8

- $k_1. P\{^2\alpha > 0\} k_2 k_3$
 $k_2. ^2\alpha \Rightarrow ^1\beta$
 $\quad ^1\beta + 1 \Rightarrow \beta$
 $k_3. ^1\alpha + 1 \Rightarrow \alpha$
 $k_4. P\{^1\alpha \leq ^1\alpha_1\} k_1 \text{ ост.}$

Приведем пример использования адресов третьего ранга для обозревания последовательности кодов.

Пример 4. Пусть коды

$$a_1, a_2, \dots, a_n$$

расположены в адресах

$$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n,$$

для которых операция следования не определена.

Тогда введем следующее распределение адресов:

γ			γ_1	
$\beta + 1$	$\beta + 2$	$\dots$	$\beta + n$	
a_1	a_2	$\dots$	a_n	a
a_1	a_2	$\dots$	a_n	

Программа обозревания кодов в стандартном адресе a имеет следующий вид:

Программа 9

- $k_1. ^3\gamma \Rightarrow a$
 $k_2. ^1\gamma + 1 \Rightarrow \gamma$
 $k_3. P\{^1\gamma \leq ^1\gamma\} k_1 \text{ ост.}$

Пример 5. Вычисление суммы $s = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{ij}$.

Предполагается, что $a_{ij} = ^1(\alpha + (i-1)n + j)$ (размещение элементов матрицы по строкам). Логический смысл задачи состоит в просмотре (и суммировании) «наддиагональных» элементов прямоугольной матрицы, т. е. элементов, расположенных на диагонали и над ней. Введем адреса: φ — для обозревания диагональных элементов матрицы, ψ — для обозревания «наддиагональных» элементов строк, χ — для элементов последнего

столбца матрицы. Для начала положим $'\varphi = \alpha + 1$, $'\chi = \alpha + n$, $'\gamma = 0$, $'\delta = n$, $\overline{'\chi} = \alpha + n^2$.

Распределение адресов

$$'(\alpha + (i-1)n + j) = a_{ij}$$

$$' \varphi = \alpha + 1$$

$$' \chi = \alpha + n$$

$$' \gamma = 0 | s$$

$$' \delta = n$$

$$\overline{'\chi} = \alpha + n^2$$

ψ — рабочая

Программа 10

$$k_1. ' \varphi \Rightarrow \psi;$$

$$k_2. {}^2\psi + ' \gamma \Rightarrow \gamma;$$

$$' \psi + 1 \Rightarrow \psi;$$

$$P \{ ' \psi \leq ' \chi \} k_2;$$

$$' \varphi + ' \delta + 1 \Rightarrow \varphi; ' \chi + ' \delta \Rightarrow \chi;$$

$$P \{ ' \chi \leq \overline{'\chi} \} k_1 \text{ ост.}$$

Пусть теперь требуется максимальный по модулю наддиагональный элемент данной матрицы (a_{ij}) поместить в ячейку γ . В приведенной программе достаточно формулу k_2 заменить формулой $\max\{ ' \gamma, {}^2\psi \} \Rightarrow \gamma$.

Пример 6. m -ю степень подстановки $i_1, i_2, \dots, i_k$ — чисел $1, 2, \dots, k$, размещенную по ячейкам $'(\alpha + j) = i_j$ ($j = 1, 2, \dots, k$), поместить соответственно в ячейки $\beta + 1, \beta + 2, \dots, \beta + k$ ($\beta + 1 > \alpha + k$). Введем адреса: φ — для обозревания элементов исходной подстановки, ψ — для элементов ее m -й степени. Положим для начала $'\varphi = \alpha + 1$, $\overline{'\varphi} = \alpha + n$, $'\psi = \beta + 1$.

Распределение адресов

$$'(\alpha + j) = i_j \quad (j = 1, 2, \dots, k)$$

исходная подстановка

$$' \varphi = \alpha + 1$$

$$\overline{'\varphi} = \alpha + n$$

$$' \psi = \beta + 1$$

$$\left. \begin{array}{l} '(\beta + 1) \\ \dots \\ '(\beta + k) \end{array} \right\} \begin{array}{l} m\text{-я степень исходной} \\ \text{подстановки} \end{array}$$

Программа 11

$$k_1. \underbrace{(' \dots (' ({}^2\varphi + \alpha) + \alpha) + \dots}_{m \text{ раз}} \dots + \alpha) \Rightarrow ' \psi;$$

$$' \varphi + 1 \Rightarrow \varphi; ' \psi + 1 \Rightarrow \psi;$$

$$P \{ ' \varphi \leq \overline{'\varphi} \} k_1 \text{ ост.}$$

§ 3. Программы задач линейной алгебры

В этом параграфе на ряде примеров мы иллюстрируем методу построения адресных программ для решения задач линейной алгебры.

К схемам обозревания информации, характерным для задач линейной алгебры, может быть сведено обозревание информации в самых разнообразных задачах.

Значение механического к. п. д. для машин различных типов приведены ниже:

	$\eta_{\text{мех}}$
Вертикальные крещкопные	0,86—0,9
Вертикальные бескрейкопные	0,8—0,84
Горизонтальные, угловые	0,84—0,88

(большие значения—для крупных машин).

Для экспресс-расчетов компрессоров высокого давления средней и большой производительности рекомендуют упрощенную формулу:

$$N_{\text{в}} = 1,78 \cdot 0,0273 \cdot p_{\text{вс I}} V_{\text{вс I}} \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вс I}}} = 0,112 \cdot p_{\text{вс I}} V_{\text{вс I}} \cdot \lg \epsilon_{\text{м}} \text{ квт,} \quad (\text{V-7})$$

где $p_{\text{вс I}}$ — давление всасывания, кг/см^2 ;
 $p_{\text{к}}$ — давление нагнетания (конечное), кг/см^2 ;
 $V_{\text{вс I}}$ — производительность компрессора, приведенная к условиям всасывания I ступени, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 $\epsilon_{\text{м}}$ — общая степень сжатия машины.
 Скорости газа в клапанах определяют по средней скорости поршня за период всасывания или нагнетания:

$$c_{\text{кл}} = c_{\text{п}} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{кл}}} \text{ м/сек,}$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня, см^2 ;
 $f_{\text{кл}}$ — площадь клапана, см^2 ;
 $c_{\text{п}}$ — скорость поршня, м/сек .
 Так как средняя скорость поршня за период нагнетания всегда меньше средней скорости за время всасывания, то при одинаковых клапанах нагнетательные клапаны работают с меньшими скоростями потоков. Кольцевые и полосовые клапаны выбирают по нормалам, клапаны типа Гербиера — по каталогу, в котором указываются полезное сечение клапана, его мертвое пространство и другие данные (табл. V-2).

ТАБЛИЦА V-2. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СКОРОСТИ ГАЗА В КЛАПАНАХ

№ ступени	Четырехступенчатые машины		Шестиступенчатые машины	
	пределы $p_{\text{сж}}$ кг/см^2	$c_{\text{кл}}$ м/сек	пределы $p_{\text{сж}}$ кг/см^2	$c_{\text{кл}}$ м/сек
I	От 1 до 4,0	30—40	От 1 до 3	30—45
II	» 3,5 » 16	25—30	» 3 » 9	25—35
III	» 14 » 65	18—20	» 8 » 20	20—25
IV	» 60 » 200	12—14	» 18 » 45	18—20
V	—	—	» 40 » 90	14—16
VI	—	—	» 85 » 200	10—14

Регулирование производительности

В промышленности используют следующие способы регулирования производительности: отжим всасывающих клапанов, отжим всасывающих клапанов на части хода сжатия

(рис. V-2), увеличение мертвого пространства.

Регулирование может быть ступенчатым или плавным.

Вместо регулирования производительности компрессора в некоторых случаях излишек сжатого газа сбрасывают в атмосферу или во всасывающую линию.

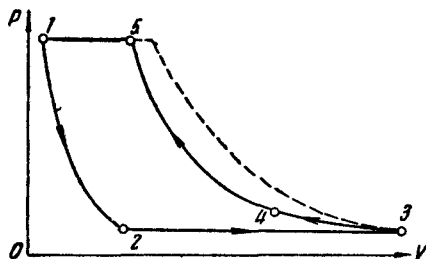


Рис. V-2. Диаграмма компрессора при отжиме всасывающего клапана на части хода сжатия: пунктирная кривая сжатия — работа без отжима клапанов

Из-за неэкономичности газ сбрасывают только в случаях, когда в пусковой период (кратковременно) блок разделения не принимает всего количества воздуха.

Всасывающие клапаны на части хода сжатия отжимаются динамическим напором газа. Пластина клапана опускается на седло только тогда, когда динамический напор, создаваемый потоком газа, преодолевает усилие пружины отжимной вилки. Этот способ регулирования прост и удобен в эксплуатации, легко может быть осуществлен на машинах, ранее не имевших устройств для регулирования.

Регулирование увеличением мертвого пространства основано на уменьшении объемного коэффициента той ступени, к которой подключается дополнительное мертвое пространство.

Производительность машины определяют по работе I ступени; меняя мертвое пространство I ступени, можно изменить объем засасываемого газа, что повлияет на степень сжатия по всей машине. Уменьшение подачи I ступени понизит степень сжатия в ней. В последующих ступенях, за исключением последней, будут снижаться давления всасывания и нагнетания при постоянстве степени сжатия. В последней ступени степень сжатия возрастет, так как давление нагнетания останется постоянным, а давление всасывания уменьшится. Для работы машины это неблагоприятный фактор.

Чтобы обеспечить безопасную и уравновешенную работу машины, следовало бы дополнительное мертвое пространство подключать ко всем последующим ступеням так, чтобы их объем всасывания изменялся равнозначно, а степень сжатия на каждой ступени осталась прежней. Однако на практике в многоступенчатых машинах дополнительные мертвые пространства подключают не ко всем ступеням, а к I ступени (для изме-

нения подачи компрессора) и к некоторым промежуточным (для выравнивания степеней сжатия).

В табл. V-3 приведен ориентировочный подсчет степеней сжатия при изменении производительности на 50%.

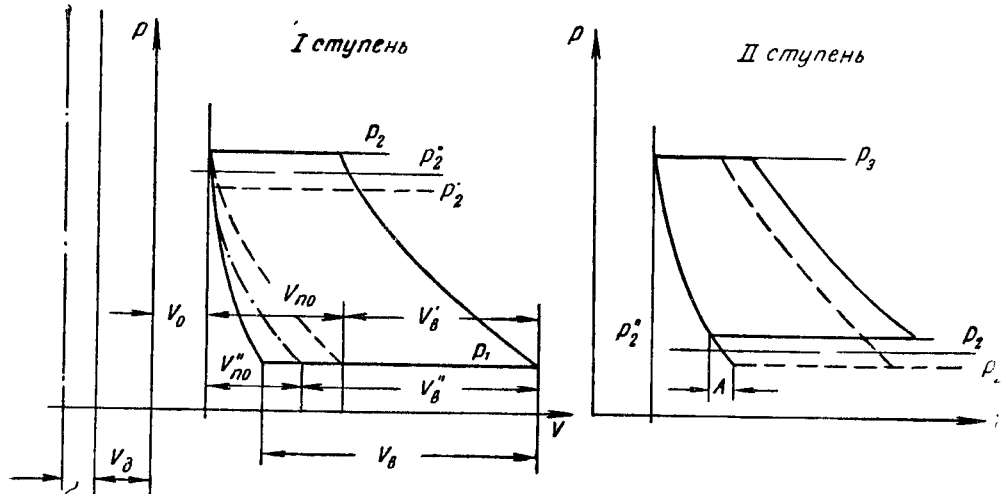


Рис. V-3. Диаграмма двухступенчатого компрессора с учетом мертвого пространства

ТАБЛИЦА V-3. СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ ПРИ УМЕНЬШЕНИИ ЕГО ПОДАЧИ НА 50%

№ ступени	Нормальный режим	Мертвые пространства увеличивают	
		только у I ступени	у I ступени и у IV ступени
I	$\epsilon_I = 4$	$\epsilon'_I = \frac{1}{2} \epsilon_I$	$\epsilon'_I = \frac{1}{2} \epsilon_I$
II	$\epsilon_{II} = 4$	$\epsilon'_{II} = \epsilon_{II}$	$\epsilon'_{II} = \frac{p_3/2}{p_2/2} = \epsilon_{II}$
III	$\epsilon_{III} = 4$	$\epsilon'_{III} = \epsilon_{III}$	$\epsilon'_{III} = \frac{p_4 \cdot 0,8}{p_3 \cdot 0,5} = 1,6 \epsilon_{III}$
IV	$\epsilon_{IV} = 4$	$\epsilon'_{IV} = 2 \epsilon_{IV}$	$\epsilon'_{IV} = \frac{p_K}{p_4 \cdot 0,8} = 1,25 \epsilon_{IV}$

На практике получают более сложную картину. Так, например, в двухступенчатой машине при изменении мертвого пространства I ступени ее объем всасывания изменится от $V_{в}$ до $V'_{в}$; отношение $\sigma = \frac{V'_{в}}{V_{в}} = \frac{G'}{G}$ — степень изменения производительности.

Снижение производительности I ступени приведет к снижению давления всасывания

во II ступени и давления нагнетания I ступени до $p'_2 = p_2 \cdot \sigma$, отчего сократится парализованный объем I ступени и газа засосется больше, чем $V'_{в}$. Это в свою очередь повлияет на давление всасывания II ступени и т. д., пока не сбалансируются объемы

(рис. V-3). Поэтому при расчете следует учитывать влияние уменьшения коэффициента подачи II ступени.

Возникает необходимость в подключении дополнительного объема обратного сжатия — $V_{д.об.сж.}$, который погасит влияние этого фактора (рис. V-3).

Давление p'_2 — всасывания II ступени определяют методом последовательного приближения: намечают теоретическое распределение степеней сжатия на I и II ступенях, не учитывающее возвратного перераспределения сжатия (табл. V-4).

ТАБЛИЦА V-4. СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

При нормальной производительности			При изменении производительности σ	
$p_{вс}$ кг/см ²	p_H кг/см ²	ϵ	$p_{вс}$ кг/см ²	p_H кг/см ²
I ступень				
p_1	p_2	ϵ_I	p_1	$p_2 \cdot \sigma = p'_2$ $\epsilon_I \sigma = \epsilon'_I$
II ступень				
p_2/x_1^*	p_3	ϵ_{II}	$\frac{p_2 \sigma}{x_1} = \frac{p'_2}{x_1}$	$\frac{p_3 x_1}{p_2 \sigma} = \epsilon'_{II}$

* x_1 — коэффициент снижения давления всасывания II ступени по сравнению с давлением нагнетания I ступени. $x_1 > 1$.

Определяют давление $p_2'' > p_2'$, которое обусловлено тем, что объем всасывания II ступени сокращается на величину A (рис. V-3):

$$p_2'' = p_2' \frac{\lambda_0'}{\lambda_0},$$

где λ_0' — объемный коэффициент при давлении p_2' .

Примечание. Так как в вычислениях понадобится определять объемные коэффициенты при различных степенях сжатия, рекомен-

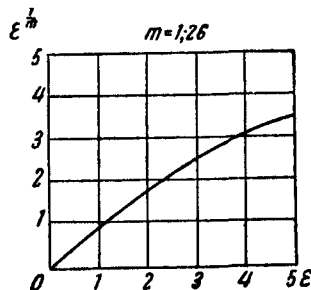


Рис. V-4. График к расчету дополнительного мертвого пространства.

дуют составить заранее график $\varepsilon \frac{1}{m} - \varepsilon$, который изображен на рис. V-4.

$$\lambda_0 = 1 - a \left[\varepsilon_1 \frac{1}{m} - 1 \right];$$

$$\lambda_0' = 1 - a_1 \left[\varepsilon_1' \frac{1}{m} - 1 \right].$$

Вторым приближением определяют давление

$$p_2'' = p_2' \frac{\lambda_0'}{\lambda_0}; \quad \lambda_0'' = 1 - a_1 \left[\varepsilon_1'' \frac{1}{m} - 1 \right]$$

и т. д., пока точность приближения не будет достаточной; найденные действительные давления по ступеням обозначают (см. табл. V-5);

Т А Б Л И Ц А V-5. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

№ ступени	$p_{вс}$ кг/см ²	p_n кг/см ²	Степень сжатия
I	$p_{всI}$	p_{nI}	$\varepsilon_{дI}$
II	$p_{всII}$	p_{nII}	$\varepsilon_{дII}$

дополнительное мертвое пространство для степени изменения производительности определяют по формуле

$$a_d = \left\{ 1 - a_1 \left[\left(\frac{p_{nI}}{p_{всI}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \right\} \frac{1 - \sigma}{\left(\frac{p_{nI}}{p_{всI}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1}. \quad (V-8)$$

При расчете дополнительных объемов для машин с четырьмя и более ступенями после подключения дополнительного мертвого пространства соблюдают следующее условие:

$$\varepsilon_{i-1}' = \varepsilon_i',$$

где i — номер последней ступени.

Тогда

$$\varepsilon_i' = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_{вс}(i-1)}}.$$

Дополнительное мертвое пространство, подключаемое к последней ступени, получают из уравнения

$$a_{д,к} = \left\{ 1 - a_k \left[\left(\frac{p_k}{p_{вс}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \right\} \frac{1 - \sigma}{\left(\frac{p_k}{p_{вс}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1}. \quad (V-9)$$

2. Особенности работы компрессоров кислородных станций

Особенности режима работы

Для компрессоров кислорододобывающих станций характерно изменение режима работы по производительности и конечному давлению.

В установках, работающих на газ, где потери холода складываются из потерь на недорекуперацию и в окружающую среду, холодопроизводительности рабочего периода не хватает для запуска установки. В пусковой период необходимо создавать дополнительный холод для накопления жидкости в аппаратах.

Для этого компрессоры переводят на работу с максимальным конечным давлением.

Конечное давление сжатия постепенно повышается и к концу кампании, так как потери в окружающую среду обычно к этому периоду возрастают (увлажняется изоляция, появляются утечки через неплотности в арматуре, коммуникациях и т. п.).

Изменение конечного давления меняет распределение степеней сжатия по машине, что нередко приводит к нарушению степени неравномерности и увеличению поршневых усилий по сравнению с расчетными.

В установках, работающих по циклу двух давлений, на компрессоры высокого давления ложится задача покрытия доли холодопотерь с регулированием необходимой холодопроизводительности по ходу кампании.

Эту задачу можно решить, изменив как производительность, так и конечное давление. Когда все резервы производительности и давления исчерпаны, установку останавливают на отогрев.

В таких установках используют дожимающие компрессоры (например, от 6 до 200 ат),

иногда снабженные регулируемым мертвым пространством или приводом от многоскоростного электродвигателя.

Компрессоры, компримирующие воздух в установках, работающих на жидкость, работают на постоянном режиме, ибо величину холодопотерь в них определяют по количеству жидкого продукта.

Компрессоры, компримирующие газы в баллоны, работают с переменным противодавлением (с 2—3 ат до конечного давления в 150—200 ат). Сначала нагружают только первые ступени, а последующие работают вхолостую (у них всасывающие и нагнетательные клапаны открыты одновременно). Полную нагрузку компрессор приобретает только в последний момент наполнения баллонов.

По указанным причинам в этих компрессорах степень сжатия последних ступеней выбирают выше, чем в предыдущих ступенях.

Дожимающие компрессоры, служащие для перекачки газов из одних баллонов (аккумуляторов) в другие в целях повышения в них давления до рабочей величины, работают с переменным давлением всасывания и нагнетания.

Чаше их выполняют одноступенчатыми с предельной степенью сжатия порядка 5.

Режим компрессоров зависит от барометрического давления и температуры на всасывании. Повышение температуры и понижение давления на всасывании приводят к падению весовой производительности компрессора. Чтобы восстановить производительность компрессора, в летнее время прибегают к наддуву вентилятором или воздуходувкой. Наддув вызывает рост расчетных давлений по ступеням при снижении степени сжатия в последней ступени.

Повышение температуры охлаждающей воды приводит к более напряженному температурному режиму работы компрессора, что вызывает соответствующее перераспределение степеней сжатия в нем, с одновременным снижением изотермического к. п. д. компрессора.

Сокращение потерь воздуха в компрессорах

Сокращение потерь воздуха в процессе сжатия повышает производительность станции по кислороду. Потери воздуха в компрессоре возможны через неплотные всасывающие клапаны I ступени; неплотные нагнетательные клапаны I ступени, что вызывает «мертвление» части объема всасывания, т. е. понижение производительности; сальники; поршневые уплотнения ступеней, граничащих с окружающей средой, в том числе с разгрузочными полостями; неплотности в коммуникациях, арматуре и особенно в предохранительных клапанах; в результате продувок масловолагоотделителей.

Плотность клапанов зависит от качества их изготовления, тщательности сборки и ухода. Пластины клапанов должны быть притерты к седлу с проверкой на керосин. Допускаемый пропуск — до двух капель в минуту и до трех капель для крупных клапанов. Пластины должны хорошо ходить в направляющих, без заеданий, люфтов и перекосов.

Клапаны не должны быть загрязнены нагаром. Прокладки должны быть хорошо обжаты. Медные или алюминиевые прокладки должны быть отожджены.

Качество работы сальников в основном зависит от состояния поверхности штока, которая должна быть шлифованной.

Плотность поршневого уплотнения зависит от материала колец, который должен соответствовать требованиям чертежа, правильного распределения масла по набору колец (кольца не должны иметь острых кромок), полноты прилегания колец к зеркалу цилиндра (не менее 85%), точности геометрии цилиндра (эллипсность, бочкообразность должны быть в пределах допусков), состояния зеркала цилиндра (особенно вредны сквозные продольные риски).

Фланцевые соединения, сальники арматуры, предохранительные клапаны нужно периодически проверять на плотность обмыливанием; неплотности следует ликвидировать подтягиванием соединений, перебивкой сальников, «шуровкой», притиркой или ремонтом предохранительных клапанов.

Потери воздуха через продувки масловолагоотделителей иногда достигают 10—12% и должны быть снижены до 4—5% рациональной организацией всей системы продувки.

Продувочные вентили прежде изготавливали слишком большого сечения, поскольку они выполняли и роль разгрузочных при пуске и остановке компрессоров. Теперь в кислорододобывающих станциях продувочные вентили компрессоров изготавливают с малым диаметром прохода — порядка 4—6 мм, а для сброса воздуха в атмосферу при переводе машины на холостой ход ставят специальные вентили.

После вентилялей ставят коллектор продувки с глазками; когда стекло глазка очищается от масла и начинает идти воздух, продувка считается законченной.

Для нормальной работы глазков необходимо, чтобы глубина влагоотделителей была достаточной и в них не происходило вспенивания скопившихся частиц масла и воды.

Потери воздуха при продувках зависят от частоты продувок (режима продувок). Режим продувок обусловлен конденсацией влаги в холодильниках компрессора и зависит от времени года.

Для расчета количества выделяющейся влаги по ступеням машины можно использовать данные табл. V-6, которая дает возможность определить предельное влагосодержание воздуха в г/м³ в зависимости от температуры и давления.

ТАБЛИЦА V-6. ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА, г/м³

p, ат	Температура, °C						
	+37	+30	+24	+10	-4	-32	-46
1	45,2	32,0	21,3	9,95	3,66	0,29	0,062
5	45,5	32,3	21,9	10,0	3,66	0,29	0,070
10	45,6	32,5	22,5	10,15	4,05	0,34	0,075
50	51	33,7	24,8	11,15	4,57	0,41	0,124
100	63	45,0	29,6	13,6	5,50	0,54	0,170
200	79,5	57,0	40,2	17,4	7,3	0,85	0,263

Воздух, засасываемый I ступенью компрессора, почти всегда имеет относительную влажность меньше единицы — за компрессором влажность достигает 100%. После влагоотделителей промежуточных ступеней воздух в зимних условиях еще может быть недонасыщен водяными парами. Несмотря на уменьшение объема, влагосодержание не доходит до состояния насыщения, так как температура воздуха за промежуточным хо-

ТАБЛИЦА V-7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕМПЕРАТУР ПО СТУПЕНЯМ КОМПРЕССОРА С КОНЕЧНЫМ ДАВЛЕНИЕМ 200 кг/см²

№ ступени	p _{вс} , кг/см ²	p _п , кг/см ²	ε	Температура окружающей среды, °C			
				летом +30		зимой -32	
				t _{вс} , °C	φ	t _{вс} , °C	φ
I	1	3,8	3,8	+30	0,7	-32	0,6
II	3,8	14,5	3,8	+37	—	+10	—
III	14,5	55	3,8	+37	—	+10	—
IV	55	200	3,65	+37	—	+10	—

лодильником выше температуры засасываемого воздуха и фактор температуры превалирует над фактором объема (табл. V-7)

Влагосодержание при температурах всасывания I ступени и промежуточных ступеней дано в табл. V-8.

ТАБЛИЦА V-8. ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ, г/м³

№ ступени	Давление воздуха	Летом		Зимой	
		t = +30 °C	t = +37 °C	t = -32 °C	t = +10 °C
I	Давление всасывания 1 кг/см ²	32,5	—	0,29	—
I	Давление нагнетания 3,8 кг/см ²	—	45,4	—	10,0
II	Давление нагнетания 14,5 кг/см ²	—	46,0	—	10,2
III	Давление нагнетания 55 кг/см ²	—	53,0	—	11,3
IV	Давление нагнетания 200 кг/см ²	—	79,5	—	17,4

Баланс влаги представлен в табл. V-9.

Таким образом, количество влаги, выделяющееся в отдельных влагоотделителях, зависит от температуры окружающего воздуха и охлаждающей воды. Абсолютное количество влаги понижается с повышением номера ступени; при помощи компрессора снижается количество влаги, идущее в блок разделения воздуха. Недопустимо вести продувку по одному режиму, так как это может привести к необоснованным потерям воздуха. Режим продувки должен назначаться техническим руководителем цеха в зависимости от температурных условий и размеров влагоотделителей. Давление оказывает существенное влияние на влагосодержание воздуха, идущего к потребителю. Недооценка давления может привести к ошибке в расчете блока осушки

ТАБЛИЦА V-9. БАЛАНС ВЛАГИ, г/ч

№ ступени	Пришло с воздухом	Выделяется во влагоотделителях	№ ступени	Пришло с воздухом	Выделяется во влагоотделителях
При температуре окружающего воздуха +30 °C			При температуре окружающего воздуха -32 °C		
I	$200 \cdot 32,5 \cdot 0,7 = 4580$	4580—2440=2140	I	$200 \cdot 0,29 \cdot 0,6 = 35$	Не выделяется
II	$200 \frac{1}{3,8} 45,4 \frac{310}{303} = 2440$	2440—650=1790	II	$200 \frac{1}{3,8} 10 \frac{283}{240} = 620^*$	» »
III	$200 \frac{1}{14,5} 46,0 \frac{310}{303} = 650$	650—198=452	III	$200 \frac{1}{14,5} 10,2 \frac{283}{240} = 166^*$	» »
IV	$200 \frac{1}{55} 53,0 \frac{310}{303} = 198$	198—81=117	IV	$200 \frac{1}{55} 11,3 \frac{283}{240} = 49^*$	15
	$200 \frac{1}{200} 79,5 \frac{310}{303} = 81$			$200 \frac{1}{200} 17,7 \frac{283}{240} = 20$	
(Ушло к потребителю)			(Ушло к потребителю)		

* В сжатом воздухе влаги может быть больше, чем ее пришло из окружающей среды.

Изменение режима работы компрессора

Отклонение степеней сжатия от расчетных при изменении давления за компрессором

На кислородных установках, получающих газообразные продукты разделения, режим работы поршневых компрессоров, в пусковой период резко отличается от режима в рабочий период. При снижении давления после компрессора изменяется давление по ступеням в убывающей степени по направлению к первой ступени

Например, при понижении давления после компрессора с 200 до 70 атм давление нагнетания первой ступени уменьшится всего лишь на долю атмосферы.

Снижение давления после компрессора с p_k до p'_k вызовет уменьшение количества газа в мертвом пространстве последней ступени, что сократит неиспользуемый объем всасывания на данной ступени. Балансирование произойдет при уменьшении давления всасывания этой ступени. Подобные же исследования, проведенные в направлении убывания номера ступени, приводят к выводу, что должно снизиться и давление нагнетания I ступени. Это связано с сокращением ее неиспользованного объема, что при

Для II ступени

$$\sigma = \frac{1 - a_{II} \left[\left(\frac{p_2}{p_1 x_I} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]}{1 - a_{II} \left[\left(\frac{p_{II}}{p_I x_{II}} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]} \cdot \frac{p_1}{p_I} \quad (V-11)$$

Для III ступени

$$\sigma = \frac{1 - a_{III} \left[\left(\frac{p_3}{p_2 x_2} \right)^{\frac{1}{m_3}} - 1 \right]}{1 - a_{III} \left[\left(\frac{p_{III}}{p_{II} x_{II}} \right)^{\frac{1}{m_3}} - 1 \right]} \cdot \frac{p_2}{p_{II}} \quad (V-12)$$

где x_I , x_{II} ,

x_{III} и т. д. — коэффициенты снижения давления всасывания по отношению к давлениям нагнетания предыдущих ступеней.

Рекомендуют следующую методику расчета:

- 1) задаются различными значениями σ , например 1,001; 1,005; 1,01; 1,02;
- 2) из уравнения (V-10) при всех прочих известных величинах для каждого из заданных значений σ определяют p_1 ;
- 3) зная p_1 , из уравнения (V-11) определяют p_2 в функции σ и т. д.;
- 4) для каждой ступени сжатия строят графики $p_1-\sigma$, $p_2-\sigma$, $p_3-\sigma$ и т. д. до $p_k-\sigma$ (см. рис. V-5);

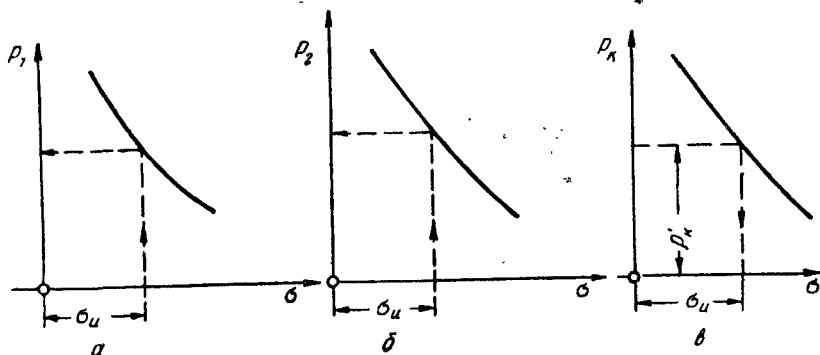


Рис. V-5. Характеристика компрессора в зависимости от конечного давления сжатия

$p_{вс} = \text{const}$ вызовет рост производительности компрессора.

Падение давления за компрессором при ведет к некоторому увеличению подачи; при этом изменение производительности $\sigma > 1$.

Расчетные уравнения.

Для I ступени

$$\sigma = \frac{1 - a_I \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_1}} - 1 \right]^*}{1 - a_I \left[\left(\frac{p_I}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_1}} - 1 \right]} \quad (V-10)$$

* Цифры индексов до изменения давления римские, после изменения давления — арабские.

5) для конечного давления p_k (рис. V-5, в) определяют искомую величину σ_k , по которой на других кривых выявляют давления по ступеням (показано стрелками).

При расчете компрессоров, сжимающих двухатомные газы до давления 200 кг/см², в формулы (V-10), (V-11) и (V-12) коэффициенты сжимаемости реальных газов можно не вводить. С учетом же коэффициента сжимаемости уравнение (V-11) напишется так:

$$\sigma = \frac{a - a_{II} \left[\left(\frac{p_2}{p_1 x_I} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]}{1 - a_{II} \left[\left(\frac{p_{II}}{p_I x_{II}} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right]} \cdot \frac{p_1}{p_I} \cdot \frac{\xi_1}{\xi_I} \quad (V-13)$$

где ξ_I , ξ_1 взяты для давлений p_I , p_1 .

Характеристика работы
многоступенчатого компрессора
при переменных температурах
всасываемого воздуха
и охлаждающей воды

Для воздушных компрессоров понижение или повышение температуры окружающего воздуха чаще приводит к изменению температур всасывания в последующих ступенях сжатия машины, однако бывают и отклонения от этого правила. Например, для компрессоров, охлаждаемых морской водой, в осеннее время года может наступить резкое снижение температуры окружающей среды, в то время как охлаждающая вода еще теплая:

1) если промежуточные температуры всасывания растут в том же отношении, как и температура окружающего воздуха, то весовая подача компрессора падает с G_0 до G_1 :

$$G_1 = G_0 \frac{T_0}{T_1} \text{ кг/ч.}$$

Распределение степеней сжатия почти не нарушается;

2) если температура окружающего воздуха повысится с T_0 до T_1 °К, а температура всасывания последующих ступеней изменится с T_2 до T_2'' , то давление всасывания второй ступени p_2'' определяют из следующего выражения:

$$p_2'' = p_2 \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{1 - a_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_0 x_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{1 - a_1 \left[\left(\frac{p_2''}{p_0 x_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]} \cdot \frac{T_2''}{T_2}, \quad (\text{V-14})$$

где p_0 —давление всасывания первой ступени;
 x_1 —коэффициент снижения давления всасывания второй ступени против давления нагнетания первой ступени;
 a_1 —величина мертвого пространства первой ступени.

Решение уравнения (V-14) лучше выполнять графически, задаваясь разными значениями p_2'' или методом подбора.

В том же отношении p_2''/p_2 изменятся давления всасывания и всех остальных ступеней.

Подача воздуха компрессором также изменится до величины G_1 :

$$G_1 = G_0 \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{1 - a_1 \left[\left(\frac{p_2''}{p_0 x_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{1 - a_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_0 x_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]} \quad (\text{V-15})$$

3. Охлаждение воздуха в компрессорах

Значение и способы охлаждения

В воздухоразделительных станциях применяется водяное охлаждение компрессоров. Чем ниже температура охлаждающей воды, тем ниже показатель политропы сжатия, что снижает расход энергии на сжатие; ниже температура газа в цилиндрах, что повышает безопасность работы компрессора; ниже температура газа за концевым холодильником, что повышает холодопроизводительность компрессора, а также сокращает количество водяных паров в сжатом воздухе. Используют охлаждение проточной водой и оборотной.

При обратном водоснабжении в градирнях и брызгальных бассейнах на испарение расходуется 8—12% охлаждаемой воды. Это количество воды добавляют из естественных водоемов или артезианских скважин.

Во избежание загрязнения поверхностей холодильников и рубашек компрессоров проточную воду и воду в системе брызгальных бассейнов фильтруют. Фильтры устанавливают на всасывающей или нагнетательной сторонах насосов. Применяют сетчатые фильтры, которые работают при скоростях 0,05—0,1 м/сек (отнесенных к номинальной поверхности фильтрующего стакана). Для очистки и промывки фильтры дублируют. Во избежание интенсивного накипобразования охлаждающая вода не должна иметь временной жесткости выше 2,0—3,0 мг-экв/л. Как правило, добавляемую обычно более холодную воду используют на охлаждение концевого холодильника и рубашек цилиндров последних ступеней сжатия.

В условиях повышенной температуры окружающего воздуха можно применить азотно-водяное охлаждение (рис. V-6).

Сухой азот из блока разделения продувают через колонну 1, орошаемую водой. Азот насыщается водяными парами, при образовании которых отнимается тепло от воды и вода охлаждается. В нижней части аппарата смонтирован охлаждающий змеевик 2, в котором понижается температура охлаждаемой воды. Такая система обеспечивает постоянное количество циркулирующей воды без загрязнения ее солями¹.

В жаркий период года потери воды с уходящим азотом могут достигать 20—25% от всего количества охлаждаемой воды. В передвижных компрессорах (транспортных установках) охлаждение воды осуществляют при помощи радиаторов, продуваемых окружающим воздухом. Воздух подают вентиляторами.

Чтобы повысить температурный напор в радиаторе, целесообразно увеличить тем-

¹ Подробнее см. гл. II.

пературу воды на входе в радиатор до 65—70 °С. Это дает возможность сократить поверхность радиатора и требуемую мощность вентилятора, но увеличивает поверхность холодильников компрессора. Потери

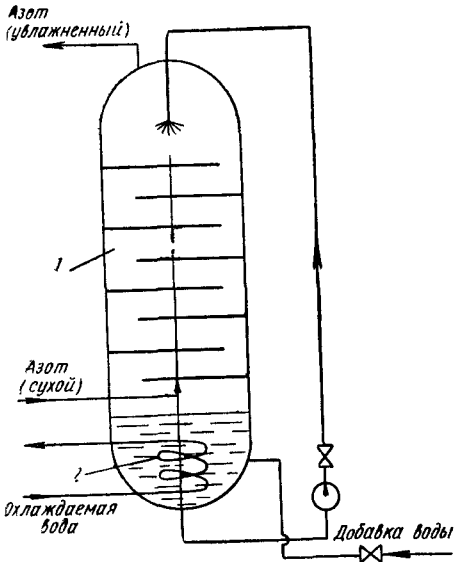


Рис. V-6 Схема азотно-водяного охлаждения

воды при радиаторных системах охлаждения составляют 0,05—0,1% от часового количества циркулирующей воды (исключая утечки).

Нормы расхода воды

Количество воды, необходимое для охлаждения, определяют исходя из того, что ею должно быть отведено все тепло, эквивалентное энергии, потребляемой на валу компрессора, с учетом рассеяния части тепла в окружающую среду.

В табл. V-10 — V-12 приведен ориентировочный расход воды в холодильниках компрессоров в литрах на 1 м³ перерабатываемые воздуха (при условиях всасывания) для различных степеней сжатия и допускаемые повышения температуры воды в холодильнике Δt °С.

ТАБЛИЦА V-10. РАСХОД ВОДЫ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ КОМПРЕССОРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, л/м³ ВОЗДУХА

Δt воды °С	При p _{сж} , кг/см²	
	6	7
15	5,1	5,3
10	7,6	8,0
5	15,2	16,0

ТАБЛИЦА V-11. РАСХОД ВОДЫ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ КОМПРЕССОРОВ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ, л/м³ ВОЗДУХА

Δt воды °С	При p _{сж} , кг/см²		
	50	40	25
15	10,2	9,7	8,5
10	15,2	14,5	12,8
5	30,4	39,0	24,6

ТАБЛИЦА V-12. РАСХОД ВОДЫ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ КОМПРЕССОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, л/м³ ВОЗДУХА

Число ступеней	Δt воды, град	При p _{сж} , кг/см²			
		200	100	70	50
4	15	16	13,6	12,7	11,6
	10	24	20,4	19	17,4
	5	48	40,8	38	34,8
5	15	16	13,6	12,7	11,6
	10	24	20,4	19	17,4
	5	48	40,8	38	34,8
6	15	14,7	12,8	11,8	10,9
	10	22	19,2	17,6	16,4
	5	44	38,4	35,2	32,8

Количество охлаждающей воды, требуемое для охлаждения рубашки цилиндра, определяют из соотношения

$$W_{руб} = \frac{k - n}{n(k - 1)} W_{хол},$$

где W_{хол} — количество воды, подаваемое в холодильник данной ступени.

В рубашки подают в среднем 10—18% воды, пропускаемой через холодильники.

4. Смазка компрессоров

Способы смазки, применяемые масла и нормы расхода смазки

При помощи смазки сокращают потери энергии на трение соприкасающихся движущихся частей, а также их износ, обеспечивая отвод тепла трения.

Все поверхности, даже тщательно обработанные, в определенной степени шероховатые. Чем выше класс обработки детали, тем меньше высота неровностей (бугорков).

Работа трения зависит от высоты бугорков. Чем меньше их высота, чем меньше они входят в «зацепление», тем меньше работа трения.

Если между трущимися металлическими поверхностями удастся создать сплошную масляную прослойку с таким давлением, что оно раздвинет две трущиеся поверхности и полностью выведет их из соприкосновения, то эффект деформации может быть сведен

к нулю и износа в машине не будет. Существует три вида трения: сухое, когда между трущимися поверхностями нет смазки; полужидкостное, когда имеет место частичная деформация бугорков, поскольку толщина смазочного слоя недостаточна для полного вывода из соприкосновения неровностей трущихся поверхностей; жидкостное, когда нет износа металла, а трение происходит только в смазочном слое.

Давление в смазочном слое обеспечивают скоростью движения трущихся элементов, формой поверхностей (клиновой скос в крейцкопфах, зазор во вращающихся цапфах, скругления кромок у поршневых колец и т. п.), вязкостью масла, его поверхностной активностью.

Башмаки крейцкопфов снабжают клиновыми скосами с уклоном 0,003—0,005 и высотой клина от 0,1 до 0,5 мм.

При длинных крейцкопфах делают повторные «клинья». Клиновые канавки не должны быть сквозными во избежание утечек масла в стороны.

Крестообразные канавки, нивелирующие давление в масляном слое, вредны.

«картерным» маслом, разбрызгивая его ловкой шатуна, для механизма движения применяют масло такой же марки, как и для смазки цилиндров.

Излишняя вязкость, а также чрезмерная толщина масляного слоя увеличивают работу трения.

Смазку подают в набегающую часть вала, в зону наименьших давлений.

В этой зоне допускают наличие продольных канавок для распределения масла по длине цапфы; в зоне повышенных давлений канавки, особенно перекрестные, вредны.

В пальцах ползунов шатун только покачивается, поэтому здесь жидкостное трение невозможно из-за отсутствия достаточной скорости движения. В этом случае масляный слой смягчает удар, происходящий при изменении знака усилия, в момент перескока пальца через зазор. Поддержание необходимого масляного слоя в этом узле трения достигается пришабриванием.

Для смазки механизма движения употребляют следующие масла (см. табл. V-13).

ТАБЛИЦА V-13. ХАРАКТЕРИСТИКА МАСЕЛ

Марка	ГОСТ	Вязкость при 50 °C		Применение
		сст	°E	
Индустриальное:				
30	1707—51	27—33	3,70—4,52	Для небольших компрессоров Для средних и крупных машин
45	1707—51	38—52	5,24—7,07	
50	1707—51	42—58	5,76—7,86	
Масло для тихоходных дизелей (моторное) . . .	1519—42	62—68	8,2—9,0	При температуре окружающего воздуха более 40 °C
Автот 18		120—135	16—17,5	

Зазор между крейцкопфом и направляющей с одной стороны должен быть более двойной высоты шероховатостей.

В поршневых кольцах масляная пленка также обеспечивает лучшую плотность колец. Острые кромки колец скабливают масло с зеркала цилиндра, поэтому они недопустимы. Их затапливают или скругляют под радиусом $r = 0,2—0,3$ мм для малых колец и $r = 0,7—1$ мм для колец с шириной более 10—12 мм.

Во вращающихся трущихся элементах жидкостной клин и давление в слое создают естественным зазором между валом и втулкой. Диаметральный зазор должен быть более удвоенной суммарной высоты бугорков вала и втулки.

«Плавание» цапфы возможно при достаточных скорости вращения, вязкости масла и величине зазора.

Вязкость масла должна удерживаться в пределах 28—58 сст при температуре 50 °C.

В случае, когда цилиндры смазывают

В малых кислородных компрессорах, у которых механизм движения работает на консистентной смазке, а также для смазки подшипников качения электродвигателей используют солидол жировой (по ГОСТ 1033—51) и смазку ЦИАТИМ-201 (по ГОСТ 6257—59). Смазка ЦИАТИМ-201 лучше, чем солидол.

Для подшипников электродвигателей с кольцевой смазкой используют индустриальное масло 45.

Расход масла для подшипников электродвигателей с кольцевой смазкой приведен ниже.

Мощность электродвигателя N квт	Расход масла для подшипников г/ч	Мощность электродвигателя N квт	Расход масла для подшипников г/ч
15—20	8,5	100—150	30
20—30	9,0	150—200	40
30—40	10,0	200—300	60
40—50	11,0	500—550	108
50—75	15,0	700—750	133
75—100	20,0	950—1000	156

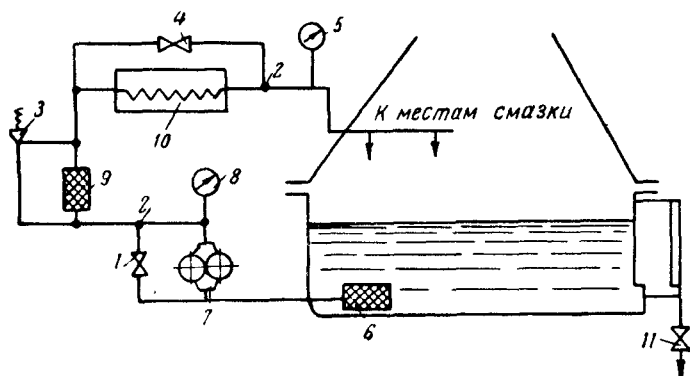


Рис. V-7. Индивидуальная система циркуляционной смазки:
1—обводной вентиль насоса; 2—термометр; 3—обводной вентиль фильтра; 4—обводной вентиль масляного холодильника; 5—манометр системы; 6—бак для хранения масла; 7—шестеренчатый насос; 8—манометр за насосом; 9—фильтр тонкой очистки; 10—холодильник масла; 11—вентиль слива масла

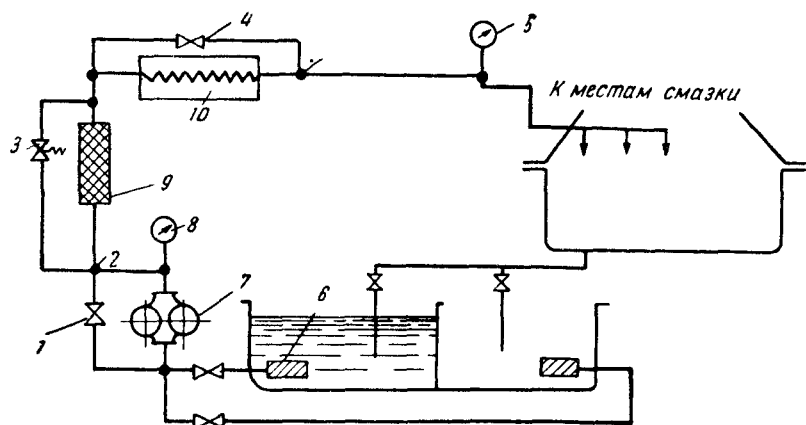


Рис. V-8. Индивидуальная система циркуляционной смазки с сухим картером (наличие двух баков позволяет менять масло без остановки компрессора) (обозначение — см. рис. V-7)

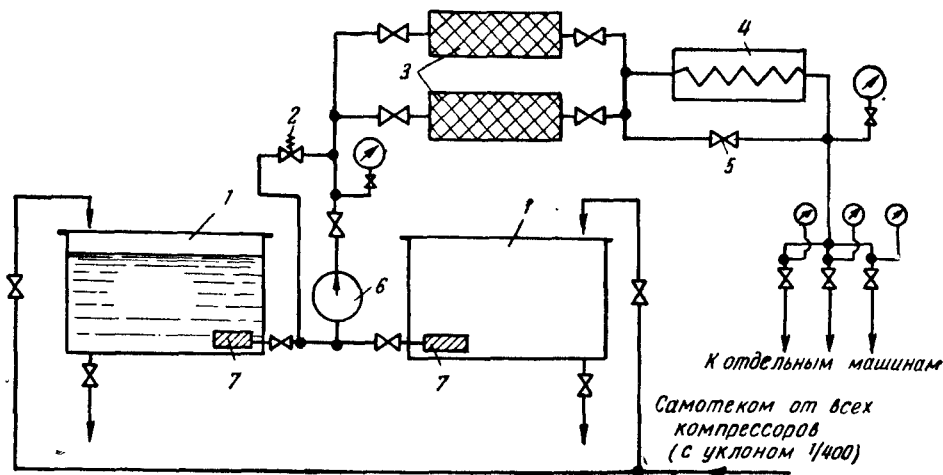


Рис. V-9. Схема централизованной смазки:
1—баки первый, второй; 2—обводной вентиль; 3—фильтры масла; 4—холодильник масла; 5—обводной вентиль; 6—центробежный насос; 7—фильтры грубой очистки

Системы циркуляционной смазки: индивидуальная (рис. V-7); индивидуальная с сухим картером (рис. V-8); централизованная (рис. V-9).

Электродвигатель компрессора часто блокируется с системой смазки так, чтобы при повышении температуры масла, стекающего из мест трения, или понижении давления масла в системе электродвигатель автоматически выключался и компрессор останавливался.

Некоторые сведения по системам циркуляционной смазки

1. Скорость масла в трубопроводах: коротких 0,8—1,3 м/сек, магистральных 0,5—1,0 м/сек.

2. Фильтры грубой очистки — сетчатые. Сетка латунная с числом отверстий 200—400 на 1 см².

3. Фильтры тонкой очистки — дисковые или сетчатые. В последнем случае используют латунную сетку с числом отверстий 6000—10 000 на 1 см².

Скорость фильтрации 0,01—0,02 м/сек.

4. Давление масла в системе (избыточное) поддерживают не ниже 1,0 кг/см².

5. Давление масла за насосом — не выше 5 кг/см².

6. Емкость баков рассчитывают из условия, чтобы масло совершало не более 6—8 циркуляционных циклов в течение 1 ч.

7. Масло меняют каждые 500—600 ч работы для малых и средних компрессоров, работающих в тяжелых условиях окружающей среды, и каждые 2000—3000 ч для крупных стационарных компрессоров.

8. Необходимое количество циркулирующей смазки M определяют по формуле

$$M = \frac{0,4 \cdot 632N(1 - \gamma_M) 1000}{c(t_2 - t_1)} \text{ г/ч, (V-16)}$$

где 0,4 — доля тепла трения, поглощаемая маслом;

γ_M — механический к. п. д.;

N — мощность компрессора на валу, л. с.;

c — средняя теплоемкость масла 0,47—0,4 ккал/(кг·град);

$t_2 - t_1 = \Delta t$ — изменение температуры от нагрева масла в подшипниках (обычно $\Delta t = 10$ —15 град при умеренном охлаждении и 20—25 град при интенсивном охлаждении).

Для перевода подачи M в литры следует принимать удельный вес масла равным 0,87—0,9 кг/л.

Для экспресс-расчетов можно принимать $M \approx 10 \text{ л/квт.ч}$ при $\Delta t = 15 \text{ град}$.

9. Производительность насосов как шестеренчатых, так и центробежных выбирают с коэффициентом запаса 2,0—1,5 (большая цифра берется для малых компрессоров).

10. Конечная температура масла t_2 должна быть не более 65 °С; для бескрейкопфных машин она поддерживается на 5—8 град ниже.

11. Количество воды, необходимое для охлаждения масла,

$$W = \frac{0,4(1 - \gamma_M)N \cdot 632}{\Delta t_B} \text{ кг/ч,}$$

где Δt_B — изменение температуры от нагрева воды в масляном холодильнике.

12. Коэффициенты теплопередачи масляных холодильников (для ориентировочных расчетов) при скорости масла в холодильнике 0,5 м/сек:

ккал/(м²·ч·град)

змеевиковых или трубчатых	50—100
внутреннеосребренных, трубчатых, масло в трубках	300—400

13. Трубопроводы для масла изготавливают стальные цельнотянутые, тщательно травленые, гнутые без песка — для крупных машин; из красной меди — для средних и малых машин (особенно для машин, работающих с перерывами).

14. Распределяют масло по точкам специальными краниками или диафрагмами.

15. Производительность шестеренчатого насоса ориентировочно может быть подсчитана по уравнению

$$M = 2\pi b d m n \frac{\gamma_M}{10^6} = 2\pi b \frac{d^2}{z} n \frac{\gamma_M}{10^6} \text{ л/мин,}$$

где m — модуль зацепления или z — число зубьев;

b — длина зубьев, мм;

n — скорость вращения насоса, об/мин;

d — диаметр начальной окружности шестерни, мм;

γ_M — коэффициент подачи насоса, = 0,6—0,7.

16. Эксплуатационный расход смазки, обусловленный периодической заменой масла, а также его утечками, составляет примерно 1,2—1,4 г/л.с.ч.

17. Отработанное масло механизма движения может быть повторно использовано после его регенерации. В машинах с большими удельными нагрузками регенерированное масло применяют в смеси со свежим маслом в соотношении 1:1.

Регенерация смазки

В крупных кислородных цехах, где мощность поршневых компрессоров превышает 2000 квт, регенерацию смазки производят в аппаратуре, выполненной по специальному проекту. Регенерацию масла в обычных условиях производят методом отстаивания. Масло отстаивают в резервуаре с конусным дном в течение 8—10 ч после прогрева его до 60—65 °С. Сечение резервуара выбирают из расчета 40 см² на 1 кг масла. Филтрацию нагретого до 60—70 °С масла производят через сукно или фетр со скоростью 0,5 см/мин

Смазка цилиндров

Цилиндровые масла должны обеспечивать уменьшение трения поршневого уплотнения; герметичность между кольцами и зеркалом цилиндра; хорошее удаление масла с поверхности цилиндра после смазки; хорошее отделение масла в маслоотделителях; малое нагарообразование и малую окисляемость.

Во избежание потери маслом смазочных свойств вследствие его полукоксования температура воздуха в конце сжатия не должна превышать 160 °С.

В цилиндрах воздушных компрессоров масло окисляется, в результате чего образуются жидкие продукты и шлам. Кроме того, окисляются продукты коксования масла; нагара образуется тем больше, чем меньше летучих компонентов содержит масло. Стойкость масла против окисления характеризуется его стабильностью. Чем выше давление воздуха, тем выше должна быть стабильность масла, так как активность химического взаимодействия масла с кислородом воздуха увеличивается с ростом давления.

Образовавшийся в результате крекинга и окисления масла нагар подвергается дальнейшему окислению. Из-за экзотермичности реакций окисления создаются зоны повышенных температур, где окисление может перейти в тление и даже привести к воспламенению. Нагар нарушает работу клапанов и температурный режим сжатия. Есть указания на то, что твердые частицы нагара в результате взаимного трения электризуются, что сопровождается искрообразованием.

Каталитическое действие на окисление масла оказывает окись железа.

Для самовоспламенения смеси паров масла с воздухом необходима концентрация масла 25—42 г в 1 м³ воздуха. Такая концентрация масла не может быть в цилиндре, но возможна в нагнетательных трубопроводах и холодильниках, откуда взрыв может распространиться в объем цилиндра.

Зарегистрированы случаи вспышек в нагнетательных трубопроводах даже при температурах конца сжатия 130—140 °С, что объясняют скоплением легких погонных масел.

Количество масла для смазки цилиндров определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi D S n 2 \cdot 60}{k} a \text{ г/ч}, \quad (\text{V-17})$$

где D — диаметр цилиндра, м;

S — ход поршня, м;

n — скорость вращения вала, об/мин;

a — коэффициент, равный 1,2 и вводимый для машин двойного действия;

k — коэффициент, учитывающий величину поверхности в м², пробегаемую кольцами и отнесенную к 1 г подаваемой в цилиндр смазки (см. табл. V-14).

Т А Б Л И Ц А V-14. ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА k ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Одноступенчатые компрессоры низкого давления	Многоступенчатые компрессоры высокого давления			
	четырехступенчатые		шестиступенчатые	
	№ ступени	k	№ ступени	k
360—400	I	360	I	360
	II	240	II	240
	III	150	III	150
	IV	100	IV	140
			V	100
			VI	90

Примечания: 1. Для малых компрессоров производительностью до 120 м³/ч расход смазки подсчитанный по формуле (V-17), увеличивается в 1,4—1,5 раза; для компрессоров производительностью 250 м³/ч — в 1,1—1,15 раза.

2. Для горизонтальных компрессоров $k_{гор} = 0,8 k$

Для смазки сальников расход смазки принимают равным 3 г/ч на каждые 100 м² поверхности, пробегаемой штоком в сальнике за 1 ч.

Нормы подачи масла обычно дают в каплях. При глазках для контроля смазки, имеющих диаметр сопла 2 мм, при брейтстоке и компрессорном масле «Т» 14—18 капель/г.

Эксплуатационный расход цилиндрической смазки составляет 1,2—1,4 г/л·с·ч.

Смазка кислородных компрессоров

Для смазки кислородных компрессоров используют:

1) при поршневых уплотнениях с фиброзными манжетами — водоглицериновую эмульсию (10—14% химически чистой глицерина, 90—86% дистиллированной воды).

Расход эмульсии составляет ориентировочно 15—20 л на 100 м³ сжимаемого кислорода;

2) при металлических поршневых кольцах — раствор «калийного» мыла в дистиллированной воде (60—80 г мыла на 100 л воды). Калийное мыло изготавливают на парфюмерной фабрике «Свобода» (Москва) под названием «Смазка кислородных компрессоров». Мыльную эмульсию используют для давлений до 150 кг/см².

Ввиду опасности попадания солей в баллоны и коррозии последних не допускают замены дистиллированной воды на умягченную.

В целях безопасности все тракты смазки должны быть свободны от следов масла; при малейших загрязнениях маслом они должны быть обезжирены растворителем и просушены.

ТАБЛИЦА V-15. ХАРАКТЕРИСТИКА МАСЕЛ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ КИСЛОРОДОДОБЫВАЮЩИХ СТАНЦИЙ

Показатели	Масла				
	компрессорные		КС-19 ГОСТ 9243—59	П-28 ГОСТ 6480—53	бraitсток
	12 (М) ГОСТ 1861—54	19 (Т) ГОСТ 1861—54			
Вязкость кинематическая при: 100 °С, <i>сст</i>	11—14	17—21	17—21	26—30	18—22
То же, $^{\circ}\text{E}_{100}$	1,6—2,0	2,4—3,0	2,4—3,0	3,68—4,20	2,6—3,2
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла	0,15	0,10	0,02	0,10	—
Стабильность против окисления— осадок после окисления, %	0,30	0,02	0,005	—	0,005
Зольность, %	0,015	0,010	0,005	—	0,005
Температура вспышки, °С	216	242	270	285	260
Содержание механических при- месей, %	0,007	0,007	Отс.	Отс.	Отс.
Области применения	Не упот- ребляют, дано для справки	В зимнее время	При давлении до 200 <i>атм</i> При уме- ренной тем- пературе	—	—

Примечание. Стабильность масла П-28, замененного бraitсток, не регламентируют. Масло КС-19—селективной очистки из сернистых нефтей, обладает высокими качествами и может быть рекомендовано при температурах конца сжатия до 150—160 °С. Масла должны быть безводными.

Меры борьбы с загрязнением воздуха маслами

Масло и продукты его разложения могут уноситься со сжатым газом в блок разделения в виде капель, тумана и паров, растворенных в этом газе. Сократить количество механически увлекаемого масла можно при помощи масловлагоотделителей, охлаждением газа в холодильниках и регулярными продувками.

В простых масловлагоотделителях с тангенциальным входом газа и центральным выводом капли отделяют, направляя газ по стенке с последующим его отжимом к центру. Отделение капель, основанное на разности центробежных сил частиц масла и газа, будет тем эффективнее, чем больше падение скорости газа в трубе и сечении влагоотделителя и больше разность между удельными весами масла и газа¹.

Отношение скоростей для влагоотделителей первых ступеней сжатия принимают равным 6—8 и для влагоотделителей последующих ступеней 12—15.

Чтобы не было уноса тумана с зеркала жидкости, берут $h_1 > 1,5 d$, считая от максимальной расчетной высоты h накапливаемой жидкости (см. рис. V-10).

Более сложные влагоотделители изготовляют с завихряющей вставкой, при помощи

которой лучше используют действие центробежных сил (рис. V-11).

Скорость во вставке с площадью прохода $F_1 - \omega_1 = \omega_0 / (6-8)$ (ω_0 — скорость в подводящей трубе); скорость в сечении с площадью прохода $F_2 - \omega_2 = \omega_0 / (6-15)$, как и для влагоотделителей первого типа.

За концевыми влагоотделителями для укрупнения «тумана» и его улавливания устанавливают отделители с кольцами Рашига, изготовленными из медных трубочек

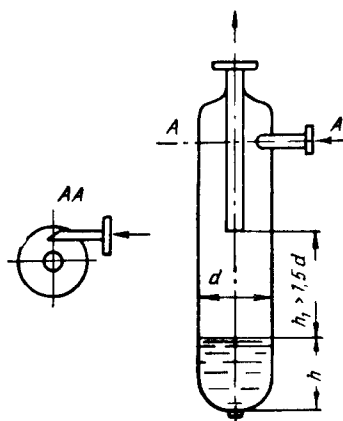


Рис. V-10. Схема масловлагоотделителя с тангенциальным вводом

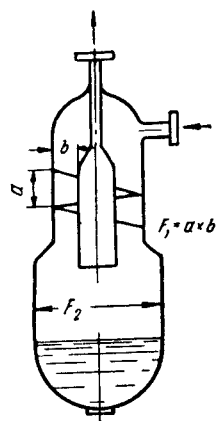


Рис. V-11. Схема масловлагоотделителя с завихряющей вставкой

размером $5 \times 5 \times 0,5$ мм. Высота слоя насадки $h = (0,75-1)D$ (D — внутренний диаметр влагоотделителя).

¹ См. также гл. II.

Скорость по живому сечению в отделителе $\omega_2 = \omega_0 / (12-18)$.

Для упрощения конструкции влагоотделителя последний может быть неразъемным.

Предельная растворимость паров масла и его погонов в газе в $г/м^3$ характеризуется маслосемкостью газа, которая подобно влагосемкости увеличивается с повышением температуры и давления. Снижать маслосемкость следует снижением температуры газа, для чего необходимо обеспечивать охлаждение газа в конечных холодильниках.

До 85% масляных паров, растворенных в сжатом воздухе, можно удержать в блоке сорбционной осушки воздуха. Следует иметь в виду, что осушающая способность сорбента тем выше, чем ниже температура газа.

При регенерации сорбента восстанавливаются его осушающие свойства, но не обеспечивается восстановление его маслопоглощающей способности, отчего степень поглощения паров масла сорбентом снижается и сорбент подлежит замене. «Проскок» масла через блок осушки свидетельствует о необходимости смены сорбента.

Чтобы свести количество продуктов разложения масел к минимальному, необходимо:

1. Не допускать употребления масел с окисляемостью выше 0,02% и тех марок, которые не установлены инструкциями, а также не применять масел, не имеющих сертификата или данных анализа лаборатории.

2. Не допускать, как правило, повышения температур сжатия выше 160 °С, так как масла, рекомендуемые для воздушных компрессоров, ниже этих температур не дают погонов, опасных для блоков разделения воздуха.

3. Не следует допускать по тем же соображениям длительной работы компрессора с перегрузками.

4. Не превышать нормы подачи масла в цилиндры.

5. Следить за показаниями термометров. Рекомендуют применять автоматический контроль температур газа на стороне нагнетания ступеней с использованием предупредительной сигнализации.

6. Не допускать бесконтрольной подачи масла в цилиндры; обеспечивать просматриваемость глазков контроля смазки и своевременно менять заливаемый в них раствор.

7. Не допускать нарушения режимов охлаждения воздуха в холодильниках и рубашках компрессора.

8. Очищать для обеспечения лучшего теплообмена газовые коммуникации и холодильники от масляных отложений, а рубашки цилиндров и водяные полости холодильников — от накипи регулярно, не реже двух раз в год, и обязательно перед наступлением наиболее тяжелого по температурному режиму времени года.

9. Продувать в коммуникациях застойные зоны, для чего необходимы продувочные вентили.

10. Не допускать повторного использования масла в последующих ступенях сжатия. Своевременно продувать маслоотделители, не превышая установленного для этого времени.

11. Не допускать попадания масла, предназначенного для смазки механизма движения, в цилиндры и сальники. Наблюдать за работой маслосвязывающих сальников и поршневых колец; производить анализ продувочных жидкостей маслослагоотделителей.

12. Не допускать при использовании промышленных масел 45 и 50 повышения их температуры выше 65 °С на выходе из мест трения; в случае необходимости переходить на использование более вязких масел.

1 См. также гл. XV.

Поршневые уплотнения сухого трения

При применении воздушных компрессоров с несмазываемым уплотнением установки снабжают воздухом, свободным от масла и продуктов его разложения.

Кислородные компрессоры с поршневыми уплотнениями сухого трения по сравнению с компрессорами, снабженными смазкой водоглицериновой эмульсией, изготавливают со скоростями поршня, в два раза большими, без увлажнения сжимаемого газа.

Графитовые материалы для поршневых сальниковых уплотнений

Для изготовления поршневых колец и сальников используют искусственные графитовые материалы.

Подобно тому как при изготовлении керамики пластичную глину смешивают с непластичными наполнителями, так и при производстве графитовых материалов мелкоразмолотый графит смешивают со связующими веществами, песком и смолой (естественной и искусственной). Смесь прессуют под давлением около 2000 $кг/см^2$ в пресс-формах для образования плит или сегментов, из которых последующей механической обработкой получают кольца нужных размеров.

Сырые прессованные заготовки твердеют в результате коксования связующего вещества при обжиге (температура обжига выше 1000 °С).

Электрографитацией (термообработка в герметически закрытых специальных электропечах при температуре около 2500 °С) твердый графитовый материал превращают в электрографит.

Графитовые материалы — пористые (пористость достигает 25—30%) и хрупкие. Их можно пропитывать металлами, сплавами или синтетическими смолами. Пропиткой повышают износостойкость, прочность и газонепроницаемость материала.

После пропитки электрографитовые материалы становятся более пригодными для механической обработки.

Коэффициент линейного расширения графитовых материалов $\alpha = 0,3-0,5 \cdot 10^{-6}$, т. е. в 2—4 раза меньше такого же коэффициента для металлов. Пропитка почти не меняет этот коэффициент.

В табл. V-16 приведены коэффициенты теплопроводности и теплоемкости графитовых материалов и некоторых металлов.

Из-за хрупкости изделий из графитовых материалов не рекомендуют изготавливать эти изделия со стенками тоньше 3 мм, а для изделий диаметром более 50 мм стенки должны быть не тоньше 5 мм. Чтобы острые кромки не выкрашивались, их необходимо закруглять с возможно большим радиусом.

Воспламеняемость пыли, образующейся от износа поршневых уплотнений из этих

материалов, практически исключается даже в кислородных компрессорах. Воспламенение пыли в кислороде зависит от давления сжатия; при давлении порядка 150 кг/см^2 воспламенение возможно только при температуре $400\text{--}450^\circ\text{C}$. Взрыв может иметь место при содержании пыли в 1 м^3 кислорода в количестве $160\text{--}200 \text{ г}$. Такого соотношения трудно ожидать даже в фильтрах, устанавливаемых для улавливания пыли после отдельных ступеней сжатия компрессора.

ТАБЛИЦА V-16. ТЕПЛОВЫЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРАФИТОВЫХ
МАТЕРИАЛОВ И МЕТАЛЛОВ

Материал	Удельная теплоемкость при 100°C $\text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{град}$	Коэффициент теплопроводности при 20°C $\text{ккал/м}\cdot^\circ\text{град}$
Аморфный искусственный уголь	0,18	1,8
Электрографит	0,22	$70\div 140$
Алюминий	0,224	180
Медь	0,095	335
Сталь 20	0,116	62
Сталь 1X18H9T	—	13

Конструкции поршневых и сальниковых колец

Графитовые поршневые кольца хрупкие, поэтому их делают разрезными, состоящими из двух или трех частей. Вначале к стенкам цилиндра на I ступени сжатия графитовые кольца прижимают экспандерными металлическими кольцами.

Для сокращения утечек через стыки в одном поршневом пазу устанавливают два уплотнительных кольца и одно экспандерное.

Стыки колец делают или плоскими радиальными, или в «половинку» и в «четверть».

При применении замка в «четверть» получают лучшую герметичность, но этот замок труднее изготовить.

Экспандерные кольца делают из стали или из бериллиевой бронзы и снабжают, как правило, косым срезом в замке.

Необходимо, чтобы применение экспандерных колец обеспечивало равномерное удельное давление на стенку цилиндра по всему периметру графитового кольца. Чтобы не деформировать экспандерные кольца при надавливании их на поршень, целесообразно применять набранные поршни.

Графитовые кольца не допускают перекоса поршня в цилиндре. Поэтому поршни делают самоустанавливающимися и снабжают их направляющими графитовыми кольцами: целыми — при набранных поршнях и разрезными — при обычных поршнях.

Обработку графитовых поршневых колец производят с допусками по толщине и наружному диаметру — по классу D, сальниковых колец по толщине — по классу C, по внутреннему диаметру — по классу A.

Размещение направляющих колец оказывает влияние на износ уплотнительных колец. Осуществляя лабиринтное уплотнение направляющим кольцом, разгружают рабочие кольца. Поэтому при поршнях простого действия направляющие кольца лучше размещать: одно — со стороны камеры сжатия, второе — на некотором расстоянии от первого. Рабочие кольца располагают частично между двумя направляющими кольцами, а частично — за вторым направляющим кольцом. Износ последних колец наименьший.

Графитовые уплотнительные кольца для сальников выполняют такими же, как и металлические, и снабжают их браслетной пружиной.

Нагрузки на поршневые кольца и условия их износостойкости

Графитовые поршневые уплотнения цилиндров и сальников компрессоров достаточно хорошо работают при давлении сжатия до $20\text{--}30 \text{ кг/см}^2$. Кольца из графита, пропитанного металлами, выдерживают давление до 50 кг/см^2 , но при высоком давлении коэффициент подачи компрессора снижается.

Графитовые поршневые уплотнения для более высоких конечных давлений сжатия находятся еще в стадии эксперимента. На практике установили следующие средние скорости поршня с графитовыми кольцами — от $1,5$ до $2,5 \text{ м/сек}$ при сжатиях газа до 20 кг/см^2 .

Необходимо стремиться к тому, чтобы все поршневые кольца в наборе работали равномерно, одинаково снижая давление. Высокую износостойкость колец достигают при падении давления в каждом кольце на $1\text{--}2 \text{ кг/см}^2$, что соответствует удельному давлению колец на стенку цилиндра $0,5\text{--}1 \text{ кг/см}^2$.

На основании этого рекомендуют определенное число колец (см. табл. V-17).

ТАБЛИЦА V-17. КОЛИЧЕСТВО
ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

I ступень		II ступень		III ступень	
пределное сжатие, кг/см^2	число пар колец	пределное сжатие, кг/см^2	число пар колец	пределное сжатие, кг/см^2	число пар колец
1—3	2—3	3—8	3—4	8—30	8—10
1—4	3—4	4—16	5—6	16—50	12—14
					или 8—10 с пропиткой

Ориентировочные размеры колец см. табл. V-18.

ТАБЛИЦА V-18. РАЗМЕРЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ, мм

Диаметр цилиндра мм	Кольца		Количество секторов, шт.
	квадратные	прямоугольные	
До 50	6×6	5×6, 8×10	2; 3
50—100	8×8, 10×10	8×10, 10×12	2; 3
120—200	12×12, 14×14	10×12, 12×14	3
220—300	14×14, 16×16	14×16, 16×18	2; 4

Примечание. Кольца прямоугольного сечения применяют при двойных кольцах. Меньший размер кольца—в осевом направлении поршня.

Экспандерные кольца рассчитывают так, чтобы они прижимали графитовые кольца к стенкам цилиндров с удельным давлением $0,05—0,2 \text{ кг/см}^2$.

Износостойкость графитового уплотнения в большой степени зависит от чистоты обработки поверхности зеркала цилиндра. Желательно, чтобы шероховатость поверхности скользящего цилиндра была $0,2—0,4 \text{ мк}$, что соответствует знаку обработки $\nabla 9$; имеет значение и материал зеркала цилиндра. Положительные результаты получили при применении цилиндровых втулок из латуни и бронзы с прочным или пористым хромированием внутренней поверхности. При использовании втулок из мелкозернистого перлитного чугуна СЧ21-40 получили худшие, но достаточно удовлетворительные результаты.

Для повышения износостойкости поршневого уплотнения рекомендуют проводить предварительную подготовку зеркала цилиндра, втирая в него чешуйчатый графит или дисульфид молибдена.

Поверхность цилиндра нужно протирать чистыми, свободными от масла салфетками. Прикасаться к цилиндру и поршневым кольцам можно только чистыми руками. Следы масла удаляют бензином, после чего эти места снова обрабатывают мягким графитом или дисульфидом молибдена.

Втирать графит или дисульфид молибдена лучше замшей. Во втираемом материале и замше не допускают наличие даже следов масла.

Демонтировать поршневое уплотнение без крайней необходимости не рекомендуют, так как это часто приводит к повреждению хрупких элементов уплотнения.

Необходимо исключить проникновение масла по штоку в цилиндр вследствие действия инерционных сил или ползучести пленки. Обычно длину фонаря между маслослизывающим и уплотнительным салниками делают больше хода поршня; шток на этом участке снабжают маслозаградительным козырьком.

Положительное влияние на износостойкость поршневого графитового уплотнения оказывает некоторая влажность сжимаемого газа. По литературным данным (VDI, 1959, № 12, 15 и 19), относительная влажность газов, вышедших из блока разделения, соответствует точке росы около -100°C ($0,00002 \text{ г/м}^3$). Повышение относительно влажности до точки росы $-50—70^\circ\text{C}$ ($0,038 \text{ г/м}^3—0,00265 \text{ г/м}^3$) в несколько раз повышает износостойкость колец.

При умеренных нагрузках и соблюдении других требований графитовые поршневые уплотнения могут работать без смены более 5000 ч.

Применение пластмассовых колец

Поршневые кольца изготавливают из фторопласта, армированного стеклянным волокном, графитом, металлами.

Для этого материала характерны высокое сопротивление износу, хорошая химическая сопротивляемость, влажностойкость, прочность и гибкость.

Наименьший износ фторопластовых колец получили при уплотнении цилиндра из перлитного чугуна или нержавеющей стали. При использовании бронзовых цилиндров и цилиндров из алюминиевых сплавов фторопластовые кольца получили наибольший износ.

Так же, как и при графитовых поршневых уплотнениях, лучше применять наборный поршень, который комплектуют из направляющих и уплотнительных колец. При этом направляющие кольца могут быть целыми, а уплотнительные — разрезными, со ступенчатым замком и с внутренним металлическим экспандерным кольцом. Упругость экспандерного кольца должна обеспечивать начальное прижатие уплотнительного кольца к зеркалу цилиндра с удельным давлением $0,05—0,1 \text{ кг/см}^2$.

Число уплотнительных колец можно выбирать из расчета падения давления в одном кольце порядка $2—3 \text{ кг/см}^2$.

Высокий коэффициент термического расширения стеклофторопластового материала потребует подбора необходимых зазоров: кольцо — цилиндр и кольцо — поршневые пазы.

5. Расход энергии на сжатие газов

Количество энергии, расходуемой на сжатие 1 м^3 газа, зависит от общей степени сжатия, числа ступеней сжатия, совершенства системы охлаждения цилиндров и конструкции компрессора.

В табл. V-19—V-23 приведены средние эксплуатационные данные, показывающие расход энергии на клеммах электродвигателей.

ТАБЛИЦА V-19. РАСХОД ЭНЕРГИИ ДЛЯ КОМПРЕССОРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, $\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (при 20 °С и 760 мм рт. ст.)

Характеристика компрессора	Конечное давление сжатия (абс), $\text{кг}/\text{см}^2$	
	6	7
Вертикальные, V-образные, угловые, двухступенчатые производительностью до 1200 $\text{м}^3/\text{ч}$	0,120—0,110	0,130—0,12
Горизонтальные или угловые производительностью до 6000 $\text{м}^3/\text{ч}$	0,095—0,105	0,103—0,11

Примечания: 1. Меньшие цифры относятся к компрессорам большей производительности.
2. Удельные расходы энергии даны для условий охлаждения, соответствующих средней полосе СССР.

ТАБЛИЦА V-20. РАСХОД ЭНЕРГИИ ДЛЯ КОМПРЕССОРОВ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ, $\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (при 20 °С и 760 мм рт. ст.)

Характеристика компрессора	Конечное давление сжатия (абс.), $\text{кг}/\text{см}^2$		
	50*	40	25
Вертикальные или угловые трехступенчатые производительностью от 600 и до 1200 $\text{м}^3/\text{ч}$	0,21	0,198	0,173

* Расчетное.

ТАБЛИЦА V-23. РАСХОД ЭНЕРГИИ НА КОМПРИММОВАНИЕ КИСЛОРОДА В БАЛЛОНЫ, $\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (при 20 °С и 760 мм рт. ст.)

Характеристика компрессоров	Число ступеней сжатия	Давление в баллонах (абс.), $\text{кг}/\text{см}^2$	
		150	200
Вертикальные с фибровыми манжетами и смазкой дистиллированной водой с глицерином	3	0,26	
	4	0,25	0,265

ТАБЛИЦА V-21. РАСХОД ЭНЕРГИИ ДЛЯ КОМПРЕССОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, $\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (при 20 °С и 760 мм рт. ст.)

Характеристика компрессора	Число ступеней сжатия	Конечное давление сжатия (абс), $\text{кг}/\text{см}^2$			
		200 (расчетное)	100	70	50
Вертикальные, горизонтальные, угловые	4	0,32—0,33	0,28—0,29	0,258—0,266	0,236—0,245
	5	0,30—0,31	0,26—0,27	0,24—0,25	0,222—0,23
	6	0,28—0,29	0,245—0,252	0,225—0,234	0,208—0,215

ТАБЛИЦА V-22. РАСХОД ЭНЕРГИИ ДЛЯ ДОЖИМАЮЩИХ КОМПРЕССОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (абсолютное давление всасывания равно 6 $\text{кг}/\text{см}^2$), $\text{квт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (при 20 °С и 760 мм рт. ст.)

Характеристика компрессора	Число ступеней	Конечное давление сжатия (абс), $\text{кг}/\text{см}^2$		
		200 (расчетное)	150	100
Горизонтальные, угловые, V-образные производительностью 1200—2400 $\text{м}^3/\text{ч}$	3	0,205—0,215	0,19—0,197	0,165—0,172
	4	0,190—0,198	0,175—0,182	0,152—0,16

В компрессорах со смазкой дистиллированной водой с глицерином сжатие протекает по политропе с показателем $n = 1,28—1,30$, так как процесс сопровождается некоторым испарением водяной смазки и это отклоняет процесс сжатия от адиабатического. В компрессорах К-3600, которые по-

дают кислород в сеть с давлением (абсолютным) 12—16 $\text{кг}/\text{см}^2$, вследствие испарения мыльной эмульсионной смазки в цилиндрах показатель политропы сжатия $n = 1,22—1,25$; процесс сжатия подобен сжатию в компрессорах со впрыскиванием воды.

В компрессоре К-3600 производительностью 3600—3800 м³/ч при абсолютном давлении сжатия 16 кг/см² удельный расход энергии составляет 0,15 кит.ч/м³ кислорода.

Воздухоразделительные установки — весьма энергоемкие агрегаты. В себестоимости кислорода и других продуктов разделения воздуха расходы на электроэнергию достигают 60%. Для снижения затрат на энергию сжатия следует повышать экономичность и надежность работы компрессоров; использовать теплоту сжатия воздуха, передаваемую охлаждающей воде в холодильниках.

Использование теплоты сжатия воздуха является большим резервом экономии энергии, если учесть, что большая часть мощности, расходуемой на сжатие, переходит в тепло и отводится в охлаждающую воду.

Для утилизации этого тепла необходимо применять после ступеней сжатия так называемые «предхолодильники» (бойлеры), в которых предварительно охлаждают воздух примерно до 100 °С в результате передачи тепла воде с конечным подогревом до температуры 70—80 °С. Воздух из предхолодильников переходит в обычные холодильники, где его температура понижается охлаждающей водой.

Нагретая в предхолодильниках вода может быть использована для отопления или технологических нужд в процессах, потребляющих воду с температурой 60—70 °С.

Таким способом можно использовать 30—40% от всего тепла сжатия и существенно снизить затраты на энергию сжатия газа.

При строительстве крупных воздухоразделительных станций с большой мощностью установленных поршневых компрессоров целесообразно предусматривать снабжение потребителей горячей водой и организовывать побочные производства, нуждающиеся в горячей воде.

В случае использования тепла сжатия воздуха также значительно сокращаются количества воды, необходимой для охлаждения компрессоров, и связанные с этим расходы.

6. Эксплуатация компрессоров

Основные правила пуска и остановки компрессоров

Подготовка к пуску

При подготовке к пуску необходимо:

1. Механику цеха проверить качество всех ремонтов, произведенных в период остановки. Если ремонт сопровождался разборкой отдельных узлов, то необходимо произвести пробный пуск компрессора для проверки качества ремонта и пригодности машины к эксплуатации.

Порядок и продолжительность пробного пуска устанавливают начальник цеха или механик. Компрессоры, подвергавшиеся консервации, перед пуском должны быть расконсервированы в соответствии с инструкцией завода-изготовителя.

2. Произвести тщательный осмотр всех частей компрессора, проверить затяжку шпильки и болтов, законтривание движущихся соединений (в доступных местах), осмотреть состояние фундамента и ограждений.

3. Осмотреть воздушный фильтр на линии всасывания, если необходимо, очистить его, промыть и восстановить пленку масла на рабочей поверхности насадок.

4. Проверить наличие резерва для подтягивания сальников манометровых, продувочных и запорных вентилей; при необходимости сменить уплотнения сальников.

5. Подготовить систему смазки, для чего проверить состояние масляных фильтров и, если необходимо, промыть их, а также произвести замену фильтрующих элементов; проверить количество и качество масла в картере или баках.

Если проводился ремонт смазочной системы или масло проработало более половины установленного срока, необходимо профильтровать или заменить его; добавить масло в лубрикаторы для смазки цилиндров, проверить качество работы обратных клапанов и глазков контроля смазки; неплотные обратные клапаны заменить или отремонтировать; прокачать вручную лубрикатор до появления масла у обратных клапанов; добавить до установленного уровня масло в подшипники с кольцевой смазкой; заполнить солидолом тавотницы; ручной прокачкой шестеричного насоса определить, дошло ли масло до соответствующих мест смазки кривошипно-шатунного механизма.

При использовании мыльно-эмульсионной или водо-глицириновой смазки проверить прозрачность эмульсии и, если необходимо, добавить в бак свежей эмульсии.

6. В компрессорах, имеющих клиноремennую передачу, проверить натяжение и состояние всех ремней.

Отдельные ремни следует заменять из старого комплекта, а новыми ремнями заменять сразу весь комплект.

7. Проверить, не «растянуты» ли манометры; если ошибка в показаниях манометра превышает 5% от фактического давления, то манометр следует заменить новым.

8. Проверить наличие масла в гнездах термометров и установить термометры; при использовании самонисцев, проверить, заправлены ли они чернилами.

9. Открыть все продувочные вентили и вентили для спуска давления. В машинах с мыльно-эмульсионной смазкой дополнительно открыть продувочные вентили на нагревательных полостях цилиндров.

10. Проверить, открыт ли обводной вентиль декарбоинзатора и скрубберов.

11. Проверить вал компрессора вручную или при помощи механизма на 1,5—2 оборота для того, чтобы убедиться в отсутствии препятствий движению машины.

12. Проверить и подготовить к пуску электро-систему; в крупных синхронных электродвигателях собрать схему.

13. Проверить наличие необходимого эксплуатационного инструмента, наличие исправных запасных частей (клапанов в сборе, клапанных пластин, прокладок и т. п.).

14. Убрать от компрессора все лишние предметы и протереть машину.

15. Пустить охлаждающую воду в рубашки и холодильник компрессора; открытием кранов для выпуска воздуха проверить, заполнена ли вся система водой и удален ли воздух из системы; проверить поступление воды во все охлаждающие устройства компрессора.

16. В крупных машинах с приводом от синхронного электродвигателя отжать пластинки всасывающих клапанов компрессора для облегчения запуска.

17. Сообщить начальнику смены о готовности компрессора к пуску.

18. Проверить наличие достаточного количества кислорода в газгольдере; если газгольдер заполнен более чем на половину его полезного объема, компрессор можно пускать.

Пуск воздушного компрессора

При пуске компрессора необходимо выполнить следующее:

1. Предупредить аппаратчика о пуске компрессора должен начальник смены; он же дает команду о пуске компрессора.

2. Регулировать насос, подающий масло в механизм движения, после включения электродвигателя и достижения нормального числа оборотов на валу компрессора должен машинист, открывая для этого перепускной вентиль масляного насоса так, чтобы давление масла после фильтра и масляного холодильника было в пределах $1,5-2 \text{ кг/см}^2$. Иногда после масляного насоса вместо перепускного вентиля ставят автоматический перепускной клапан, отрегулированный натяжением пружины. По мере прогрева масла давление в масляной системе падает и его восстанавливают прикрытием перепускного вентиля. По глазкам для контроля следует отрегулировать подачу смазки в цилиндры и салынки. При использовании мыльно-эмульсионной смазки необходимо до пуска компрессора включить электродвигатель эмульсионного насоса, а после пуска компрессора — отрегулировать по контрольным стеклам подачу эмульсии в отдельные точки, пользуясь для этого регулировочными вентилями.

3. Установить на слух отсутствие ненормальных стуков в механизме движения и цилиндрах компрессора, а также прослушать работу клапанов.

4. Проверить давление в масляной системе и нормальное поступление масла в цилиндры компрессора.

5. Приступить к нагрузке компрессора воздухом, последовательно закрывая продувочные вентили на всех ступенях начиная с первой по ходу воздуха (кроме последней ступени) поддерживая давление после компрессора на уровне $80-100\%$ от установленного рабочего давления, регулируя степень закрытия продувочного вентиля последней ступени.

6. Проверить вентилями работу манометров, после чего, прикрывая вентили, «успокоить» стрелки: неисправные манометры необходимо сменить. Если при снятии неисправного манометра трубка, подводящая к нему воздух, продувается хорошо, то следует сменить манометр. Если же трубка не продувается, то следует повторить продувку при резком открытии вентиля. При отрицательном результате этой проверки компрессор нужно разгрузить от давления, снять вентиль манометра и, если трубка вновь не продувается, остановить машину, найти повреждение (чаще зажим или снятие трубки), исправить или заменить трубку.

7. Протереть предохранительные клапаны. После отрыва клапана от седла проверить его герметичность на слух или на ощупь; герметичность клапанов должна быть восстановлена их вторичной продувкой или притиркой.

8. Считать компрессор подготовленным для эксплуатационной работы, если после его нагрузки нет ненормальных шумов, стуков и нагревов, а также нарушений установленной степени сжатия по ступеням.

9. Как только воздух поступит в блок разделения, машинист должен прикрыть продувочный вентиль последней ступени, не допуская при этом повышения давления воздуха за компрессором сверх нормального.

10. Записать в цеховом рабочем журнале время начала подачи воздуха в блок разделения. Если компрессор пускают после кратковременной остановки ($1-2 \text{ ч}$), порядок пуска можно сократить по разрешению начальника смены. При пуске следует обращать особое внимание на работу узлов и деталей, подвергавшихся разборке и ремонту. Механик цеха заносит в паспорт-

формуляр компрессора все данные о ремонтах, сопровождавшихся заменой деталей, регулировкой зазоров и т. п., а машинист производит записи в рабочем журнале о смене и фильтрации масла, замене манометров, притирке клапанов и т. д.

10. Соблюдать очередность пуска машин, устанавливаемую начальником смены при работе нескольких компрессоров на общий коллектор.

В этом случае до включения компрессора в общий нагнетательный трубопровод следует продувочным вентилем уравнивать давление после последней ступени компрессора с давлением в нагнетательном трубопроводе и только после этого открыть запорный вентиль высокого давления на линии, соединяющей пускаемый компрессор с коллектором.

11. Следить особенно тщательно за исправностью компрессора в течение первых 30 мин после пуска. При появлении стуков и выявлении других неполадок, имеющих угрожающий характер, компрессор необходимо остановить, выявить причины этих неполадок и устранить их.

Особенности пуска кислородных компрессоров для наполнения баллонов

После включения электродвигателя и регулирования подачи смазки в механизм движения (аналогично воздушному компрессору) необходимо:

1. Открыть кран, подающий смазочную эмульсию, и отрегулировать ее поступление так, чтобы из крана вытекала струя диаметром $2,5-3 \text{ мм}$. В кислородных компрессорах производительностью до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ эмульсию можно подавать струйкой, переходящей в каплю.

2. Прикрыть вентиль на байпасной трубе, соединяющей всасывающий и нагнетательный трубопроводы, при отсутствии стуков как в механизме движения, так и в цилиндрах.

3. Предупредить наполнителя о предстоящем переключении компрессора на наполнительную рампу.

4. Довести закрытием продувочного вентиля водоотделителя давление после компрессора до давления в нагнетательной линии, открыть запорный вентиль включения компрессора в нагнетательную линию и закрыть продувочный вентиль полностью.

5. Проверить, нормально ли затянуты болты бокс салыников, так как чрезмерная их затяжка приводит к нагреву штока.

Нормальный режим работы воздушных компрессоров

Для поддержания нормального режима работы воздушных компрессоров необходимо следующее:

1. Следить систематически за работой масляного насоса и поддерживать давление масла по манометру не менее $1,5 \text{ кг/см}^2$; следить за фильтром и масляным холодильником, а также за достаточным уровнем масла в баке.

2. Следить за работой масляных фильтров и не допускать повышения давления масла перед фильтром более 5 кг/см^2 . Пластинчатые фильтры прочищать имеющимися у них скребками; при парных фильтрах переключать фильтры, а отработавший — прочищать и промывать.

3. Следить за лубрикаторм, обеспечивая наличие в нем всегда достаточного количества хорошо отфильтрованного масла для смазки цилиндра; контролировать через глазки нормальное поступление масла в цилиндры. Регулировать винтами на плунжерах лубрикатора распределение масла по отдельным точкам, учитывая, что ввертывание винта увеличивает количество подаваемой смазки. При регулировании нельзя допускать ввертывания винта до отказа, так как это может привести к поломке плунжера. При мыльно-эмульсионной смазке следить за уровнем эмульсии в рабочем баке, заблаговременно заготавливая эмульсию в другом баке, согласно инструкции.

4. Следить за работой подшипников с кольцевой смазкой; кольцо должно непрерывно вращаться, а в подшипнике должно быть достаточное количество масла.

5. Следить за температурой масла до масляного насоса, не допуская температуры выше 65 °С. Охлаждением масла в холодильнике поддерживать температуру масла на входе в соответствующие места трения на уровне 40—45 °С.

Не понижать температуру масла ниже 30 °С, так как при этом ухудшается механический к. п. д. машин.

6. Проверять систематически по показаниям манометров правильность распределения степеней сжатия по ступеням компрессора, не допуская повышения степеней сжатия более 5. При увеличении степени сжатия выше 5 компрессор необходимо немедленно остановить и устранить причину перегруза.

7. Не допускать повышения температур сжатия в ступенях компрессора более 160 °С.

8. Следить за непрерывной подачей охлаждающей воды, не допуская значительных отклонений ее температур по отдельным потокам; стремиться к максимальному охлаждению газа в холодильниках и рубашках цилиндров компрессора.

9. Не допускать температуры воздуха за концевым холодильником компрессора выше 30 °С.

10. Регулярно продувать масловлагоотделители, не допуская излишнего выпуска воздуха. Режим продувки устанавливается в зависимости от времени года.

11. Проверять шуровкой не реже одного раза в смену, нет ли прилипания предохранительных клапанов к седлам.

12. Следить за состоянием и степенью натяжения ременной передачи, не допуская проскальзывания ремней.

13. Следить по показаниям амперметра за величиной тока, потребляемого электродвигателем компрессора.

14. Поддерживать чистоту на рабочем месте около компрессора.

15. Заносить регулярно в сменный журнал все данные о работе компрессора.

Ведение нормального режима кислородного компрессора

1. Следить тщательно за подачей смазочной воды в цилиндры компрессора, не допуская опорожнения бака.

2. Следить по манометрам за степенями сжатия в ступенях компрессора, не допуская превышения степени сжатия более 7.

3. Следить за тем, чтобы все части компрессора, соприкасающиеся с кислородом, были предохранены от попадания на них масла.

4. Перепускать кислород из трубы после компрессора во всасывающую трубу при достижении за компрессором предельного давления наполнения баллонов, открытием байпасного вентиля или продувочного вентиля водоотделителя, поддерживая при их помощи постоянное давление нагнетания до тех пор, пока наполнитель не включит для наполнения другую группу баллонов.

5. Хранить запас смазочной воды в стеклянных бутылках или закрытых оцинкованных бидонах.

6. Хранить все инструменты для обслуживания цилиндрической группы компрессора отдельно; инструменты должны быть всегда чистыми от масла.

Нормальная и аварийная остановка воздушного компрессора

При нормальной остановке воздушного компрессора необходимо:

1. Предупредить аппаратчика о предстоящей остановке.

2. Открыть обводной вентиль в коммуникации декарбонизаторов или скрубберов.

3. Разгрузить компрессор, для чего необходимо открыть специальные вентили для спуска давления и продувочные вентили масловлагоотделителей, начиная с последней ступени. При параллельной работе нескольких компрессоров на общую сеть и необходимости остановки одного из них надо сначала открыть вентиль выпуска воздуха в атмосферу или продувочный вентиль концевой масловлагоотделителя, затем закрыть вентиль, отключающий компрессор от сети, после чего открыть вентили для продувки остальных масловлагоотделителей в обычном порядке.

4. Выключить электродвигатель компрессора как только стрелки манометров дойдут до нулевого деления.

5. Проверить степень нагрева трущихся частей после остановки компрессора.

6. Выключить подачу охлаждающей воды через 10—15 мин после остановки компрессора.

7. Спустить воду из рубашек и холодильников при неотопляемом помещении или при остановке на длительный срок.

8. Протереть компрессор.

При аварийной остановке необходимо:

1. Выключить электродвигатель компрессора.

2. Открыть вентили для спуска давления или продувки концевой масловлагоотделителя.

3. Закрыть вентиль на трубе, подающей воздух из компрессора в сеть.

4. Открыть вентили продувки остальных ступеней. Далее поступать так же, как и при нормальной остановке.

Остановка кислородного компрессора

При плановой остановке необходимо:

1. Предупредить наполнителя об остановке и закрыть вентиль на нагнетательном трубопроводе.

2. Открыть байпас и продувочный вентиль водоотделителя.

3. Выключить электродвигатель.

4. Прекратить подачу смазочной воды.

5. Выключить охлаждение и при необходимости спустить воду.

6. Осмотреть все движущиеся части для определения степени их нагрева.

Рекомендуемые правила эксплуатации поршневых компрессоров в составе воздухоразделительных цехов

Воздушные компрессоры

1. Капитальный ремонт машин производить в установленные сроки.

2. Профилактический осмотр и ремонт выполнять в период остановки воздухоразделительного агрегата на отогрев.

3. Промывку и очистку воздушных полостей холодильников производить не менее двух раз в год до наступления летнего периода.

Промывать холодильники следует четыреххлористым углеродом, мыльным раствором (1 ч. жидкого мыла на 12 ч. воды) или очищать конденсацией паров растворителя (четырёххлористого углерода) на внутренней поверхности холодильников. В случае сильного загрязнения необходимо промывать два раза.

Для повышения интенсивности обезжиривания производить легкое барботирование растворителя воздухом.

Растворитель держать в холодильниках не более 2 ч. После удаления растворителя

тщательно продуть холодильники воздухом до полного удаления запаха четыреххлористого углерода.

4. Очистку клапанных коробок и газовых полостей цилиндров от нагарообразования производить по указанию начальника цеха в периоды отогрева аппарата, но не менее двух раз в год, механическим способом с последующей тщательной протиркой «салфетками», смоченными растворителем. Состав раствора для удаления нагаров следующий: 100 г зеленого мыла, 100 г соды, 100 г жидкого стекла и 10 г хромпика на 10 л воды. Температуру раствора поддерживать на уровне 80—100 °С. Детали держать в растворе в течение 40—50 мин.

5. Промывку водяных полостей холодильников производить слабым раствором соляной кислоты (1 ч. HCl на 3 ч. воды). После промывки в течение 15—20 мин полости необходимо промыть слабым содовым раствором или водой. Для промывки можно рекомендовать также раствор каустической соды (750 г) и керосина (150 г) в 10 л воды. Детали в растворе держать 10—12 ч (для изделий из цветных металлов этот раствор не пригоден).

Изделия из цветных металлов промывать в течение 10 мин раствором кальцинированной соды 1—2 г/л и хромпика 2—5 г/л с последующим заполнением всей системы чистой водой с добавлением 2—3 г/л хромпика и промывать до полного удаления накипи. Затем промыть чистой водой и просушить воздухом или азотом.

6. Очистку нагнетательных трубопроводов от цилиндров до холодильников производить один раз в год. Снятый участок трубопровода протучать, а затем обезжирить растворителем.

7. Ревизию фильтрующих устройств после первого пуска системы проводить последовательно через 8 ч, через сутки и через пять суток.

8. Смену масла для смазки механизма движения компрессоров производить через 500—600 ч работы малых и средних компрессоров, работающих в тяжелых условиях, и 2000—3000 ч работы остальных машин. Если в масле содержание механических примесей выше 2%, воды выше 2,5%, кислотность (мг KOH) более 15, а вязкость на 25% выше нормального значения, то масло подлежит смене ранее указанного срока. Если в механических примесях масла содержание абразивных веществ более 5%, то масло подлежит немедленной смене.

9. Ревизию циркуляционных масляных насосов производить не реже одного раза в год, проверку термометров — один раз в год.

10. Работу системы смазки без фильтра не допускать; при давлении перед фильтром выше нормального заменить фильтрующий элемент или промыть его.

11. Излишнюю циркуляцию, вспенивание и разбрызгивание масла не допускать: общая емкость картера и масляного бака должна быть такой, чтобы одно и то же мас-

ло совершало в среднем не более шести — восьми циркуляционных циклов в течение 1 ч.

12. Очистку масленок для консистентной смазки производить не реже одного раза в месяц; масленки для солидола промывать керосином, для консталина — веретенным маслом, нагретым до температуры 90—100 °С.

13. Осмотр ведер, масленок и бидонов производить не реже одного раза в 6 месяцев. Ржавчину из масляных резервуаров удалять сначала мягкой металлической щеткой, а затем промывать 25%-ным водным раствором технической соляной кислоты с 1% цинка или раствором, состоящим из 750 г NaOH, 805 г кристаллической соды и 10 г марганцевокислого калия в 12 л воды.

Сразу же после промывки одним из указанных составов дважды промыть изделия горячей водой (температура воды 80—90 °С).

14. Герметичность обратных клапанов системы цилиндрической смазки компрессоров проверять в период остановки блока разделения на отогрев; газовые обратные клапаны — один раз в год.

15. Масло в подшипники электродвигателей с кольцевой смазкой следует доливать через каждые 5—15 суток работы. Полную смену масла производить через 1—3 месяца в зависимости от напряженности работы и запыленности помещения.

16. Испытание коммуникаций компрессора на плотность необходимо проводить не реже одного раза в год.

17. Проверку предохранительных клапанов производить на давлении травления не реже двух раз в год.

Кислородные компрессоры

1. Все части кислородного компрессора, соприкасающиеся с кислородом, полностью разбирать и промывать после каждых 1200—1500 ч работы.

2. Промывку производить в водном растворе натровой соли фосфорной кислоты плотностью 10° Боме или в слабом растворе, а затем в чистом (для анализов) четыреххлористом углероде с последующей просушкой до полного удаления запаха этого растворителя.

3. Весь компрессор после его окончательной сборки и перед пуском в работу тщательно промыть слабым растворителем и затем чистой дистиллированной водой. Растворитель заливают во всасывающую трубу и сливают через нагнетательную трубу, проворачивая маховик компрессора. Затем жидкость выдувают газом.

4. Осмотр и промывку клапанов, в особенности нагнетательных клапанов, следует проводить через каждые 10—14 суток работы.

Основные неполадки в работе компрессоров, их выявление и устранение

Все неполадки делят на две группы: технологические и механические.

К технологическим неполадкам относятся неправильное распределение давлений по ступеням, возникновение более высоких температур сжатия, уменьшение производительности компрессора, ухудшение к. п. д. машины.

Механические неполадки сопровождаются стуками и ненормальным нагревом трущихся частей.

При выявлении и устранении технологических неполадок можно руководствоваться следующим:

1. Перегруз из-за неисправности поршневых колец в отличие от перегруза из-за неисправности клапанов бывает небольшим по абсолютной величине и появляется постепенно.

2. При бессальниковых машинах пропуск поршневых колец в картер вызывает усиление действия сапуна, иногда с выбрасыванием брызг масла.

3. При пропуске всасывающего клапана нагревается всасывающая труба или крышка этого клапана.

4. При пропуске нагнетательного клапана повышается температура конца сжатия в данной ступени, что обнаруживают по показаниям термометра, установленного на нагнетательной трубе.

5. В случае резкого снижения давления всасывания по ступеням, например при поломке пластины всасывающего клапана пер-

вой ступени, повышается степень сжатия в последней ступени. Ликвидировать это опасное положение должен машинист, так как предохранительные клапаны в этом случае сработать не могут.

6. В случае неправильного распределения степеней сжатия из-за неисправности клапанов (если степень сжатия ϵ приближается к опасной, равной 5) компрессор иужно остановить и неисправный клапан заменить запасным.

7. При незначительном отклонении степени сжатия замену клапанов можно не производить; при случайном попадании твердых частиц под пластину пропуск, появившийся в клапане, может через короткое время исчезнуть.

8. Следует проверять герметичность уплотнительных прокладок клапанов. Во избежание пригорания прокладок рекомендуют их смазывать графитовой смазкой. Нельзя допускать замены прокладок асбестовой подмоткой, так как последняя дает усадку. Прокладки из цветных металлов иужно изготовлять или просечкой, или токарной обработкой.

9. Плотность прилегания пластин к седлу клапана необходимо проверять с помощью керосина.

Примечание. При пропуске через клапан более трех капель в минуту (восемь капель для больших клапанов) клапан иужно заменить запасным.

10. При притирке пластины клапанов следует пользоваться специальными притирами.

ТАБЛИЦА V-24. НЕИСПРАВНОСТИ КЛАПАНОВ

Описание неполадок	Причина	Способ устранения
Недостаточная плотность между розеткой (упором) и седлом клапана	Дефекты механической обработки и сборки Попадание твердых частиц Коксование масла	Подтянуть болты Притереть седло к розетке Удалить твердые частицы или нагар
Пластина неплотно ложится на седло клапана	Выработка пластины или уплотнительных поясков седла	Притереть пластину на притирочной плите, если выработка мала, или шлифовать на стайке, если выработка велика; перевернуть пластину другой стороной и притереть
Пластину заедает в направляющих выступах	Коробление пластины Выработка пластины или направляющих выступов Пластина или направляющие выступы имеют острые кромки	Сменить пластину Зачистить направляющие выступы Затупить кромки пластин
Слишком большой подъем клапанной пластины	Дефекты сборки или механической обработки	Заменить клапан
Трещины в корпусе клапана или пластины	Дефекты сборки или изготовления, неправильная установка клапана в гнездо	Заменить клапан или пластину

ТАБЛИЦА V-25 НЕПРАВИЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНЕЙ СЖАТИЯ

Описание неполадок	Причина	Способ устранения
Степень сжатия в I ступени падает, а в последней—растет; производительность падает при наличии следующих признаков: нагревается всасывающая труба или крышка всасывающего клапана I ступени температура за I ступенью выше, чем должна быть для данной степени сжатия признаков, указанных выше, не наблюдают Степень сжатия какой-либо ступени падает, предыдущей—растет; производительность практически не изменяется; нагревается всасывающая труба или крышка всасывающего клапана данной ступени температура за данной ступенью выше, чем должна быть для данной степени сжатия Степень сжатия предыдущей и данной ступени падает, а последней возрастает; производительность падает Степени сжатия изменяются во всех ступенях, находящихся между ступенью, в которую воздух поступает, и ступенью, откуда воздух выходит Возможно понижение производительности Степень сжатия какой-либо ступени падает, а последней—растет. Производительность падает	Пропускает всасывающий клапан I ступени Пропускает нагнетательный клапан I ступени Пропускают поршневые кольца или сальники I ступени Пропускает всасывающий клапан данной ступени Пропускает нагнетательный клапан данной ступени Пропускают в окружающую среду поршневые кольца или сальники данной ступени или есть утечка воздуха из цилиндра данной ступени Пропускает воздух поршневое уплотнение данной ступени в цилиндр нижней ступени Перетекание воздуха в I ступени Утечки воздуха в нагнетательной коммуникации данной ступени	Остановить компрессор при достижении опасной степени сжатия на последней ступени ($\epsilon = 5$) или по указанию начальника смены Проверить плотность всасывающего клапана, качество уплотнения прокладки, целостность пластин, пружины; исправить обнаруженные дефекты или заменить клапан запасным Выполнить указанные выше работы по отношению к нагнетательному клапану I ступени Проверить поршневое уплотнение, дефектные кольца заменить запасными; то же выполнить в отношении сальников Способы устранения такие же, как указаны выше для соответствующих случаев Остановить компрессор в случае, если степень сжатия достигает опасной величины ($\epsilon = 5$) или по указанию начальника смены. Проверить поршневое уплотнение, кольца с дефектами заменить запасными Проверить поршневое уплотнение неисправной ступени; устранить дефект или заменить поршневые кольца Проверить нагнетательную коммуникацию; ликвидировать утечку воздуха в окружающую среду

Отдельные случаи неисправностей клапанов и отклонений в распределении степеней сжатия приведены в табл. V-24 и V-25, где даны указания по устранению неисправностей.

Для определения механических неполадок компрессоров нужно руководствоваться следующим:

1. Систематически прослушивать компрес-

сор во время работы, чтобы иметь возможность различать вновь появляющиеся необычные шумы и стуки. Прослушивать следует одним и тем же приспособлением, например трубкой или стержнем, имеющим с торца уширение, удобное для прикладывания к уху.

2. Если стуки нарастают постепенно, следует установить место стука и зафиксиро-

ТАБЛИЦА V-26. СТУКИ В КОМПРЕССОРЕ

Описание неполадок	Причина	Способ устранения
<i>В цилиндрической группе</i>		
Резкий односторонний стук	Мало мертвое пространство	Проверить через клапанные окна свинцовой палочкой величину линейного мертвого пространства
То же	Попадание твердых частиц в мертвое пространство	Поставить поршень не доходя 5—10 мм до мертвой точки, удалить через клапанные окна всю смазку с твердыми частицами
Стук резкий, неодинаковый при ходе в одну и другую стороны	Ослабление шарнирных соединений поршней	Разобрать цилиндр и перебрать соединения
Стук резкий односторонний; появляется треск в холодильниках	Попадание влаги или щелочи в цилиндр или подача излишней смазки	Работать 10—15 мин с открытыми продувочными кранами для удаления влаги или щелочи из воздушных магистралей
Стук слабый	Чрезмерно большой подъем клапанных пластин	Уменьшить подъем пластины изменением положения упора
Стуки глухие, то нарастающие, то стихающие	Пропуск в нагнетательных клапанах, вызванный выкрашиванием концов пластин	Сменить поврежденную пластину клапана
<i>В кривошипном механизме</i>		
Резкий двусторонний стук	Ослабло соединение штока с крейцкопфом	Остановить компрессор и подтянуть крепление штока с крейцкопфом
То же	Разработался или ослаб крейцкопфный подшипник или палец	Разобрать крейцкопф, проверить эллиптичность пальца и снятие гнезд пальца. При необходимости шлифовать
Стук резкий, двусторонний	Велики зазоры между башмаками ползуна и направляющими	Проверить щупом зазор. Выбрать зазор при помощи прокладок под башмаки (одновременно в обоих башмаках)
Стук глухой или резкий	Неправильная посадка маховика на вал	Проверить биение и исправить посадку маховика
Глухой стук, сопровождающийся при принудительной смазке падением давления масла	Выработка и ослабление затяжки коренного или кривошипного подшипников	Перетянуть подшипники
Глухой стук; при поворачивании вала подшипник закусывает	Эллиптичность шейки вала или кривошипа	Проточить дефектную шейку. Эллиптичность допускается не более 0,05—0,08 мм
Стук при холостом ходе; при нагружении пропадает	Перескок через зазор шарнирных сочленений штоков	Обкатку машины вести при больших давлениях

ТАБЛИЦА V-27 ПРОЧИЕ ВОЗМОЖНЫЕ НЕПОЛАДКИ И ПОВРЕЖДЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ

Описание неполадок	Причина	Меры предупреждения
Пропускает сальник, увеличиваются утечки	Износ уплотнительных колец. Поломка пружин. Риски на штоке и выработка штоков. Нарушение подачи смазки	Проверять подачу смазки, Предохранять от попадания пыли на шток
Поломки пластин клапанов и поршневых колец	Попадание воды и гидравлический удар в цилиндре	Проверять качество влагоотделения: конструкции влагоотделителей, режима продувки
Поломки поршневых колец при надевании их на поршень	Неумелое надевание поршневых колец Недоброкачественность материалов	Надевать кольца с прокладками толщиной не более 1 мм Изготавливать кольца из чугуна перлитной структуры
Односторонний износ колец	Перекося поршня в цилиндре	Не допускать перекосов
Искривление вала	Гидравлический удар Вспышка масла в цилиндре Заклинивание поршня	Следить за влагоотделением Следить за качеством масла и степенями сжатия Не допускать загрязнения газа, не использовать электродвигатели избыточной мощности
Сравнительно быстрый износ трущихся частей цилиндра	Нарушение условий полужидкостного трения Проникание пыли в цилиндр Несоответствие металла	Проверять количество, вязкость, температуру подаваемого масла Ревизовать фильтры Проверять твердость зеркала цилиндра, поршневых колец, их структуру, скругление кромок
Заброс щелочи из системы очистки от CO_2	Отказ обратного клапана декарбонизатора. Зависание щелочи в насадке скрубберов. Нарушение правил пуска и остановки декарбонизаторов, скрубберов.	Соблюдать правила эксплуатации
Большие нагарообразования на клапанах и поршнях	Некачественное цилиндрическое масло Избыточное количество подаваемого масла Повышенная внутренняя степень сжатия	Проверять соответствие масла требованиям инструкции Сокращать подачу масла в соответствии с инструкцией Проверять достаточность подъема пластин клапанов, не заедают ли пластины в направляющих
Нагарообразования и даже вспышки в нагнетательных трубопроводах и холодильниках	Избыточное количество смазки цилиндров Накапливание продуктов разложения масла в «мешках» коммуникации Перегрузы в ступенях сжатия	Сокращать подачу смазки в соответствии с инструкцией Обеспечивать проточность коммуникаций; при сохранении мешков обеспечивать продувку этих мест. Промывать периодически трубопроводы Не допускать нарушения работы клапанов, режима смазки, продувки и т. д. (см. табл. V-8, V-9)
Разрыв предохранительной мембраны на продувочном коллекторе	Закупорка или замерзание продувочного трубопровода Попадание масла на резиновую мембрану	Продувать, отогревать продувку Устанавливать мембрану из маслостойкой резины

Т А Б Л И Ц А V-28. СВОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ПОРШНЕВЫМ ВОЗДУШНЫМ КОМПРЕССОРАМ

Тип	Марка	Количество ступеней	Количество линий	Давление ати		Производительность, м ³ /ч	Ход поршня, мм	Скорость на валу, об/мин	Средняя скорость, м/сек
				начальное	конечное				
Вертикальный с редуктором	KB-2M	4	2	1	220	215—220	185	550	3,4
То же	KB-2-6	6	2	1	220	То же	185	550	3,4
Вертикальный с циркуляцией воздуха высокого давления	1K-65	4	2	1	200	65—I, II ступень 130—III, IV ступень	170	500	2,84
Вертикальный	KB-100У	4	2	1	200	107	170	530	3,0
»	2P 3/220	4	2	1	220	180	150	400	1,86
»	3P 7/220	4	2	1	220	420	200	375	2,5
Вертикальный	2PB 3/220	4	2	1	220	160	170	350	2,0
W-образный	BШ 3,7/220	5	6	1	220	278	80	1450	3,8
Угловой	205BP 12/220	6	2	1	220	720	220	500	3,65
»	205BP 16/70	4	2	1	70	960	220	500	3,65
Вертикальный	2CG-50	3	2	1	50	780	250	365	3,04
»	BP 20/8	2	2	1	8	1200	210	500	3,5
Угловой	5BP 30/8	2	2	1	8	1800	220	500	3,65

* Заменит в станциях АКДС-30, АДС-50 компрессоры KB-2-6, KB-2M.

**УКЗ — Уральский компрессорный завод.

ККЗ — Казанский

ПКЗ — Пензенский

МКЗ — Мелитопольский

СЗФ — Сумской завод им. Фрунзе

Борец — Московский завод «Борец».

ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Диаметры цилиндров, мм						Мощность, кВт		Вес без двигателя, т	Назначение (какую установку комплектует)	Габаритные размеры без электродвигателя, мм	Завод-изготовитель**
D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	на валу	электродвигателя				
260	175	76	36	—	—	70	75	1,3	{ СКДС-30 АКДС-30А	1635×785×1465	УКЗ
270	160	100	65	28	25	68	75	1,32	{ АКДС-30Т АДС-50	14007×785× ×1682	
172	90	62	32	—	—	37	50	1,00	{ ЖАК-80М АК-0,5 АК-12М	1130×670×1610	ККЗ
200	105	55	28	—	—	34	40	1,1	{ СКДС-17 ЖА-20	1130×620×1612	ККЗ
330	170	80	40	—	—	68	75	3,43	{ КГН-35 АКГН-115/18	1420×1563× ×2250	ККЗ
470	245	110	58	—	—	135	155	10,65	КГ-300-2Д	3750×1750× ×2645	Снят с производства
250	180	150	58	35	—	60	75	4,07	КГН-30Т	2850×3100× ×2200	СЗФ
180	140	85	50	32	—	70	75	1,335	{ СКДС-70* АКДС-70 АДС-110		УКЗ
340	215	175	120	68	45	—	242	8,12	{ КЖ-150, ЖА-300М		Борец
500	270	135	100	—	—	174	200	5,65	{ УКГС-160 КГСН-150 АКГСН-960		
370	225	225/180	—	—	—	195	200	5,24	{ УКГС-100/1 УАГС-780 КГСН-130	3000×2680	Снят с производства, заменяется 205ВП 16/70
—	—	—	—	—	—	120	130	2,75	КГ-300-2Д		МКЗ, снят с производства
—	—	—	—	—	—	—	—	—	КГ-300		Борец

Тип	Марка	Количество ступеней	Количество линий	Давление, атм		Производительность, м³/ч	Ход поршня, мм	Скорость на валу, об/мин	Средняя скорость, м/сек
				начальное	конечное				
V-образный	ВУ 22/6	2	2	1	6	1300	130	750	3,2
V-образный дожимающий	ДВУ-22-6/220	4	2	6,0	220	1200	130	735	3,2
Вертикальный дожимающий	КД 8/6-220	4	2	6	220	480	—	500	—
Горизонтальный	5Г 14/220	5	1	1	220	745	550	167	3,05
Горизонтальный опозитный	50Т-130/200	5	—	1	200	7200	400	300	4,0
Горизонтальный дожимающий	4Г-40-5,5/200	4	4	5,5	220	2400	550	167	3,05
То же	4Г-80-5,5/220	4	2	5,5	220	4800	550	167	3,05
Горизонтальный	3/4Г-125/200	5	2	1	200	7500/6 1600/200	800/ 550	125	3,3/ 2,3
Вертикальный (обезжиренного воздуха)	КВ-07/220	4	2	1	220	36—6%	120	725	2,92

вать его. Проследить за изменением характера стуков в зависимости от нагрузки компрессора.

3. Стуки после ремонта обычно возникают из-за неправильной сборки машины. Поэтому в первую очередь необходимо проверить те части, которые подвергались ревизии и ремонту.

4. Стуки в процессе эксплуатации возникают в результате ослабления крепления деталей, попадания в машину посторонних тел или выработки трущихся частей (табл. V-26 и V-27).

В табл. V-28 и V-29 приведены сводные данные по поршневым воздушным компрессорам воздухоразделительных установок и поршневым кислородным компрессорам кислорододобывающих станций.

Автоматизация работы компрессоров

Автоматизация компрессоров может быть полной и частичной. При полной автоматизации управления и контроля компрессорных агрегатов предусматривают работу цехов без обслуживающего персонала.

В этом случае пуск и остановка машин осуществляются по заданной программе, в установленной последовательности. Например, при пуске сначала открываются все продувки, после этого дается охлаждающая вода, подводится масло в смазываемые точки, затем включается электродвигатель, контролируется режим смазки и, наконец, осуществляется нагрузка машины закрытием

Продолжение табл V-28

Диаметры цилиндров, мм						Мощность, кВт		Вес без двигателя, т	Назначение (какую установку комплектует)	Габаритные размеры без электродвигателя мм	Завод изготовитель**
D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	на валу	электродвигателя				
440	270	—	—	—	—	110	150	—	ЖКДЗ-1 ЖКДЗ-2		МКЗ
240	160	95	32	—	—	210	230	2,25	{ ЖКДЗ-1 ЖКДЗ-2 ЖХ-2	720 × 2197 × 1500	МКЗ
—	—	—	—	—	—	—	—	—	КГ-300М		ККЗ
460	380	210	110	58	—	218	250	19,0	{ КТ-1000М КЖ-150 ЖА-300М		ПКЗ
840	840	370	200	145	—	—	2000	65,6	{ типа КЖ-1600 КЖ-1 КЖ-1 Ар ЖА-1 КЖГ-1 КЖА-1		СЗФ
440	245	170	90	—	—	380	420	23,6	{ КТ-3600Ар БР-4А БР-4	3000 × 4200 × × 2000	СЗФ
440	245	170	90	—	—	760	820	44,45	КТ-3600	8000 × 4500 × × 2000	СЗФ
1160	730	310	220	102	—	1120	1135	108,69	Г-6800	13390 × 5180 × × 3000	ПКЗ
140	80	36	22	—	—	12	14,2	1,625	—	1880 × 875 × 2020	ККЗ

продувочных вентилях. Каждый этап может начинаться в том случае, если предыдущий этап выполнен в установленном порядке и объеме, согласно программе.

В рабочий период автоматика следит за температурой и давлением в системе циркуляционной смазки, не допускает превышения температур сжатия воздуха и газа выше норм, равномерно распределяет поток охлаждающей воды по различным точкам, периодически осуществляет продувки и т. п.

Компрессор выключается из работы и останавливается автоматически, если показатели режима работы машины выходят за пределы, допускаемые программой.

При частичной автоматизации только параметры рабочего периода регулируются

автоматически, пуск же и остановку осуществляют вручную.

В настоящее время разрабатывают системы полной и частичной автоматизации, для чего создают схемы и приборы автоматического контроля работы поршневых компрессоров.

Работа поршневых компрессоров контролируется по давлению газа и масла (манометрами), по температуре конца сжатия и температуре масла (термоточками); повышение давления предупреждается предохранительными клапанами. Поэтому в многоступенчатых компрессорах контрольный щит чрезвычайно насыщен приборами и арматурой, что затрудняет обслуживание машины.

Существует тенденция замены приборов для контроля режима поршневого компрес-

ТАБЛИЦА V-29. СВОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ПОРШНЕВЫМ КИСЛОРОДНЫМ

Тип	Марка компрессора	Количество ступеней	Количество лент	Давление ат		Производительность м ³ /ч	Ход поршня мм	Скорость на валу об/мин	Средняя скорость поршня м/сек
				начальное	конечное				
Вертикальный простого действия с фибровыми манжетами и водоглицириновой смазкой	2РК-1,5/220	4	2	1	220	90	150	240	1,2
То же	КЗР-5/165	3	3	1	165	300	300	130	1,32
»	КЗР-10/30	3	3	1	30	600	300	260	1,3
Вертикальный с графитовым уплотнением поршней	КПК-6	2	2	1	15	240	150	500	2,5
Вертикальный с фибровыми манжетами и водоглицириновой смазкой	2РК-4/5	1	2	1	5	240	150	240	1,2
То же	2РК-2/4	1	2	1	4	120	150	170	0,85
Горизонтальный двойного действия с кольцами с баббитовой наплавкой и смазкой мыльной эмульсией	5Г-60/15	2	2	1	15	3600	550	167	2,8
Дожимающий горизонтальный	КП-75	1	2	50	150	75	60	300	0,6
Трехрядный с графитовым уплотнением поршней	ЗЭК-30/64	3	3	1	64	1800	—	355	—

сора приборами для защиты машины от опасных режимов.

Перегруз ступени опасен с точки зрения достижения опасных температур сжатия. Поэтому допустимо изъять из контрольного щита манометры, логометры или мосты с проводами от термометров сопротивления, заменив их тепловыми реле, которые сначала будут включать сигнал, а затем при дальнейшем росте температур выключать электродвигатель и тем самым останавливать компрессор.

Для защиты компрессора от повышения температур сжатия могут применять терморегуляторы, ртутные контактные манометры, а также термосигнализаторы типа СТ-020, работа которых заключается в преобразовании сигнала термометра сопротивления сначала в предупредительный сигнал, а затем при достижении аварийной температуры в выключении электродвигателя. Такой влаго- и вибростойкий прибор, изготовленный на Львовском заводе «Теплоприбор», имеет габариты 78×158×270 мм.

Защита компрессора по системе смазки

решается так, что при понижении давления в системе циркуляционной смазки до 1,3—1,4 кг/см² или повышении температуры масла до 65°С дается сигнал, а при снижении давления до 1 кг/см² или повышении температуры масла до 75°С компрессор выключается из работы.

При уменьшении подачи охлаждающей воды на 25—30% подается сигнал, а при прекращении подачи воды машина останавливается. При такой защите используют поплавковые автоматические выключатели, струйные реле или, если контроль осуществляется по давлению, можно использовать контактные манометры, реле давления.

При достижении в соответствующем масло-влажеоотделителе определенного уровня жидкости дается световой сигнал на продувку. Второй сигнал указывает на необходимость прикрытия продувки, когда уровень жидкости в маслоотделителе достигнет нижней отметки. Этим исключается необходимость иметь глазки на продувочном коллекторе, а также бессистемная продувка с неоправданной потерей воздуха. В этом случае

КОМПРЕССОРАМ КИСЛОРОДОДОБЫВАЮЩИХ СТАНЦИЙ

Диаметры цилиндров мм				Мощность квт		Вес без двигате- ля кг	Габариты компрессора без электродвигателя мм	Назначение (какую уста- новку комплектует)	Завод- изгото- витель
I ст.	II ст.	III ст.	IV ст.	ком- прес- сора	элек- тродви- гателя				
280	150	70	35	23,5	40	2820	870×1477×2315	УКГС-100-1 АКГ-115/18 УАКГС-780	ККЗ
460	200	85	—	74	125	11,0	2950	КГ-300М КТ-1000-М КТ-1000	ККЗ
480	370	200	—	89,5	125	8,5	2200×3250×3450	Для подачи в сеть потребителя	ККЗ
280	140	—	—	42	55	3,53	2350×1900×2800	В комплекте с БР-5 для подачи кислорода в заводскую сеть для автогенных нужд	ККЗ
320	—	—	—	—	28	2,97	1500×970×2137	Для подачи кислорода в заводскую сеть	ККЗ
280 780	— 420	— —	— —	— —	14 625	2,9 31,0	1430×860×1810 7500×4300×2800	То же КТ-3600 для подачи кислорода в мартены	ККЗ СЗФ (сей- час не изготов- ляются)
30	—	—	—	—	—	120		Для перезарядки емкостей	ККЗ
—	—	—	—	—	560	15,78	6500×4450×5200	В процессе освоения	ККЗ

могут быть использованы электроемкостные указатели уровня, электроконтакты предельного уровня и другие устройства. Установка этих устройств потребует некоторых конструктивных изменений маслолагоотделителей, особенно труднорешаемых в ступенях высокого давления.

Автоматический контроль режима и автоматической защиты поршневых компрессоров в том или ином объеме все более внедряют в воздухоразделительных цехах; проверяют надежность действия предо-

хранительных устройств, разрабатывают и испытывают различные схемы защиты.

До освоения полной автоматизации, вероятно, найдут применение и схемы контроля подготовительных операций при пуске компрессора, когда каждая операция контролируется световым сигналом. Блокировка с основным электродвигателем не допускает его включения, если подготовка к пуску не проведена в полном объеме и последовательности, требуемыми программой.

Глава VI.

Поршневые детандеры

1. Общие сведения о детандерах

Принцип действия

Детандер — расширительная машина для получения низкотемпературного холода, в которой холодопроизводительность создается в результате расходования потенциальной энергии сжатого газа на совершение внешней работы, что сопровождается снижением энтальпии газа и понижением его температуры.

Детандеры по конструкции бывают двух типов — поршневые и турбодетандеры.

При высоких давлениях используют поршневые детандеры; при низких давлениях и больших количествах перерабатываемого воздуха используют турбодетандеры.

Поршневые детандеры условно подразделяют на детандеры высокого, среднего и низкого давления. В группу детандеров высокого давления входят поршневые машины с расчетным давлением впуска 200—150 ат* и температурой на входе 300—230 °К; в группу среднего давления — с расчетным давлением впуска 20—60 ат и температурой 160—220 °К; в группу низкого давления — с расчетным давлением впуска 8—10 ат и температурой 130—120 °К.

Поршневые детандеры строят горизонтальными и вертикальными простого и двойного действия. Детандеры двойного действия применяют в установках среднего и низкого давления.

Поршневые детандеры бывают также многорядные с размещением цилиндров в одной плоскости вала. Компоновку машины производят в соответствии с режимом работы воздухоразделительных установок.

Поршневое уплотнение в детандерах осуществляют поршневыми кольцами, мягкими уплотнителями (маижемами) или при помощи лабиринтов.

Смазываемые поршневые кольца применяют в детандерах, работающих при температуре примерно до 105 °К. Возможность применения смазываемого поршневого уплотнения в низкотемпературных детандерах обеспечивают удалением набора поршневых колец от головки поршня в зону плюсовых температур.

Чтобы сократить холодопотери на пути к блоку разделения воздуха, стремятся приблизить к не-

* В этой главе через ат или кг/см² выражено абсолютное давление.

му детандер. Торможение детандера осуществляют электрогенератором.

В отличие от генератора постоянного тока генератором трехфазного переменного тока невозможно регулировать число оборотов детандера без специальных приспособлений. Однако компактный короткозамкнутый асинхронный электродвигатель удобен с точки зрения отдачи тока и возможности его использования в качестве генератора-тормоза.

Удобным, но еще мало распространенным способом торможения детандера следует считать применение компрессора-тормоза. В этом случае мощность, развиваемая детандером, расходуется на сжатие воздуха в компрессорном цилиндре, встроенном в детандер и составляющим с ним одно целое.

Применяют две схемы сочетания детандерного и компрессорного цилиндров: с кривошипной системой, где балансирование

гается сжатием. Участок 3—5 соответствует периоду открытия клапана выпуска.

Выпуск и впуск начинаются в точках 3' и 6' до прихода поршня в правое или левое

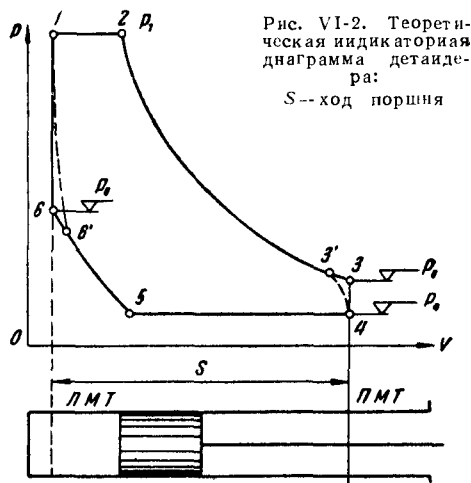


Рис. VI-2. Теоретическая индикаторная диаграмма детандера:

S — ход поршня

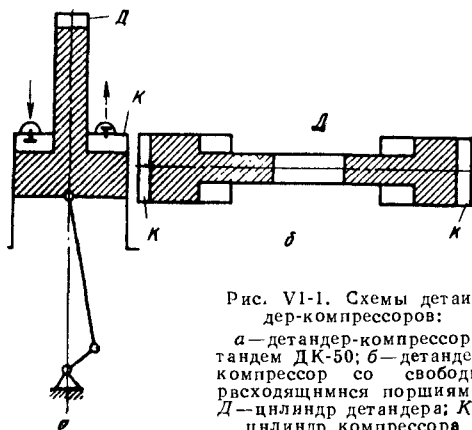


Рис. VI-1. Схемы детандер-компрессоров:

а — детандер-компрессор тандем ДК-50; б — детандер-компрессор со свободно расходящимися поршнями; Д — цилиндр детандера; К — цилиндр компрессора

мощностей осуществляют через вал маховиком (рис. VI-1, а), и без кривошипной системы со свободно расходящимися поршнями (рис. VI-1, б).

Детандер-компрессор компактен, его применение обеспечивает широкие диапазоны регулирования.

Рабочий процесс

Теоретическая индикаторная диаграмма детандера приведена на рис. VI-2.

На участке 1—2 производится впуск воздуха в рабочую полость цилиндра. Под давлением воздуха поршень движется вправо.

В точке 2 впуск воздуха прекращается. При движении поршня до крайнего правого положения воздух расширится с p_1 до p_3 . В точке 3 открывается клапан выпуска, цилиндр сообщается с блоком разделения (чаще с нижней колонной), в котором давление p_4 . В точке 5 выпуск прекращается и оставшийся в цилиндре воздух подвер-

гается сжатием. Участок 3—5 соответствует периоду открытия клапана выпуска. Выпуск и впуск начинаются в точках 3' и 6' до прихода поршня в правое или левое

мертвое положение [ПМТ (3) — правая мертвая точка; ЛМП (6) — левая мертвая точка]. Открытие клапана впуска в точке 6' обеспечивает заблаговременный впуск воздуха в мертвое пространство, поднятие в нем давления до давления впуска и уменьшает потерю работы на участке 1—2.

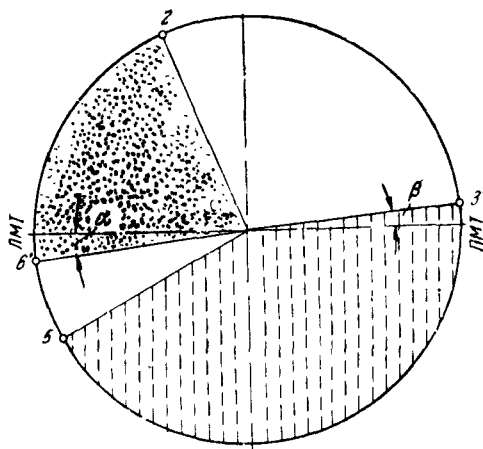


Рис. VI-3. Круговая диаграмма открытия и закрытия клапанов:

а — угол предварения впуска, равный 8—10°
б — угол предварения выпуска, равный 12—15°

Моменты открытия и закрытия клапанов отображаются круговой диаграммой распределения, показанной на рис. VI-3. На этой диаграмме точка 5 — конец закрытия клапана выпуска; 3 — предварение открытия выпускного клапана, предварение выпу-

ска; 6 — предварение открытия впускного клапана, предварение впуска; 2 — конец закрытия клапана выпуска.

Практически давление p_1 всегда ниже давления компрессора p_0 из-за сопротивлений на пути поступления воздуха из компрессора в детандер (рис. VI-4, а). Сопротивления

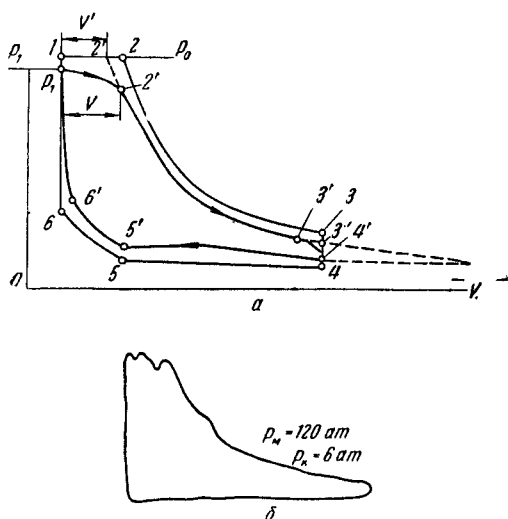


Рис. VI-4. Действительная индикаторная диаграмма детандера: а — расчетная; б — снятая индикатором

в воздухопроводе возникают из-за шероховатости стенок трубопровода и местных сопротивлений. Величина падения давления зависит от скорости воздуха, которая связана с меняющейся по синусоиде скорости поршня. По мере возрастания скорости поршня линия впуска несколько понижается.

При входе в цилиндр давление воздуха понижается вследствие торможения при проходе через впускной клапан; величина сопротивления клапана также зависит от скорости поршня.

Особенно резко падает давление при подходе к точке 2'' (см. рис. VI-4, а), когда происходит посадка клапана впуска и его проходное сечение резко сокращается.

На участке индикаторной диаграммы 2' — 3' происходит расширение воздуха. Этот процесс можно считать политропным, если клапаны впуска и выпуска, а также поршневое уплотнение плотные. В действительности же воздух проходит через закрытые клапаны. При неплотном впускном клапане в точку 3'' будет приходиться больше воздуха по сравнению с точкой 2'.

С точки 3' — момента открытия клапана выпуска на участке 3'' — 4' происходит выход воздуха из цилиндра из-за перепада давлений, а на участке 4' — 5' в результате выталкивания воздуха движущимся поршнем

Несмотря на то что в мертвой точке скорость поршня равна нулю, точка 4' будет лежать выше точки 4, так как выходящий из цилиндра воздух должен преодолеть сопротивление каналов впускного клапана и выходного трубопровода.

Наполнение цилиндра реальной машины измеряют отрезком V' , чему отвечает величина V' — наполнение цилиндра теоретической машины. Теоретической диаграммой следует считать контур 1—2''—3''—4—5—6, а не 1—2—3—4—5—6, которая соответствует большему количеству работающего в машине воздуха.

Нечеткость работы клапанов, в особенности клапана впуска, нарушает плавность протекания кривых расширения 2' — 3' и сжатия 5' — 6'; эти кривые получаются волнистыми (рис. VI-4, б).

В точке 4 температура воздуха в цилиндре наименьшая; в период 4—5 часть холода передается стенкам цилиндра и поршня.

В процессе сжатия 5' — 6' температура воздуха в цилиндре возрастает, но остается ниже температуры воздуха, поступающего в детандер. При открытии клапана впуска поступающий из компрессора воздух производит дожатие воздуха, оставшегося в мертвом пространстве. В период наполнения цилиндра и в начале расширения, пока температура воздуха не сравняется с температурой стенки цилиндра, тепло переходит от воздуха к стенкам и поршню. Дальнейшее расширение связано с резким снижением температуры воздуха в цилиндре и притоком тепла к нему от стенок и поршня.

Анализ кривых расширения 2' — 3' показывает, что вначале процесс очень близок к адиабатному (теплообмена между воздухом и стенками цилиндра нет), а затем в связи с притоком тепла к воздуху отклоняется от адиабатного и переходит в политропный.

Показатель политропы n кривой расширения воздуха в детандере высокого давления зависит от температуры в конце расширения:

$T, ^\circ\text{K}$	250	225	200	175	150
n	1,35	1,30	1,27	1,25	1,24

Пунктиром на рис. VI-4, а показано полное расширение воздуха в цилиндре, что требует значительного увеличения размеров цилиндра. Дополнительной холодопроизводительности, получаемой в результате полного расширения, может не хватить для компенсации теплопритоков, возникающих при увеличении цилиндра, что приведет к снижению холодильного эффекта детандера.

Поэтому расширение заканчивают на оптимальном для процесса давлении p_3 . Отношение $p_2/p_3 = \epsilon$ называют кратностью расширения.

При уменьшении кратности расширения по сравнению с расчетной температура после детандера увеличивается.

Холодопроизводительность детандера

Поршневой детандер, работая при достаточно низких температурах, воспринимает тепло извне. Это тепло, нагревая воздух в цилиндре, совершает работу, в результате чего площадь индикаторной диаграммы увеличивается. Вследствие работы трения поршневого уплотнения также происходит некоторое увеличение площади диаграммы. Таким образом, холодопроизводительность цикла детандера, выраженная в единицах работы, всегда меньше работы, измеряемой по площади индикаторной диаграммы.

Степень несовершенства детандера оценивается отношением адиабатного теплопоядения к индикаторной работе:

$$\eta = \frac{G \Delta i_{ад}}{L_{инд} \cdot 427} \cdot 100\%$$

где G — количество работающего газа в цилиндре за один оборот, кг;
 $L_{инд}$ — индикаторная работа одного оборота, кг·м;
 $\Delta i_{ад}$ — адиабатный теплоперепад в интервале расширения p_1/p_4 , ккал/кг;
 427 — тепловой эквивалент работы, ккал/кг·м.

Индикаторная работа частично расходуется на трение поршневого уплотнения, трение в кривошипно-шатунном механизме и приведение в действие принудительного клапанного распределения детандера. Индикаторную работу у выходного конца вала считают эффективной работой. Отношение эффективной работы (или мощности) к индикаторной работе (или мощности) называется механическим к. п. д. детандера и характеризует работу машины, затраченную на собственные нужды:

$$\eta_{мех} = \frac{L_{эф}}{L_{инд}} \cdot 100\%.$$

Возврат мощности детандера высокого давления составляет около 10—11% по отношению к мощности, расходуемой на сжатие поступившего в детандер воздуха, и около 5—6% по отношению к мощности компрессора (учитывая, что в цикле высокого давления в детандере может быть переработана только часть компрессорного воздуха). В детандерах низкого давления возврат мощности достигает 30% от мощности, затраченной на сжатие «детандерного» воздуха.

Общая холодопроизводительность детандера тем больше, чем больше площадь индикаторной диаграммы. В предельном случае при 100%-ном наполнении процесс 2—3 (см. рис. VI-4, а) исчезнет и будет иметь место лишь процесс 3—4 на всем диапазоне перепада давлений. В этом случае более выгодный политропный процесс расширения 2—3 заменяется процессом 3—4, значитель-

но менее выгодным и характеризуемым образованием холода вне машины, так как на участке 3—4 внутренняя энергия воздуха расходуется на его перемещение в выпускном трубопроводе в направлении к колонне.

Если процесс 2—3 политропный для постоянного количества воздуха, то 3—4 политропный для переменного, убывающего количества воздуха.

Качество работы детандера косвенно определяют по перепаду температур в машине.

По диаграмме $s-T$ можно определить значение энтальпии i_1 и i_4 для точек 1 и 4 индикаторной диаграммы, а следовательно, подсчитать действительное изменение энтальпии газа в детандере:

$$\Delta i_d = i_1 - i_4 \text{ ккал/кг.}$$

В идеальном случае процесс следовало бы считать адиабатическим, изображенным на диаграмме $s-T$ вертикальной линией (адиабатой) 1—4.

По отношению $\frac{\Delta i_d}{\Delta i_{ад}}$ оценивают работу детандера. Это отношение называют условным или техническим к. п. д.*:

$$\eta_y = \frac{\Delta i_d}{\Delta i_{ад}} = \frac{i_1 - i_4}{i_1 - i_4 \text{ ад.}}$$

Теплопадение газа (Δi_d) снято по внешним параметрам, а адиабатный теплоперепад ($\Delta i_{ад}$) взят на всем интервале давлений. Отклонение действительного процесса расширения от идеального адиабатного происходит вследствие притока тепла к газу в цилиндре из окружающей среды в результате конвективного теплообмена и теплопроводности, тепла от трения поршневого уплотнения, а также от аэродинамических потерь в клапанном распределении, конечного сжатия и утечек газа.

Технический к. п. д. вполне достаточен и удобен для расчета поршневых детандеров и их сопоставления, поскольку требуемые для его определения параметры доступны для наблюдения.

Изменение температуры в конце расширения и холодопроизводительности детандера в зависимости от параметров режима

Ниже приведены данные для детандера высокого давления, позволяющие ориентировочно оценивать изменение процесса в детандере при переводе машины на другой режим.

Для каждого детандера существует наиболее выгодное давление в конце расширения (p_3), при котором технический коэффициент полезного действия машины наибольший.

* Некоторые авторы называют этот коэффициент адиабатным.

ТАБЛИЦА VI-1. ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА ДЕТАНДЕРА ОТ ДАВЛЕНИЯ В КОНЦЕ РАСШИРЕНИЯ

Параметры режима детандера, %	Отклонение давления в конце расширения p_3 , ат от оптимального				
	-10	-5	± 0	+5	+10
Удельная холодопроизводительность	97	99	100	98	95
Температура в конце расширения T_k	104,5	102,5	100	102	104
Технический к. п. д. η_y	97,0	99,3	100	98,5	96,0

Всякое отклонение от оптимального режима приводит к росту температуры в конце расширения и сокращению удельной холодопроизводительности (см. табл. VI-1).

При постоянном давлении воздуха перед детандером p_1 и постоянном наполнении изменяется температура воздуха на входе в детандер T_1 . В этом случае с понижением температуры T_1 уменьшается удельная холодопроизводительность и перепад температур $T_1 - T_k$ в детандере (см. табл. VI-2).

ТАБЛИЦА VI-2. ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА ДЕТАНДЕРА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ T_1

Параметры режима детандера, %	Температура воздуха на входе в детандер T_1 , °K			
	300	290	280	270
Удельная холодопроизводительность . .	100	94	90,5	87,5
Перепад температур $T_1 - T_k$	100	98,5	97,0	95,6

Примечание. При снижении температуры T_1 на 10 град, температура T_k снижается на 7-8 град.

В СССР выпускают преимущественно детандеры высокого давления для установок жидкого кислорода и азота.

Исключение составляет детандер ДСД-5, который используют в холодильном цикле установок среднего давления¹. Характеристики поршневых детандеров воздушоразделительных установок приведены в табл. VI-4.

В детандере ДВД-6 температура воздуха на входе $-35 \div -40^\circ\text{C}$. Начальное давление воздуха поддерживают на уровне 160 кг/см^2 для того, чтобы при $p_k = 6 \text{ кг/см}^2$ конечная точка процесса расширения не попала в область влажного пара.

Остальные детандеры высокого давления рассчитаны на начальную температуру $+20^\circ\text{C}$, однако они работают при температурах на входе $+8 \div +10^\circ$ и включают их после блоков осушки, установленных за теплообменником-ожижителем.

Отечественные детандеры выпускают на четырех вертикальных и одной горизонтальной кривошипно-шатунных базах (см. табл. VI-5).

Меняя шкивы на электродвигателях, можно изменять число оборотов детандеров и таким образом влиять на их производительность.

В настоящее время для торможения детандеров начали применять многоскоростные электродвигатели, при помощи кото-

ТАБЛИЦА VI-3. ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА ДЕТАНДЕРА ОТ НАЧАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ

Параметры режима детандера, %	Начальное давление p_1 , ат				
	p_p	$0,9 \cdot p_p$	$0,8 \cdot p_p$	$0,7 \cdot p_p$	$0,5 \cdot p_p$
Удельная холодопроизводительность	100	95,5	90,5	83,5	64,0
Общая холодопроизводительность	100	87,0	72,0	57,0	30,0
Температура в конце расширения T_k	100	104	109,2	117,0	137,0

* p_p — нормальное расчетное давление.

При постоянных температуре T_1 и давлении за детандером p_4 , но при переменном начальном давлении p_1 резко снижается удельная холодопроизводительность и повышается температура в конце расширения T_k (см. табл. VI-3).

рых можно изменять число оборотов детандера в зависимости от режима работы установки: пускового или рабочего.

¹ Только в 1966 г. приступили к выпуску детандеров среднего давления ЗаД6/50 и ЗаД18/40 с несмазываемым поршневым уплотнением.

ТАБЛИЦА VI-4 ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВЫХ ДЕТАНДЕРОВ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Тип детандера	Расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$	Температура газа на входе в детандер, $^{\circ}\text{К}$	Давление газа на входе и выходе, атм.	Температурный перепад, $^{\circ}\text{С}$	Условный, техниче-ский к. п. д., %	Число оборотов в минуту	Средняя скорость поршня, $\text{м}/\text{сек}$	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Тормозный генератор			Габариты агрегата, мм			Масса агрегата, кг	Особенности конструкции машины
										мощность, кВт	напряже-ние, В	число оборо-тов в мину-ту	длина	ширина	высота		
ДК-50	60	293	$\frac{200}{16}$	100	56	$340 \div 400$	$1,47 \div 1,73$	28	130	—	—	—	835	590	1230	430	Вертикальная одно-линейная с горизон-тально-расположенны-ми клапанами. Мощ-ность воспринимается компрессорной частью машины. Производи-тельность компрессора $V=80 \text{ м}^3/\text{ч}$, степень сжатия $\varepsilon=1,3-1,4$
ДВД-11	60	293	$\frac{200}{6}$	$120 \div 130$	60	320	$\sim 1,40$	28	130	2,8	$\frac{220}{380}$	1500	1162	530	1230	480	Вертикальная одно-линейная машина на базе ДК-50. Привод клиноременный
ДВД-9	120	293	$\frac{200}{6}$	$130 \div 135$	62	325	$\sim 1,40$	36	130	4,5	$\frac{220}{380}$	1000	1514	608	1420	650	Вертикальная одно-линейная с горизон-тально расположенны-ми клапанами. Привод клиноременный
ДСД-5	Пуско-вой ре-жим 350 Рабочий режим 190	223	$\frac{60}{6}$ $\frac{30}{6}$	55	60	180	$\sim 1,10$	70	180	14	$\frac{220}{380}$	750	3050	1200	1700	3300	Вертикальная одно-линейная с вертикаль-ными клапанами. Ку-лачки на коленчатом валу. Привод клиноре-менный
ДВД-13	260	283	$\frac{220}{6}$	135	70	320	1,97	50	160	14	$\frac{220}{380}$	1000	1655	728	1625	865	Вертикальная одно-линейная с наклонными клапанами. Кулачки на распределительном валу. Привод клино-ременный

Продолжение табл. VI-4

Тип Детандера	Расход газа, м³/ч	Температура газа на входе в детан- дер, °К	Давление газа на входе и вы- ходе, атм	Температурный перепад, °С	Удельный, техни- ческий к. п. д., %	Число оборотов в минуту	Средняя скорость поршня, м/сек	Диаметр цилиндра, ра, мм	Ход поршня, мм	Тормозный генератор			Габариты агрегата мм			Масса агрегата, кг	Особенности конструкции машин
										мощность, квт	напряже- ние, в	число оборотов в минуту	Длина	ширина	высота		
ДВД-70/180	340	303	$200 \frac{6}{6}$	142÷144	70	200	1,2	70	180	14	220 380	750	2800	1200	1600	3300	Вертикальная одно- линейная с вертикаль- ными клапанами
ДВД-7	635	303	$200 \frac{6}{6}$	143	70	200	1,2	80	180	Генератор постоян- ного тока 40 400 1500			2800	1120	2080	3310	Вертикальная одно- линейная с вертикаль- ными клапанами. Ку- лаки на коленчатом ва- лу. Общая база с ДВД-70/180 и ДСД-5. Привод клиноременный
ДВД-12	800	283	$200 \frac{6}{6}$	138÷142	68÷69	300	—	80	180	55	220 380	1000	1900	1320	2285	2710	То же
ДВД-10	2500	293	$190 \frac{6}{6}$	142	72	350	2,22	85	190	125	220 380	1000	2260	1650	2500	5400	Вертикальная двух- линейная с наклонны- ми впускными клапа- нами. Кулаки на выно- сном валике. Привод клиноременный
ДВД-6	До 2500	238	$170 \frac{6}{6}$	132	74	145	1,40	155	290	130	220 380	800	5605	2170	1700	10 000	Горизонтальная од но- линейная. Кулаки на коленчатом валу. Кла- паны расположены по оси цилиндра. Привод клиноременный

ТАБЛИЦА VI-5. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЕ БАЗЫ ДЕТАНДЕРОВ

Тип базы	Максимальное поршневое усилие кг	Максимальная скорость вала об/мин	Ход поршня мм	Марки машин, относящихся к данной базе
Вертикальный	2200 4000 10000 2×12000	360—400 350 300—320 350	130 160 180 190	ДВД-9; ДВД-11 ДВД-13; ДВД-13П ДВД-70/180; ДВД-7; ДВД-12, ДВД-5 ДВД-10
Горизонтальный	38 000	160	290	ДВД-6, АДВД-6, ДВД-6АР

Примечание. Детандеры первой, второй и четвертой базы производят на заводе «Уралкомпрессор», третьей базы — на Одесском заводе «Автогенмаш» и пятой — на казанском компрессорном заводе.

Во ВНИИКИМАСШЕ создают промышленный образец прямооточного детандера высокого давления. Некоторые экспериментальные работы в этом направлении были также выполнены В. А. Гридиным [4] в МВТУ им. Баумана.

В области конструкций детандеров среднего и низкого давлений накоплен также опыт создания низкотемпературных детандеров для водорода и гелия.

Описание конструкций типовых детандеров и их чертежи даны в атласе «Машины и аппараты установок для разделения воздуха методом глубокого охлаждения», авторы И. П. Усюкин и др. Машгиз, 1959.

2. Основные формулы для расчета детандеров

Детандеры для воздухоразделительных установок рассчитывают на определенное количество перерабатываемого воздуха.

Расчет поршневого детандера состоит из определения размеров цилиндра, динамического расчета, расчета основных узлов и деталей на прочность.

Определение размеров цилиндра

Определяют диаметр цилиндра и ход поршня. Обычно при проектировании детандеров исходные величины:

p_n — начальное давление;

T_n — начальная температура;

p_k — конечное давление;

и G — количество перерабатываемого газа, кг/ч.

Кроме того, задаются следующими величинами:

1. η_y — условным коэффициентом полезного действия,

$$\eta_y = \frac{i_1 - i_d}{i_1 - i_{ад}}, \quad (VI-1)$$

где i_1 — энтальпия на входе в детандер ккал/кг;

i_d — действительная энтальпия на выходе из детандера, ккал/кг;

$i_{ад}$ — энтальпия на выходе из детандера при адиабатном процессе 2—3—4, ккал/кг (см. рис. VI-6).

ТАБЛИЦА VI-6. УСЛОВНЫЙ К. П. Д. ДЛЯ ВОЗДУШНЫХ И АЗОТНЫХ ДЕТАНДЕРОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ГАЗА ПЕРЕД ДЕТАНДЕРОМ

Детандеры	T_n , °C (°K)	η_y , %
Высокого давления	+30 (303)	68—80
	—40 (233)	64—76
Среднего давления	—50 (223)	62—68
	—120 (153)	52—60
Низкого давления с лабиринтным уплотнением	—140 (133)	~68—70

При выборе значения η_y для воздушных и азотных детандеров можно руководствоваться следующими данными (см. табл. VI-6).

2. a — относительным мертвым пространством,

$$a = \frac{V_0}{V_{ц}}, \quad (VI-2)$$

где V_0 — объем мертвого пространства;

$V_{ц}$ — рабочий объем цилиндра $= S \frac{\pi D^2}{4}$

Для предварительных расчетов величину a можно брать в следующих пределах:

Относительное
мертвое простран-
ство a

Детандер:	
высокого давления .	0,04—0,06
среднего давления .	0,05—0,08
низкого давления .	0,06—0,10

Линейное мертвое пространство обычно равно 1 : 1,5 мм.

3. $a_{з.к} = \frac{V_{з.к}}{V_{ц}}$ — относительной величиной сжатия,

где $V_{з.к}$ — объем, описываемый поршнем с момента закрытия выпускного клапана до конца хода поршня.

В результате анализа величин $V_{з.к}$ на действующих машинах для $a_{з.к}$ можно рекомендовать следующие пределы:

ТАБЛИЦА VI-7. ВЕЛИЧИНА СЖАТИЯ
ДЛЯ ВОЗДУШНЫХ ДЕТАНДЕРОВ
(в относительных значениях и углах
поворота вала)

Детандеры	$a_{з.к.}$	Угол α град.
Высокого давления	0,18—0,30	45—60
Среднего давления	0,10—0,16	34—44
Низкого давления	0,08—0,10	30—35

4. p_3 — давлением газа в конце расширения.

Для воздушных детандеров, работающих в комплекте с воздухоразделительными колоннами, в которых давление $p_{кон} = 6 \text{ кг/см}^2$, p_3 поддерживают в пределах:

Давление в конце рас-
ширения p_3 , кг/см²

Детандер:	
высокого давления . . .	18—25
среднего давления . . .	8—12

Объем цилиндра детандера $V_{ц}$ определяют по формуле

$$V_{ц} = \frac{G v_3}{60 n m \left[1 + a - \frac{v_3}{v_5} (a + a_{з.к}) \right]} \text{ м}^3, \quad (\text{VI-3})$$

где G — производительность детандера, кг/ч;
 n — число оборотов вала машины, об/мин;
 m — число рабочих цилиндров;
 a — относительный мертвый объем;
 $a_{з.к}$ — относительная величина сжатия с момента закрытия клапана;
 v_3, v_5 — удельный объем газов при параметрах точек 3 и 5 индикаторной диаграммы (рис. VI-5), м³/кг.

Порядок расчета следующий.

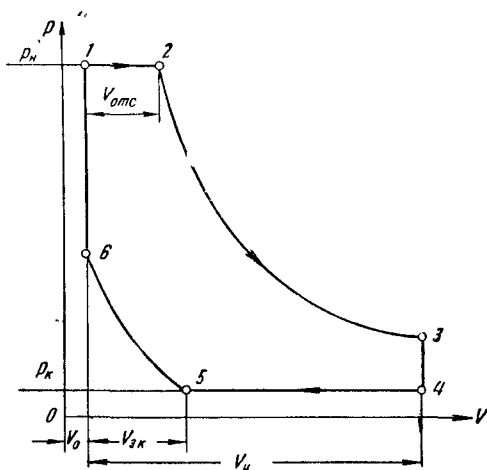


Рис. VI-5. Индикаторная диаграмма к расчету детандера

По условному к. п. д. η_y определяют температуру воздуха в конце расширения: $T_5 = T_4 = T_k$.

Для этого определяют i_d по следующей формуле:

$$i_d = i_1 - (i_1 - i_{ад}) \eta_{ц}, \quad (\text{VI-4})$$

где i_1 и $i_{ад}$ — энтальпии, ккал/кг, берут по диаграмме $s - T$. T_4 читается по той же диаграмме для параметров p_4 и $i_4 = i_d$ (см. рис. VI-6).

Определяют удельный объем газа в момент закрытия выпускного клапана, v_5 , м³/кг.

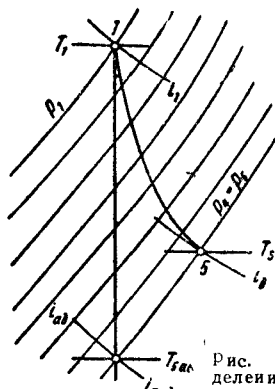


Рис. VI-6. Определение температуры T_5 по диаграмме $s - T$

Величину v_5 определяют либо по диаграмме $pV - p$ для температуры $T_5 = T_4 = T_k$ и давления p_5 , либо по формуле

$$p_5 v_5 = (\xi R)_5 T_5, \quad (\text{VI-5})$$

$$v_5 = \frac{(\xi R)_5 T_5}{p_5},$$

где $(\xi R)_5$ определяют по диаграмме рис. VI-7.

Параметры газа в конце процесса расширения определяют методом подбора. Задаваясь температурой T_3 , определяют v_3 одним из вышеуказанных методов, после чего подсчитывают энтальпию газа в точке 3

$$i_3 = i_d + A v_3 p_3 \left(1 - \frac{p_k}{p_3}\right) \text{ ккал/кг}$$

или

$$i_3 = i_d + A(\xi R)_3 T_3 \left(1 - \frac{p_k T_3}{p_3 T_5}\right) \text{ ккал/кг. (VI-6)}$$

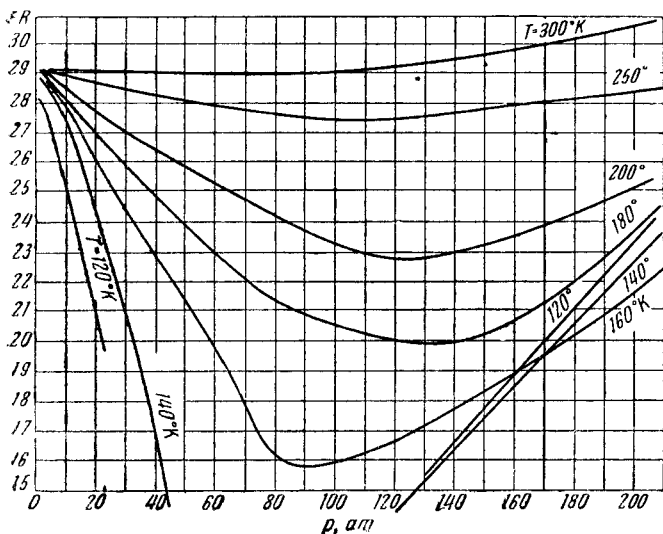


Рис. VI-7 Газовая постоянная для воздуха с поправкой на реальность газа в зависимости от давления и температуры

Определив i_3 , по диаграмме $s - T$ проверяют принятую ранее величину T_3 . Этот расчет повторяют до тех пор, пока полученная величина T_3 не будет достаточно близка к заданной, после чего окончательно определяют v_3 .

Для определения $V_{ц}$ задаются скоростью вращения вала машины, при выборе которой можно использовать следующие практические данные:

Тип детандера	n , об/мин*
Вертикальный высокого давления . .	200—500
Вертикальный среднего давления . .	150—300
Горизонтальный	120—160

* Большие значения относятся к машинам меньшей производительности.

Необходимо учитывать, что при усовершенствовании конструкции детандера повышают скорость вращения вала, поэтому ее следует подбирать для каждого конкретного случая.

При определении диаметра цилиндра задаются средней скоростью поршня c_m м/сек.

Для поршневых колец рекомендуют следующие средние скорости поршня:

Материал уплотнения	c_m м/сек
<i>Кольца со смазкой</i>	
Фосфористая бронза	До 2,5
Чугун	До 4,0
<i>Кольца без смазки</i>	
Текстолит	До 2,0
Армированный фторопласт, графит	До 1,5
<i>Манжеты</i>	
Кожа	До 1,4

Ход поршня и диаметр цилиндра определяют по следующим формулам:

$$S = \frac{30 \cdot c_m}{n} \text{ м, (VI-7)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{ц}}{\pi S}} \text{ м. (VI-8)}$$

При использовании детандеров типовой кривошипно-шатунной базы ход поршня S является величиной заданной.

По приведенному выше методу расчета получают завышенный диаметр цилиндра, поэтому округление полученного размера до номинального следует производить в сторону меньшего диаметра.

Относительная величина наполнения или отсечки

$$O = \frac{V_{отс}}{V_{ц}},$$

где $V_{отс}$ — доля объема цилиндра, наполняемая газом при открытом клапане впуска.

Наиболее употребительные формулы для определения отсечки:

$$O = (1 + a) \frac{v_2}{v_5} - a \quad (\text{VI-9})$$

или

$$O = (a_3 \cdot k + a) \frac{v_3}{v_5} + \frac{G_n}{V_{ц}} v_2 - a, \quad (\text{VI-10})$$

где G_n — полезная производительность за 1 оборот машины, кг/об.

$$G_n = \frac{G}{60 \cdot n}.$$

Формула (VI-9) проще и удобнее для расчетов, но формула (VI-10) нагляднее показывает связь отсечки с параметрами.

Определенную по формулам (VI-9) и (VI-10) величину O в долях объема цилиндра (хода поршня) переносят на круговую диаграмму (рис. VI-3), при помощи графического построения перемещения поршня по методу Брнкаса.

Для рекомендованных выше значений давления P_3 в детандерах высокого давления угол поворота вала α_2 , соответствующий концу закрытия клапана впуска (т. е. величина O), лежит обычно в пределах $50-60^\circ$.

Очень часто при конструировании детандера возникает несоответствие между величинами мертвого пространства (задаваемой и полученной в результате конструирования и изготовления). Зависимость производительности детандера от величины мертвого пространства видна из формулы

$$G_n = V_{\text{ц}} \left[\frac{O}{v_2} - \frac{a_{3, \text{к}}}{v_3} + a \left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_3} \right) \right]. \quad (\text{VI-11})$$

Из формулы (VI-9) видно, что рост мертвого пространства при $G_n = \text{const}$ вызывает уменьшение величины отсечки O , причем при увеличении мертвого пространства на 1% в детандере высокого давления требуется сократить отсечку примерно на 1%, а в детандерах среднего давления — на 0,3%.

При увеличении мертвого пространства увеличивается полезная производительность G_n ; чем больше разность $\left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_3} \right)$, тем существеннее это увеличение. Следовательно, в детандерах высокого давления изменение величины мертвого пространства влияет на изменение производительности больше, чем в детандерах среднего давления.

Динамический расчет детандера

Приступая к динамическому расчету детандера, следует обратить внимание на специфику построения его индикаторной диаграммы. Расчетную индикаторную диаграмму строят на основе теплового расчета детандера. Кривую расширения 2—3 обычно строят методом переноса точек, характеризующих процесс расширения из диаграммы $s-T$. Процесс расширения в детандере проходит с переменным показателем политропы, на что указывает кривизна линии, изображающая процесс расширения на диаграмме $s-T$. Процесс обратного сжатия 5—6, как правило, строят любым известным методом, принимая показатель политропы сжатия $m = 1,2-1,25$.

Динамический расчет детандера состоит из построения кривых свободных и тангенциальных усилий, решения вопросов уравновешивания машины, определения массы и размеров маховика, выявления усилий, передающихся на фундамент и т. п., а также построения кривых изменения сил в механизме клапанного распределения детандера.

Что касается динамического расчета собственно детандера, то он почти не отличается

от расчета компрессора, достаточно полно освещенного в литературе.

Однако следует учитывать, что в отличие от компрессоров степень неравномерности хода детандеров

$$\delta = \frac{\omega_{\text{макс}} - \omega_{\text{мин}}}{\omega_{\text{ср}}} \quad (\text{VI-12})$$

равна $1/15-1/20$. Стремясь уменьшить массу маховика, выбирают большую неравномерность хода. В то же время большая неравномерность затрудняет непосредственное соединение детандера с электродвигателем (δ для этого соединения равно $1/80$). Поэтому в основном для привода детандеров используют клиноременную передачу.

Динамический расчет привода клапанов

Периоды движения клапана

В детандерах преимущественно применяют механизмы со свободным падением клапанов. Клапан открывается под действием механизма приказа, а в момент отсечки наступает размыкание между механизмом и клапаном, и клапан садится на седло под действием пружины. В движении клапана различают четыре периода (рис. VI-8):

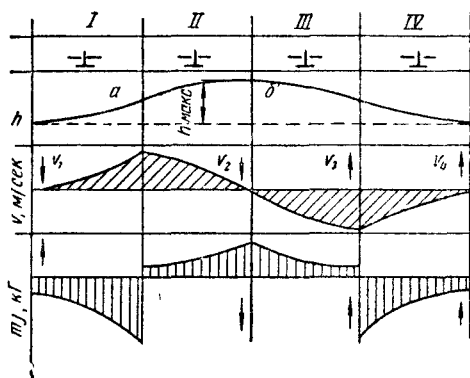


Рис. VI-8. Диаграмма периодов движения клапана:

I, II, III, IV — периоды движения клапана;
 h — подъем клапана; v — скорость клапана;
 mJ — сила инерции клапана

I период — начало открытия, когда клапан под действием силы P_1 толкателя отрывается от седла с возрастающей от нуля скоростью подъема. Поскольку скорость возрастает, ускорение совпадает с направлением скорости¹. Сила инерции клапана будет

¹ Так как $V = \frac{ph}{dt}$ — тангенс угла касательной α , то знак определяется углом наклона касательной.

направлена против силы P_1 и будет преодолевать толкающим устройством.

II период — остановка клапана; для остановки необходимо с момента a осуществлять подъем клапана с замедленной скоростью с тем, чтобы к моменту b подъем клапана был закончен и скорость снизилась до нуля.

Поскольку скорость убывает, а сила инерции будет стремиться открыть клапан, нагружая пружину, то пружина будет останавливать клапан с силой P_2 . Далее клапан полностью открывается и профиль кулака очерчен дугой окружности, центр которой совпадает с центром кулака.

III период — движение клапана на посадку под действием силы пружины P_3 . Ускорение совпадает с направлением силы P_3 , так что скорость клапана повышается. Так как сила инерции направлена на открытие клапана, она должна локализоваться усилием пружины P_3 .

IV период — закрытие клапана, когда он с уменьшающейся скоростью движется на посадку. Сила инерции клапана направлена вверх, что вызывает удар клапана о седло в момент посадки.

Кривая изменения скорости может иметь любую форму, важно лишь, чтобы ни в одной точке ее не было скачков.

Скачок в скорости сопровождается появлением больших усилий во всех частях механизма, что видно по изменению количества движения:

$$m(v_2 - v_1) = P \Delta t. \quad (VI-13)$$

При $\Delta t = 0$ P бесконечно велико.

Внезапное изменение ускорений вызывает внезапное изменение сил инерций, однако не вызывает удара.

Проектирование профиля кулака

Профиль кулака образуется из кривых боковины и вершины, переходя затем в окружность, concentричную начальной окружности кулака.

Боковины делают плоскими, вогнутыми и выпуклыми. Вершину кулака обычно очерчивают дугой малого радиуса r , при помощи которой получают плавный переход от боковины к дуге concentрической окружности. Для таких профилей кулаков существуют математические закономерности, по которым можно вычислить для центра обегавшего ролика радиуса r значения текущего подъема h ; текущей скорости v ; текущего ускорения j в функции угла поворота вала α .

На рис. VI-9, a и b изображены схемы для расчета боковины кулачка, а на рис. VI-9, $в$ для расчета вершины кулака.

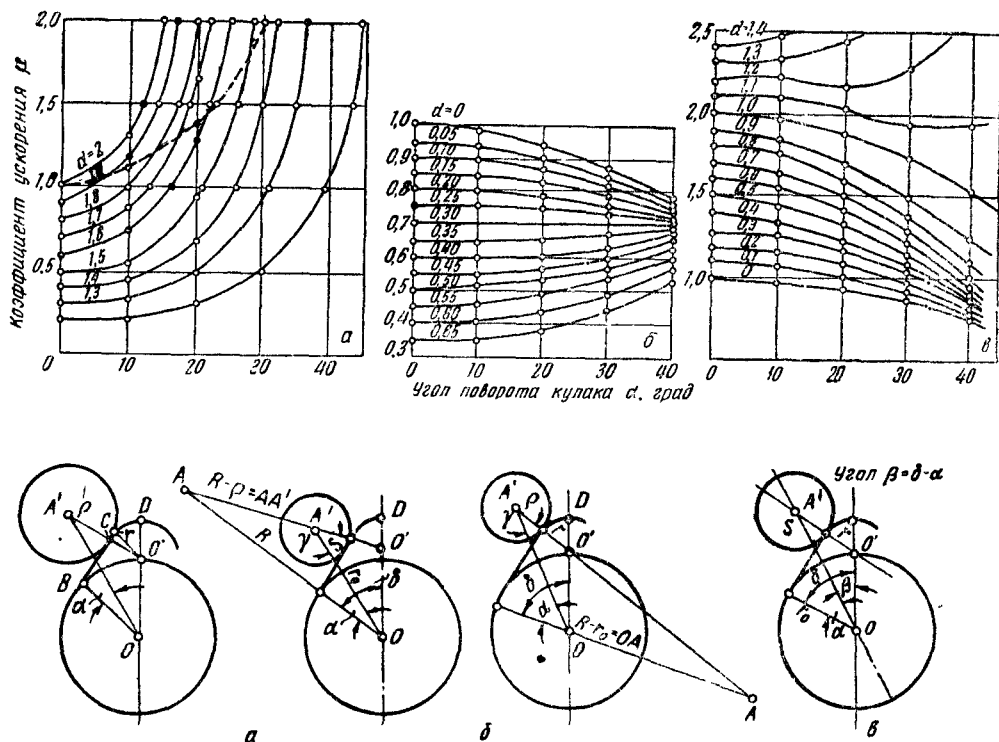


Рис. VI-9. Графики и схемы для расчета профилей кулаков: a — для вогнутой боковины (пунктирная линия — для плоской боковины); $б$ — для выпуклой боковины; $в$ — для вершины кулака

Расчет производят по следующим формулам:

для вогнутой боковины

$$h = (R + r_0) \left(\cos \alpha - \frac{1}{a} \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha} \right) - (r_0 + \rho),$$

$$v = (R + r_0) \omega_k \left(\frac{a \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha}} - \sin \alpha \right),$$

$$j = (R + r_0) \omega_k^2 \mu,$$

$$a = \frac{R + r_0}{R - \rho},$$

где

$$\mu = \left[\frac{a \cos 2\alpha + a^3 \sin^4 \alpha}{(1 - a^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} - \cos \alpha \right];$$

для плоской боковины

$$h = (r_0 + \rho) \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right),$$

$$v = (r_0 + \rho) \omega_k \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha},$$

$$j = (r_0 + \rho) \omega_k^2 \mu,$$

где

$$\mu = \frac{1 + \sin^2 \alpha}{\cos^3 \alpha};$$

для выпуклой боковины

$$h = (R - r_0) \left(-\cos \alpha + \frac{1}{a} \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha} \right) - (r_0 + \rho),$$

$$v = (R - r_0) \left(\sin \alpha - \frac{a \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha}} \right) \omega_k,$$

$$j = (R - r_0) \omega_k^2 \mu,$$

$$a = \frac{R - r_0}{R + \rho},$$

где

$$\mu = \cos \alpha - \frac{a \cos 2\alpha + a^3 \sin^4 \alpha}{(1 - a^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}};$$

для вершины кулачка

$$h = (r_0 + h_m - r) \left(\cos \beta + \frac{1}{a} \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \beta} \right) - (r_0 + \rho),$$

$$v = (r_0 + h_m - r) \omega_k \left(\sin \beta + \frac{a \sin 2\beta}{2 \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \beta}} \right),$$

$$j = (r_0 + h_m - r) \omega_k^2 \mu,$$

$$a = \frac{r_0 + h_m - r}{r + \rho},$$

где

$$\mu = \left[\cos \beta + \frac{a \cos 2\beta + a^3 \sin^4 \beta}{(1 - a^2 \sin^2 \beta)^{3/2}} \right].$$

На рис. VI-10 даны схемы к расчету следующих углов:

α_3 — угла поворота вала, соответствующего протяженности боковины и вершины кулака от точки 1 до точки 3;

$\alpha_{2\rho}$ — угла, соответствующего положению центра ролика O_1 , когда ролик приходит в точку 2; следует иметь в виду, что OO_1 не проходит через точку 2.

$\alpha_{4\rho}$ — угла, соответствующего положению центра ролика O_1 , когда ролик приходит в точку 4. Угол $\alpha_{4\rho}$ отсчитывается от конца профиля (точка 5):

β_2 и β_4 — углы векторов AO' и BO' , отвечающие точкам 2 и 4.

α_2 и α_4 — углы на кулачке, отвечающие положению точек 2 и 4.

Расчет производят по формулам:

боковина вогнутая

$$\sin \beta_4 = \frac{R_h - r}{R + r} \cdot \sin \alpha_3.$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{(R_h - r)^2 + 2Rr_0 + r_0^2 - 2Rr - r^2}{2[R(R_h - r) - r_0(R_h - r)]}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{R \sin \beta_4}{(R - 1) \cos \beta_4 + r_0},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{4\rho} = \frac{(R - \rho) \sin \beta_4}{R + r_0 - (R - \rho) \cos \beta_4};$$

боковина выпуклая

$$\sin \beta_2 = \frac{R_h - r}{R - r} \sin \alpha_3,$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{(R - r)^2 - (R - r_0)^2 - (R_h - r)^2}{2(R_h - r)(R - r_0)},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{R \cdot \sin \beta_2}{R(\cos \beta_2 - 1) + r_0},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{2\rho} = \frac{(R + \rho) \sin \beta_2}{(R + \rho) \cos \beta_2 - (R - r_0)};$$

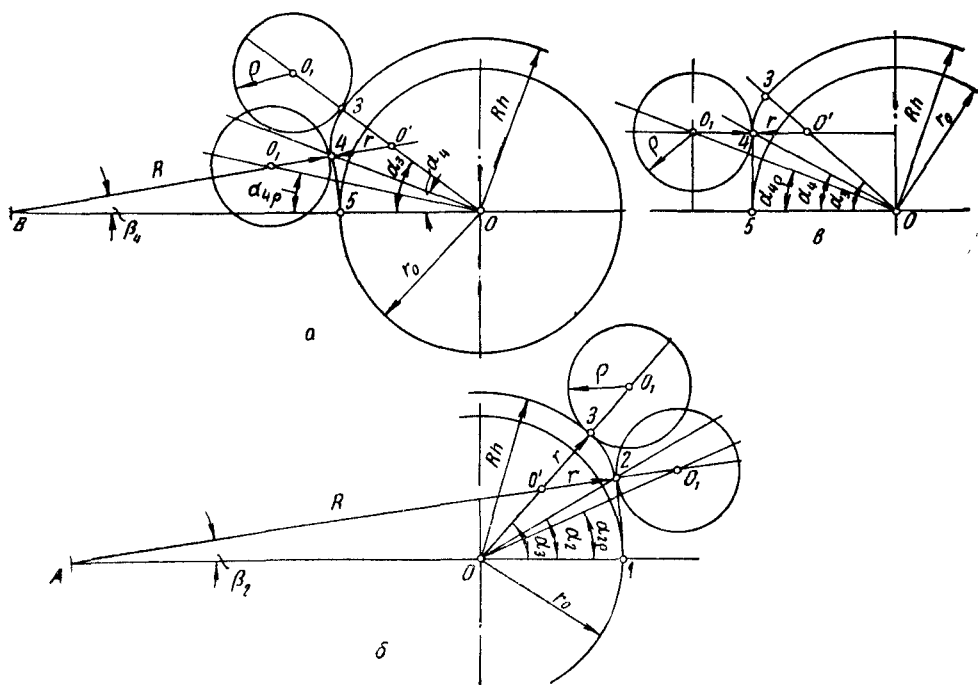


Рис. VI-10. Схемы для определения углов α_3 ; α_{2p} ; α_{4p} ; β_2 и β_4 ; α_2 и α_4 :
а—боковина вогнутая; б—боковина выпуклая; в—боковина плоская

боковина плоская

$$\cos \alpha_3 = \frac{r_0 - r}{R_h - r},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{R_h - r}{r_0} \sin \alpha_3,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{4p} = \frac{(R_h - r) \sin \alpha_3}{r_0 + p}.$$

В случае симметричного профиля кулака

$$\alpha_3 = \alpha_4 \quad \text{и} \quad \beta_2 = \beta_4.$$

Когда ролик радиуса p в точке 2 переходит с боковины на вершину, кулак поворачивается не на угол α_2 , а на угол α_{2p} . Кривые для h , v , j центра ролика для боковины кулачка 1—2 будут заканчиваться в точке 2, когда текущие значения угла α достигнут значения α_{2p} .

Для построения кривых h , v , j (динамических характеристик распределения) необходимы углы α_3 , α_{2p} и α_{4p} ; для построения профиля кулачка необходимы углы α_3 , α_2 , α_4 и частицию β_2 и β_4 .

Порядок проектирования профиля кулака следующий:

1. Задаются геометрией профиля кулака

$$r_0; R_h = r_0 + h_{\max}; p; R.$$

2. Определяют углы α_3 ; α_{2p} ; α_{4p} и т. д.

3. Строят динамическую характеристику для центра ролика.

4. Определяют углы α_2 и α_4 , если расчетные инерционные усилия допустимы.

При неудовлетворительных динамических характеристиках корректируют геометрию кулака и повторяют расчет (обычно ускорения не превышают 120—150 м/сек²). Ускорение будет тем меньше, чем меньше r и больше R .

В период закрытия клапана скорость газа в клапане повышается в результате уменьшения щели и увеличения скорости поршня. Иногда при помощи несимметричного профиля кулака удастся улучшить скоростную характеристику клапана.

Определение расчетных усилий для впускного клапана

I период — отрыв клапана от седла (рис. VI-11).

Силу, приложенную к штоку клапана со стороны привода, рассчитывают по формуле

$$P_{AI} = P_{\text{кл. I}} + P_{\text{пр. I}}^{\text{кл}} + P_{\text{I кл. I}} + P_{\text{тр. кл}} \kappa \Gamma, \quad (\text{VI-14})$$

где $P_{\text{кл}}$ — сила от давления газа, уплотняющая клапан в момент его отрыва, $\kappa \Gamma$.

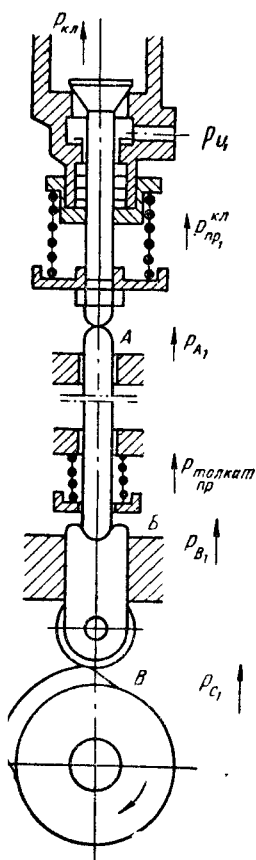


Рис. VI-11. Схема действия усилий в механизме клапана

Для данной схемы

$$P_{кл I} = f_{кл} p_n - (f_{кл} - f_{шт}) p_{ц} - f_{шт} p_{ат}, \quad (VI-15)$$

где $f_{кл}$ — площадь клапана по среднему диаметру уплотняющего пояса, $f_{кл} = \frac{\pi d_{ср}^2}{4} \text{ см}^2$;

p_n — давление впуска воздуха, кг/см^2 ;

$f_{шт}$ — площадь штока, см^2 ;

$p_{ц}$ — давление в цилиндре, в момент отрыва клапана от седла, кг/см^2 (на теоретической индикаторной диаграмме $p_{ц} = p_b$);

$p_{ат}$ — атмосферное давление, действующее постоянно на шток клапана, равное 1 кг/см^2 ;

$P_{пр I}$ — усилие предварительной затяжки и пружины клапана, кг ;

$P_{ж I}$ — сила инерции клапана с пружиной, тарелкой, бойком и т. д., кг .

$$P_{ж I} = \Sigma m_{ж I} j_1, \quad (VI-16)$$

где

$\Sigma m_{ж I} = m_{кл} + m_{пр. кл} + m_{тар} + m_{бойк}$;

j_1 — ускорение клапана в момент отрыва, м/сек^2 ;

$P_{тр. кл}$ — сила трения в сальниках и направляющих клапана.

Сила, приложенная в точке B,

$$P_{BI} = P_{AI} + P_{толк пр I} + P_{толк I} + P_{тр. толк кл}, \quad (VI-17)$$

где $P_{толк пр I}$ — усилие предварительной затяжки пружины толкателя;

$P_{толк I}$ — сила инерции толкателя с его пружиной и тарелкой,

$$P_{толк I} = \Sigma m_{толк I} j_1, \quad (VI-18)$$

$P_{тр. толк}$ — сила трения в направляющих толкателя.

Сила, приложенная в точке C,

$$P_{CI} = P_{BI} + P_{ж I} + P_{тр. полз кл}, \quad (VI-19)$$

где $P_{ж I}$ — сила инерции ролика и ползушки.

$$P_{ж I} = \Sigma m_{ж I} j_1 \text{ кг}, \quad (VI-20)$$

$P_{тр. полз}$ — сила трения в направляющих ползушки.

II период — подъем клапана.

$$P_{кл II} \neq P_{кл I}; P_{кл II} = f_{шт} (p_n - p_{атм}),$$

так как после подъема клапана давление в цилиндре сравнялось с давлением во впускном трубопроводе $p_{ц} = p_n$.

В III и IV периоды клапан приводится в движение от пружины. Если в III периоде движение клапана на посадку сопровождается увеличением скорости и силы инерции нагружают пружину, то в IV периоде при движении клапана на посадку скорость уменьшается, т. е. силы инерции помогают пружине и нагружают механизм привода (рис. VI-12). Таким образом, сила клапанной пружины погашает все усилия в III периоде, действующие в механизме от точки A до седла клапана (см. рис. VI-13).

Характеристика пружины должна быть такой, чтобы кривая 3_n-4_n несколько перекрывала кривую $3-4$. Участок III определяет и величину начальной затяжки пружины a (рис. VI-12). Начальная затяжка пружины a нагружает механизм привода в момент отрыва клапана от седла.

Индексы I, II и т. д. при силах означают соответственно первый, второй и т. д. периоды движения клапана.

В том случае, когда в схеме привода кулачок соединен с коромыслом, необходимо дополнительно учитывать силу инерции коромысла (рис. VI-13). Например, в первый период движения при отрыве клапана от седла сила, которая должна быть приложена в точке B, равна:

$$P_{BI} = P_{AI} \frac{a}{b} + (P_{ж кор})_{BI}, \quad (VI-21)$$

где $P_{ж кор}$ — сила инерции коромысла.

Если $J_{кор}$ — момент инерции коромысла относительно оси вращения, а $\omega_1 = \frac{j_1}{a}$ — его угловое ускорение, то формула (VI-21) примет следующий вид:

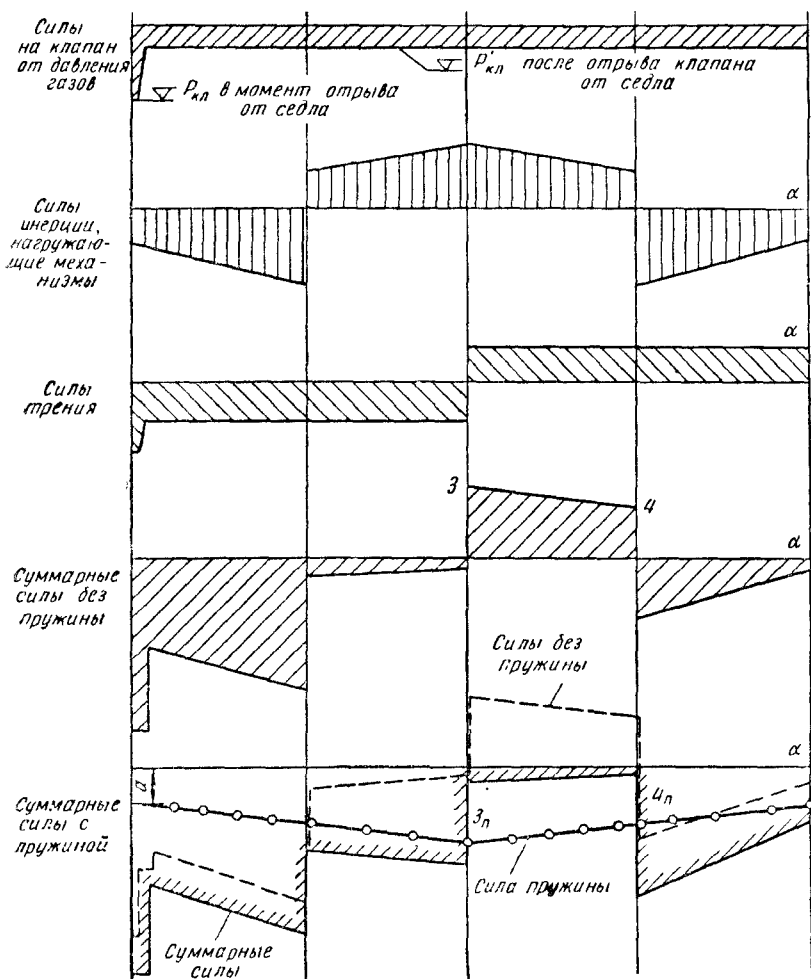


Рис. VI-12. Диаграмма усилий механизма клапана впуска в различные этапы открытия

$$P_{B1} = P_{A1} \frac{a}{b} + J_{кор} \frac{\dot{1}_1}{a\dot{b}} =$$

$$= \left(P_{A1} + J_{кор} \frac{\dot{1}_1}{a^2} \right) \frac{a}{b},$$

где $J_{кор} \frac{\dot{1}_1}{a^2}$ — сила инерции коромысла, приведенная к точке А.

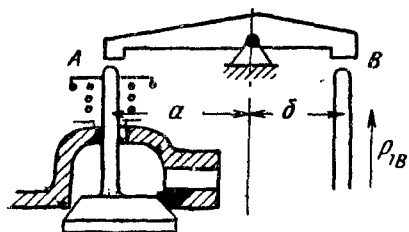


Рис. VI-13. К расчету сил инерции коромысла механизма привода клапана

Аналогичным методом учитывают инерцию коромысла и для других периодов открытия клапана.

Расчет на прочность механизма привода клапанов

Расчет отдельных звеньев механизма принудительного открытия клапанов на прочность производят по формулам, применяемым при расчете клапанного распределения в двигателях внутреннего сгорания. Ввиду того что детандеры представляют собой машины продолжительного эксплуатационного действия и по процессу ближе к дизелям, допускаемые напряжения для деталей детандеров следует брать такие же, как для стационарных или судовых дизелей¹.

¹ См., например, Пономарев И. Судовые двигатели. Морской транспорт, 1948. Кернер, Камилл. Конструирование дизелей. Гостехиздат, 1931. Справочное пособие для конструкторов, под ред. Ваишеда, гл. V. Машгиз, 1957. Заикин. Авиационные двигатели. Машгиз, 1952.

3. Конструкции основных узлов детандеров

Кривошипно-шатунный механизм

Валы. В детандерах применяют коленчатые и кривошипные валы.

Одним из условий надежности работы вала является его жесткость.

Валы детандеров обычно изготавливают двухопорными из стали 35 и 45 с твердостью после нормализации $HV = 240—280$; для валов более нагруженных применяют сталь 40Х.

В детандерах используют шариковые, роликовые подшипники и подшипники скольжения.

Под подшипники скольжения шейки ва-

лов подвергают высокочастотной закалке до твердости $RC = 55—65$; поверхность шеек полируют до $\nabla 9$.

Допускают непараллельность осей шатунных шеек вала не более $0,02\text{ мм}$ на 100 мм длины; биение коренных шеек относительно оси вала — не более $0,01\text{ мм}$.

При установке шариковых и роликовых подшипников на вал применяют напряженную или тугую посадку 2-го класса; чистота обработки вала под подшипники качения — по $\nabla 7$.

При использовании кривошипно-шатунного механизма, работающего полностью на подшипниках качения, необходим коленчатый вал разъемной конструкции с клеммовым соединением (рис. VI-14).

Для клеммового соединения обычно применяют тугую посадку 2-го класса точности при чистоте поверхности $\nabla 6—\nabla 7$.

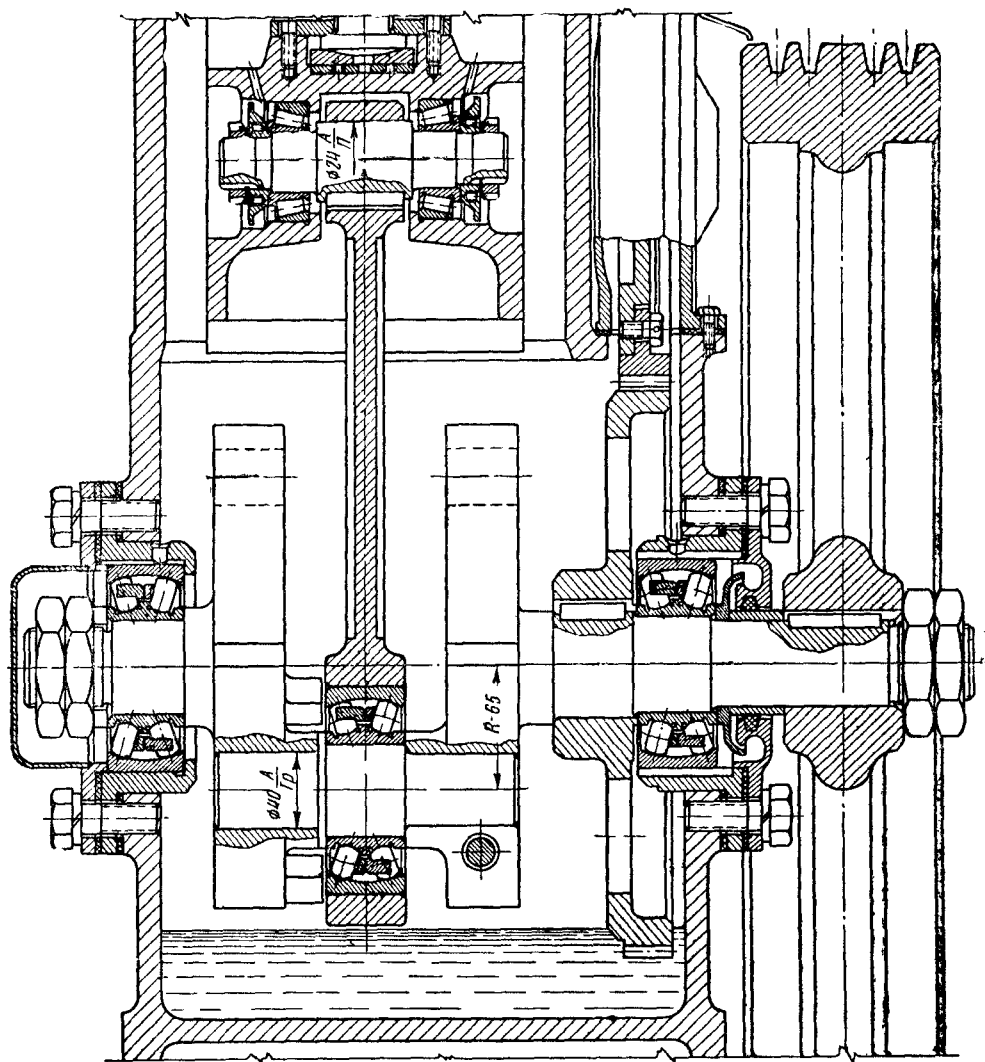


Рис. VI-14. Кривошипная группа с неразъемными головками шатуна

Шатуны. При подшипниках скольжения кривошипную головку шатуна делают разъемной, при подшипниках качения — неразъемной.

Крейцкопфную головку шатуна изготавливают неразъемной.

При использовании подшипников скольжения палец делают затяжным с конусным хвостом, при подшипниках качения — посаженным на шпонке в головке шатуна.

Шатуны изготавливают из стали 35 или 45 с твердостью после нормализации $HV = 187-217$; крейцкопфные пальцы — из стали 20 или 20Х с цементацией на 0,6—0,8 мм и последующей закалкой до твердости $RC = 50-60$.

Вкладыши кривошипной головки делают из стали 20 с заливкой баббитом Б-83; вкладыши крейцкопфной головки — из фосфористой бронзы Бр. ОФ10-1. Для изготовления шатунных болтов используют сталь 35, сталь 38ХА и 40ХА ($\sigma_{вр}$ после термообработки $> 65 \text{ кг/мм}^2$, твердость $RC = 26-34$). Рабочие поверхности вкладышей шатуна обрабатывают с чистотой не ниже $\nabla 7-\nabla 8$. Непараллельность осей отверстий обеих головок шатуна должна быть не более 0,02 мм на 100 мм длины, перпендикулярность осей отверстий к оси шатуна — не более 0,02 мм на 100 мм. Непараллельность осей отверстий под шатунные болты 0,02 мм на 100 мм длины, перпендикулярность опорной плоскости болта к оси болта — не более 0,1 мм на 100 мм длины.

Крейцкопфы. В детандерах применяют крейцкопф закрытого типа. Для изготовления крейцкопфа применяют стальное литье 30 Л0 или 35 Л0, а также сталь 35 или 45; для башмаков крейцкопфа используют то же литье с заливкой антифрикционным сплавом или чугун СЧ 18-36, работающий без заливки при $P_{уд} \leq 2,0 \text{ кг/см}^2$.

Трущуюся поверхность крейцкопфа обрабатывают под посадку Х или С₃ с чистотой $\nabla 7$.

Поршневая группа

При конструировании цилиндров детандеров нужно учитывать следующие требования:

1) цилиндр должен обладать по возможности малой теплопроводностью;

2) цилиндр должен иметь высокую прочность и сохранять ее при низкой температуре;

3) коэффициент трения между зеркалом цилиндра и соответствующим поршневым уплотнением должен быть наименьшим. Для удовлетворения этих требований необходимо изготавливать цилиндры детандера из высококачественных легированных сталей, обладающих высокими прочностными свойствами при низких температурах. Коэффициенты теплопроводности и трения поршневого уплотнения должны быть также малыми.

Для изготовления цилиндров детандеров применяют материалы, указанные в табл. VI-8.

ТАБЛИЦА VI-8. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ
ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ДЕТАНДЕРОВ

Тип Детандера	Тип уплотнения	Материал	Примечание
ДВД	Поршневые кольца со смазкой	Сталь: 35 20Х 12ХН3А	Сырая { Цементировать на 1,0—1,2 мм и ка- лить до твердости RC = 40—50
ДСД	Поршневые кольца со смазкой, удаленные от головки поршня Манжеты кожаные	Латунь: ЛЖМц50-1-1 ЛК80-3 Сталь 12ХН3А	{ Хромировать по зер- калу Цементировать
ДНД	Лабиринтное: поршень из стали 12ХН3А поршень из пластика	Сталь: 38ХМЮА Х18Н9Т	Азотировать до твердо- сти RC = 95
	Графитовое	Латунь ЛК80-3 Сталь Х18Н9Т	Хромировать по зеркалу

Для того чтобы удалить область трения поршневого уплотнения от рабочей полости детандера, были созданы составные поршни с тепловыми мостами (рис. VI-15).

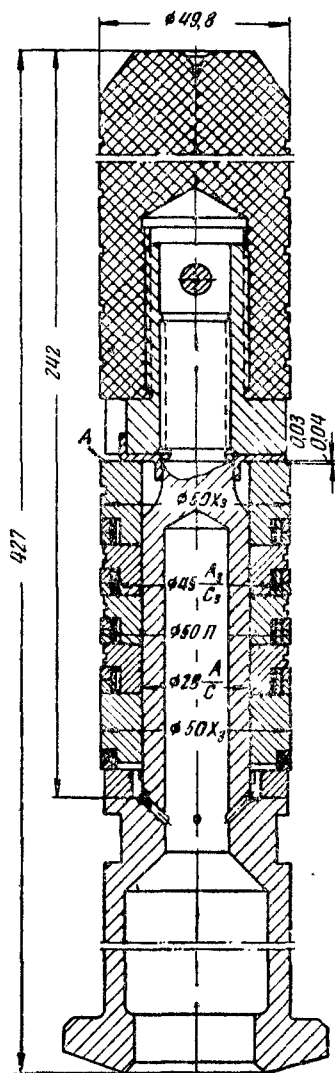


Рис. VI-15. Наборный поршень с двойными поршневыми кольцами и теплопроводной головкой

Поршневые уплотнения. К поршневому уплотнению предъявляют два основных требования; хорошая герметизация рабочей полости цилиндра и малая работа трения. Необходимо по возможности удалять поршневое уплотнение от газовой полости цилиндра.

Уплотнения с поршневыми кольцами. Детандеры высокого давления уплотняют двойными поршневыми кольцами из перлитного чугуна. Уплотнительные кольца делают из чугуна СЧ 24-44

с твердостью $HV = 91-102$, а экспандерные кольца — закаленными из стали У8А или из бронзы Бр. Б-2, БНТ-1,9.

Преимущества двойных колец заключаются в более высокой герметичности в результате перекрытия замков поршневых колец и меньшей длине поршневого уплотнения.

Сокращение длины происходит как из-за уменьшения числа проставочных колец, так и вследствие повышенной герметичности двойных колец (рис. VI-16, а и б).

На рис. VI-16, а показан наборный поршень с одинарными, а на рис. VI-16, б — с двойными поршневыми кольцами. В результате применения двойных поршневых колец сокращают длину набора поршневого уплотнения, что позволяет отдалить его от головки поршня.

Число двойных поршневых колец обычно не превышает семи. Затягивать набор поршневого уплотнения до отказа нельзя, так как в работе может произойти обрыв затяжного болта из-за разности температурных деформаций поршневого набора и затяжного болта.

Для предотвращения попадания масла из кривошипной системы в цилиндр устанавливают маслосливающие кольца (рис. VI-16, б) или неподвижные маслосливающие сальники.

Поршневые кольца из антифрикционного материала работоспособны при средней скорости поршня до 2 м/сек.

Для детандеров среднего и низкого давления за рубежом применяли также текстолитовые кольца.

Текстолитовые или графитовые кольца состоят из двух или трех элементов и разжимаются изнутри стальными экспандерными кольцами¹. Для обеспечения работоспособности такого уплотнения важно, чтобы каждым кольцом набора можно было гасить более или менее одинаковый перепад давлений.

За рубежом рекомендуют также кольца из армированного стекловолокном фторопласта с добавкой к нему 15—20% дисульфида молибдена.

Заслуживают внимание кольца из металлопористого материала с пропиткой или втиранием фторопласта, с добавкой в него 20% дисульфид молибдена.

Кожаные манжеты должны сохранять свою эластичность при низких температурах. Для этой цели заготовку кожи (хромовый чепрак) сначала обезжиривают в дихлорэтано, которого требуется в десять раз больше, чем вес кожи. После двукратной смены растворителя в течение двух суток обезжиривание заканчивают, затем кожу высушивают на воздухе при комнатной температуре. Высушенную кожу подвергают пропитке искусственным воском с температурой плавления 82—85 °С или смесью углеводородов с температурой плавления 56—60 °С. Для пропитки заготовку погружают в расплавленный воск при тем-

¹ Текстолитовые кольца выполняют также с одним замком.

пературе $\sim 85^\circ\text{C}$ на 3—4 мин. При этом вес сухой кожи увеличивается на 25—30%. Коже придают требуемую форму штамповкой в горячем состоянии при температуре 50—70 $^\circ\text{C}$ и последующим охлаждением в штампе.

Клапанное распределение

Конструкция клапанов должна обеспечивать малый объем мертвого пространства, герметичность в закрытом состоянии, малое сопротивление протеканию газа, минималь-

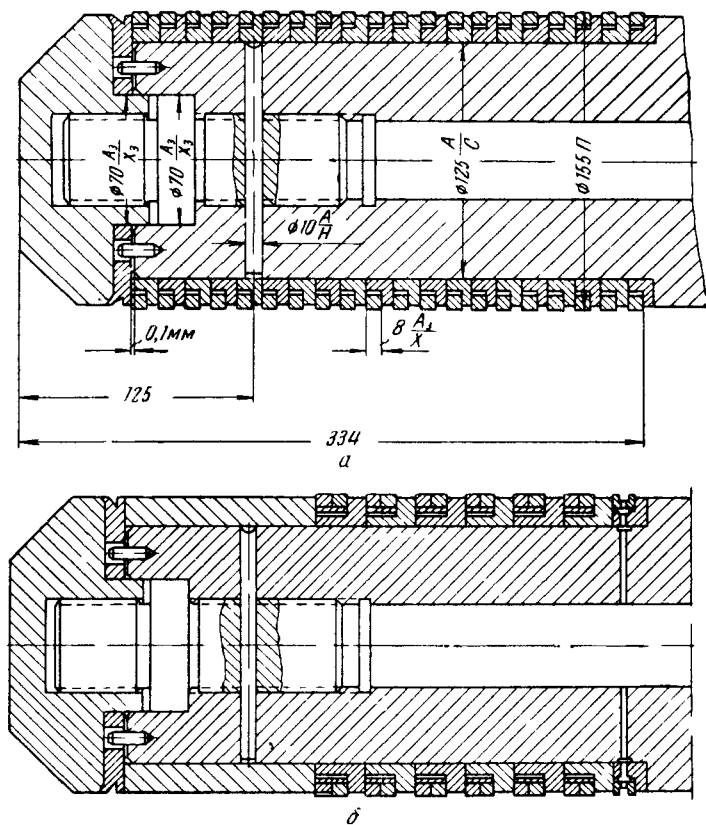


Рис. VI-16. Поршень в двух вариантах:
а—с одинарными кольцами; б—с двойными

На рис. VI-17 показан поршень детандера типа ДСД с двумя обращенными манжетами, так как этот детандер двойного действия. Манжетное уплотнение работает без смазки.

Для детандеров низкого давления, работающих при давлениях впуска 7—8 ата, за рубежом применяют лабиринтные уплотнения. В этих конструкциях поршень в виде скалки ходит в цилиндре с диаметральный зазором 0,06—0,08 мм.

При лабиринтном уплотнении самоустановку поршня обеспечивают шарнирным соединением его со штоком или применением гибкого штока. Канавки на поршне, выравнивая давление газа по периметру поршня, способствуют его центрированию [16]. Для изготовления поршней и штоков применяют: для детандеров ДВД сталь марок 35, 12ХНЗА, 1Х18Н9Т, для детандеров ДСД и ДНД сталь 1Х18Н9Т или латунь ЛЖМц59-1-1.

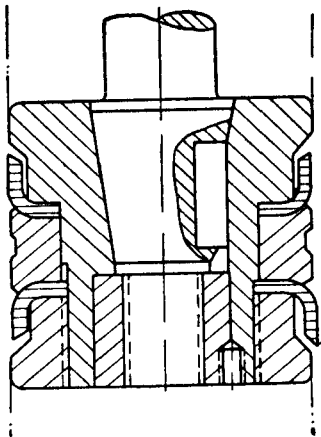


Рис. VI-17. Поршень с кожаными манжетами

ное сопротивление открытию, износостойкость и прочность.

Клапаны детандеров (впускной и выпускной) изготовляют принудительного действия. При компоновке клапанов стремятся обеспечить быструю и удобную смену клапана или его частей; разместить клапан как можно ближе к цилиндру, сокращая этим мертвое пространство; самое удачное размещение, когда клапан открывается непосредственно в полость цилиндра.

Клапаны детандера работают по принципу самоуплотнения вследствие разности давлений в цилиндре и трубопроводе (рис. VI-18).

Для неразрывности потока газа должна быть соблюдена следующая зависимость:

$$f_{кл} = F_{п} \frac{c_{ср}}{c_{кл}}, \quad (VI-24)$$

где $f_{кл}$ — площадь клапана, $см^2$;
 $F_{п}$ — площадь поршня, $см^2$;
 $c_{ср}$ — средняя скорость поршня за период открытия клапана (ее определяют по диаграмме скоростей поршня), $м/сек$;
 $c_{кл}$ — средняя скорость газа в клапане за период его открытия, $м/сек$.

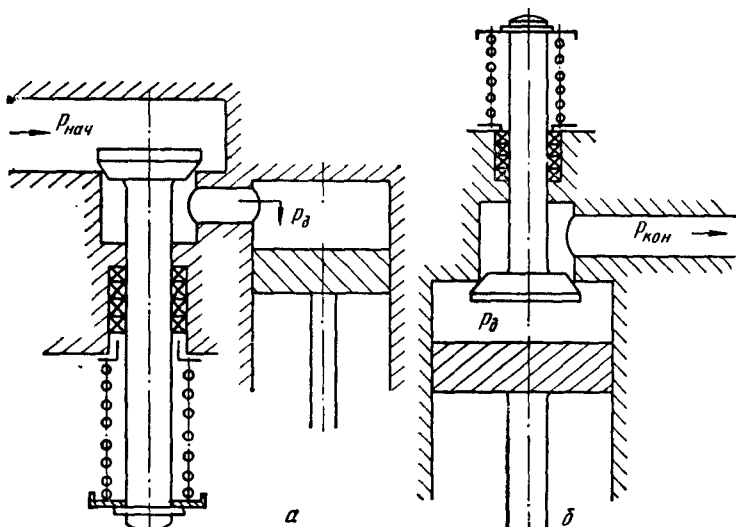


Рис. VI-18. Схема клапанов «толкающего» типа:
а — клапан впуска; б — клапан выпуска

Усилие уплотнения для впускного клапана

$$P_{упл} = f_{кл. ср} (p_n - p_{ц}), \quad (VI-22)$$

для выпускного клапана

$$P_{упл} = f_{кл. ср} (p_{ц} - p_k), \quad (VI-23)$$

где $f_{кл. ср}$ — площадь клапана по среднему диаметру уплотнения.

На уплотняющих поверхностях клапанов детандеров нет масляной пленки. При помощи металлической пары клапан — седло нельзя получить даже относительно хорошую герметичность. Лучшее уплотнение получают при применении клапанов с мягкими уплотнителями: кожей, пластмассами (фторопласт 4), хорошо работающими при низких температурах. Допустимые удельные давления на армированный фторопласт для холодных клапанов 80—100 $кг/см^2$ для теплых 50—60 $кг/см^2$.

Конструкция клапанов должна обеспечивать минимальную скорость прохождения газа через клапан и постоянство скорости в различных сечениях клапана с соблюдением принципа прямооточности.

Средние скорости газа в клапане за время его открытия: 25—40 $м/сек$ для впускных 20—30 $м/сек$ для выпускных клапанов.

При наличии скоса истечение происходит через боковую поверхность усеченного конуса (рис. VI-19) с образующей ab :

$$\bar{ab} = \sqrt{e^2 - (h - e \operatorname{tg} \alpha)^2},$$

$$\bar{ad} < h.$$

При плоской тарелочке клапана и $\alpha = 0$ из условия равенства скоростей газа, проходящего через седло сечением $\frac{\pi d^2}{4}$ и цилиндрическую поверхность πdh , высоту подъема клапана h находят по уравнению

$$\frac{\pi d^2}{4} = \pi dh; \quad h = \frac{d}{4}.$$

Практически высота подъема клапанов h равна 3—8 $мм$; большие подъемы соответствуют машинам с большей производительностью и умеренными оборотами.

Повышение скорости в седле впускного клапана приводит к повышенному дросселированию газа (депрессии), вследствие чего уменьшается кратность расширения и снижается к п. д. детандера.

С большой скоростью работают диффузорные клапаны. В таких клапанах большая

скоростная энергия струи газа превращается с помощью диффузора в потенциальную энергию давления. Если седло клапана или его каналы изготовить по форме диффузора, можно сократить размеры клапана вследствие большей скорости газа при сравнительно небольшом падении давления (рис. VI-20). Так как потери напора в клапане неизбежны, то невозможно полностью восстановить давление в диффузоре.

В зависимости от способа открытия клапаны могут быть *толкающего и тянущего* типов. На рис. VI-18 показаны клапаны толкающего типа, а на рис. VI-21 — тянущего.

Достоинства и недостатки клапанов указанных типов приведены в табл. VI-9.

Усилия, необходимые для преодоления давления газа на клапан в момент его открытия, для клапанов толкающего типа определяют по формулам:

$$P_{\text{кл}}^{\text{вп}} = (p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}) f_{\text{кл}} + (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}}) f_{\text{шт}} + P_{\text{пр}}, \quad (\text{VI-25})$$

выпускных

$$P_{\text{кл}}^{\text{вып}} = (p_{\text{ц}} - p_{\text{к}}) f_{\text{кл}} + (p_{\text{к}} - p_{\text{ат}}) f_{\text{шт}} + P_{\text{пр}}; \quad (\text{VI-26})$$

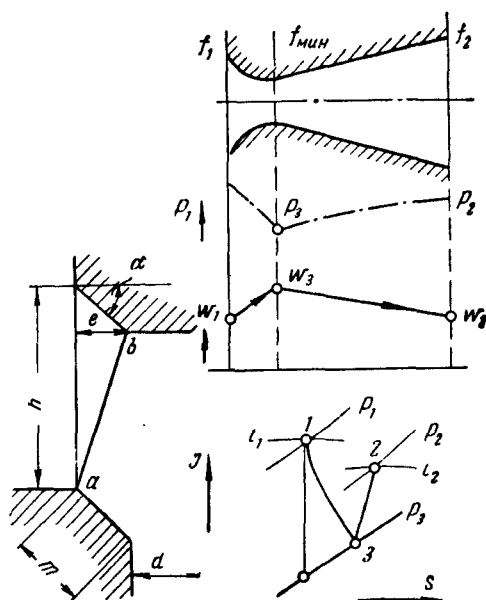


Рис. VI-19. Схема к расчету проходного сечения клапана

Рис. VI-20. Изменение давления и скорости потока в канале диффузора

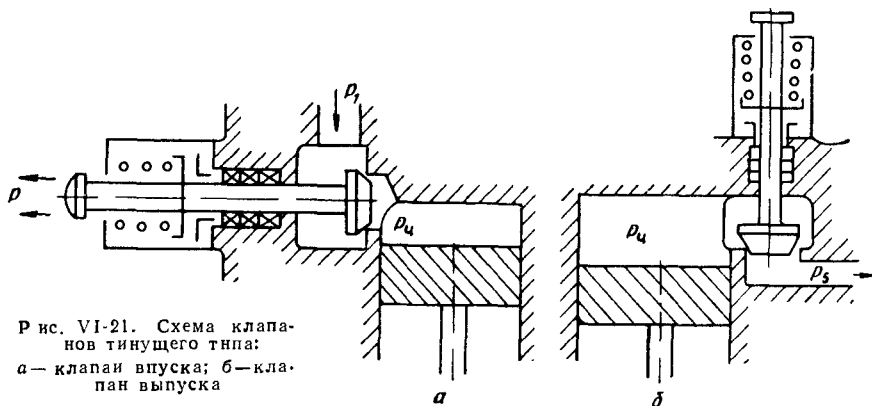


Рис. VI-21. Схема клапанов тянущего типа:
а — клапан впуска; б — клапан выпуска

ТАБЛИЦА VI-9. СОПОСТАВЛЕНИЕ КЛАПАНОВ ТОЛКАЮЩЕГО И ТЯНУЩЕГО ТИПОВ

Характеризующие свойства	Тип клапана	
	толкающий	тянущий
Усилие для открытия клапана одного и того же прохода	Больше	Меньше
Сальник работает под действием	Цилиндра — $p_{\text{ц}}$	Впуска — $p_{\text{н}}$
Шпindelь клапана работает	На продольный изгиб	На растяжение
Заедание шпинделя в сальнике	Возможно	Невозможно
Выталкивающая сила	Отсутствует	Имеется
Пружина клапана работает	На преодоление сил инерции клапана и трения сальника	На преодоление сил инерции трения и погашение выталкивающей силы

для клапанов тянущего типа:
впускных

$$P_{\text{кл}}^{\text{вп}} = (p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}) f_{\text{кл}} - \\ - (p_{\text{н}} - p_{\text{ат}}) f_{\text{шт}} + P_{\text{пр}}, \quad (\text{VI-27})$$

выпускных

$$P_{\text{кл}}^{\text{вып}} = (p_{\text{ц}} - p_{\text{к}}) f_{\text{кл}} - \\ - (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}}) f_{\text{шт}} + P_{\text{пр}}, \quad (\text{VI-28})$$

где $f_{\text{кл}}$, $f_{\text{шт}}$ — площади сечения клапана и штока, см^2 ($f_{\text{кл}}$ подсчитывают по среднему уплотнительному диаметру седла);

$p_{\text{н}}$, $p_{\text{к}}$,
 $p_{\text{ц}}$ — давления газа до, после и внутри цилиндра, кг/см^2 ;

$P_{\text{пр}}$ — сила предварительной затяжки клапанной пружины, кг ;

$p_{\text{ат}}$ — давление окружающей среды, кг/см^2 .

В формуле (20) значение $P_{\text{кл}}^{\text{вп}}$ будет тем меньше, чем меньше $f_{\text{кл}}$, $f_{\text{шт}}$, $P_{\text{пр}}$ и чем больше $p_{\text{н}} = p_{\text{в}}$. В формуле (21) $P_{\text{кл}}^{\text{вып}}$ тем меньше, чем меньше $p_{\text{н}} = p_{\text{з}}$. В формулах (22) и (23) увеличение $f_{\text{шт}}$ уменьшает $P_{\text{кл}}$ и уменьшает усилие самоуплотнения. При $f_{\text{шт}} = f_{\text{кл}}$ уплотнение создается только пружиной.

После отрыва впускного клапана тянущего типа от седла возникает выталкивающая сила, действующая на клапан и равная

$$P_{\text{выт}} = (p_{\text{н}} - p_{\text{ат}}) f_{\text{шт}} \text{ кг}. \quad (\text{VI-29})$$

С увеличением $f_{\text{шт}}$ $P_{\text{выт}}$ возрастает, а вместе с ней увеличивается и $P_{\text{пр}}$.

В разрезных клапанах (рис. VI-22) усилие для открытия будет такое же, как и для неразрезного клапана.

Усилие самоуплотнения в разрезном клапане будет меньше на величину $p_{\text{ц}} \cdot f_{\text{шт}}$, что уменьшает удельное давление на уплот-

нительный пояс, а малая масса самого клапана уменьшает инерционные усилия и повышает долговечность клапана и седла.

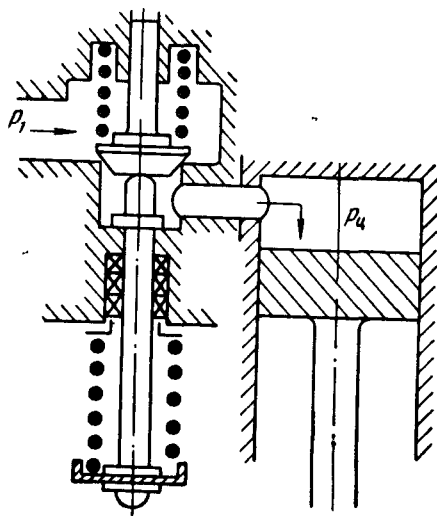


Рис. VI-22. Схема разрезного впускного клапана

Разгруженные клапаны (рис. VI-23) позволяют при сохранении больших проходных сечений клапанов значительно уменьшить усилия, необходимые для их открытия. Известны три типа разгруженных клапанов: I — рычажно-поршневый (рис. VI-23, а), II — дифференциальный (рис. VI-23, б) и III — поршневой (рис. VI-23, в и г), в том числе клапан тянущего типа (рис. VI-23, в) и клапан толкающего типа (рис. VI-23, г).

Способы разгрузки клапанов приведены в табл. VI-10.

ТАБЛИЦА VI-10. СПОСОБЫ РАЗГРУЗКИ КЛАПАНОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Тип клапана	Номер рисунка	Разгрузка
I. Рычажно-поршневый	VI-23, а	Вследствие разности площадей $f_{\text{шт}} - f_{\text{д}}$. Малый поршень $D_{\text{м}}$ служит для уменьшения выталкивающей силы при открытом клапане и уплотняющей силы при закрытом клапане
II. Дифференциальный	VI-23, б	В результате начального открытия клапана диаметром $d_{\text{кл}}$ давление поднимается до p_2 к моменту открытия основного клапана D
III. Поршневой: тянущий толкающий	VI-23, в VI-23, г	В результате подбора $D_{\text{п}}$ и $d_{\text{шт}}$ с подачей давления $p_{\text{ц}}$ в надпоршневую полость для сокращения выталкивающей силы при открытом и уплотняющей силы при закрытом положениях клапана

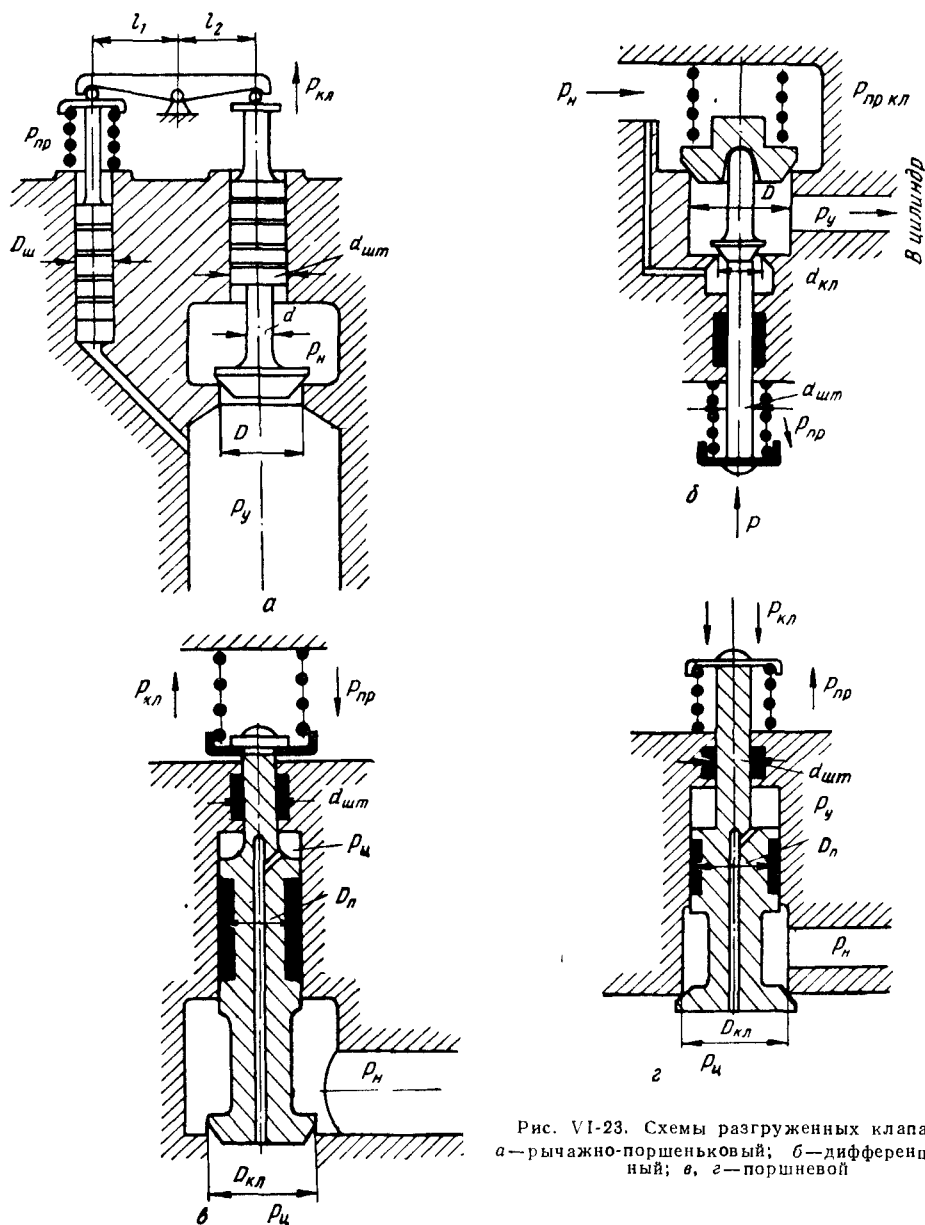


Рис. VI-23. Схемы разгруженных клапанов: а—рычажно-поршневый; б—дифференциальный; в, г—поршневой

Силы, необходимые для отрыва разгруженного клапана от седла при открытии клапана, рассчитывают по формулам:

Клапан I типа

$$P_{кл} = p_n (f_D - f_{дшт}) - p_{ц} f_D + p_{ат} f_{дшт} + (p_{ц} - p_{ат}) f_{Dшт} \frac{l_1}{l_2} + P_{пр} \frac{l_1}{l_2} \text{ кг. (VI-30)}$$

Клапан II типа

В момент открытия разгрузочного клапана

$$P_{кл} = p_{ц} f_{кл} - p_n (f_{дкл} - f_{дшт}) - p_{ат} f_{дшт} + P_{пр} = (p_n - p_{ат}) f_{дшт} - (p_n - p_{ц}) f_{дкл} + P_{пр} \text{ кг; (VI-31)}$$

при открытом разгрузочном клапане

$$P_{кл2} = (p_{ц} - p_{ат}) f_{дшт} + P'_{пр} \text{ кг, (VI-32)}$$

где $P'_{пр}$ — сила пружины разгрузочного клапанка, переменная по мере его подъема, кг;

$p_{ц}$ — меняется от $p_в$ до $p'_в$ в момент открытия основного клапана, кг/см².

В момент открытия основного клапана

$$P_{кл3} = (p'_в - p_{ат}) f_{дшт} + (p_n - p'_в) f_D + P_{пр} + P_{пр.кл.} \text{ (VI-33)}$$

Давление в мертвом объеме в результате открытия разгрузочного клапана (p_0) определяют по формуле (VI-34):

$$p_0' = \frac{\{V_{\text{ц}}(a + a_{\text{з.к}}) + G_{\text{вх}}\} RT_{\text{н}}}{aV_{\text{ц}}}, \quad (\text{VI-34})$$

где $G_{\text{вх}}$ — количество воздуха, вошедшее в мертвое пространство за период от открытия разгрузочного клапана до момента открытия осевого клапана.

$$G_{\text{вх}} = G_{\text{сек}} t \text{ кг},$$

где

$$G_{\text{сек}} = \mu f_{\text{ср}} 2,15 \sqrt{\frac{p_{\text{н}}}{v_{\text{н}}}} \text{ кг/сек}; \quad t = \frac{60 \cdot \varphi}{n \cdot 360} \text{ сек};$$

$\mu = 0,7$ — коэффициент расхода воздуха;

$f_{\text{ср}}$ — среднее сечение щели клапана,

равное $\frac{1}{2} \pi d_{\text{кл}} h_{\text{макс}} \cos \alpha$, м^2 ;

$p_{\text{н}}$ — давление впуска, кг/м^2 ;

$v_{\text{н}}$ — удельный объем газа при пара-

метрах впуска, $v_{\text{н}} = \frac{RT_{\text{н}}}{p_{\text{н}}} \text{ м}^3/\text{кг}$;

φ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий открытию разгрузочного клапана, град.;

n — скорость вращения коленчатого вала, об/мин .

Клапан III типа тянущего

$$P_{\text{кл}} = p_{\text{ц}} (f_{D_{\text{н}}} - f_{d_{\text{шт}}}) - p_{\text{ц}} f_{D_{\text{кл}}} + p_{\text{н}} (f_{D_{\text{кл}}} - f_{D_{\text{п}}}) + p_{\text{ат}} f_{d_{\text{шт}}} + P_{\text{пр}}; \quad (\text{VI-35})$$

для обеспечения самоуплотнения клапана должно соблюдаться неравенство

$$f_{d_{\text{кл}}} - f_{D_{\text{п}}} - \frac{f_{d_{\text{шт}}} (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}})}{p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}}.$$

Клапан III типа толкающего

$$P_{\text{кл}} = p_{\text{ц}} f_{D_{\text{кл}}} - p_{\text{ц}} (f_{D_{\text{п}}} - f_{d_{\text{шт}}}) + p_{\text{н}} (f_{D_{\text{п}}} - f_{D_{\text{кл}}}) - p_{\text{ат}} f_{d_{\text{шт}}} + P_{\text{пр}}; \quad (\text{VI-36})$$

для обеспечения самоуплотнения должно соблюдаться неравенство

$$f_{D_{\text{кл}}} - f_{D_{\text{п}}} \leq \frac{f_{d_{\text{шт}}} (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}})}{p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}}.$$

Выталкивающие силы, действующие на клапан после его открытия

Клапан I типа

$$P_{\text{выт}} = p_{\text{ц}} f_d - p_{\text{ат}} f_{d_{\text{шт}}} - (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}}) f_{D_{\text{шт}}} \frac{l_1}{l_2}, \quad (\text{VI-37})$$

$P_{\text{выт}}$ должна быть меньше $P_{\text{пр}}$.

ТАБЛИЦА VI-11. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПРИВОДОВ КЛАПАНОВ

Деталь привода	Материал	Примечание
Кулачки: ДВД ДСД и ДНД	Сталь: 12ХН3А 15, 20	Цементировать на глубину 1,5—2,0 мм, калить до $RC = 56—62$
Толкатели клапанов: теплые холодные	Сталь: 20Х, 35 Х18Н9Т	Оксидировать
Бойки клапанов	Сталь Х18Н9Т	Азотировать на глубину 0,1—0,2 мм, термообработка до $RC = 88—94$
Бойки толкателей (чаще вертные)	Сталь 12ХН3А	Цементировать на глубину 1—1,2 мм, калить до $RC = 50—62$
Ролики толкателей (огига- ющие профиль кулака)	Сталь: 12ХН3А 15, 20	Цементировать на глубину 1,2—1,5 мм, калить до $RC = 58—62$
Оси роликов толкателей	Сталь 15, 20	Цементировать на глубину 1,0—1,2 мм, калить до $RC = 58—62$
Подшипники осей роликов толкателей	Бр. ОЦС6-6-3	Можно использовать также игольчатый подшипник качения
Направляющие втулки тол- кателей	Бр. ОЦС6-6-3 Бр. ОЦСМ3-5-7-1	

Клапан II типа

$$P_{\text{выт}} = p_n (f_d \text{ кл} - f_d \text{ шт}) + p_{\text{ат}} f_d \text{ шт} - p_{\text{ц}} f_d \text{ кл.} \quad (\text{VI-38})$$

Выталкивающая сила разгрузочного клапана будет максимальной в период выпуска газа из цилиндра

$P_{\text{выт}}$ погашается $P_{\text{пр}}$.

Клапан III типа
тянущий

$$P_{\text{выт}} = (p_{\text{ц}} - p_{\text{ат}}) f_d \text{ шт.} \quad (\text{VI-39})$$

толкающий

$$P_{\text{выт}} = 0. \quad (\text{VI-40})$$

Материалы, применяемые для клапанов и их приводов. Поршеньки, разгружающие клапаны, уплотняют мягкими уплотнителями, например кожаными манжетами, подвижными и неподвижными. В табл. VI-11 приведены материалы, применяемые для изготовления механизма приводов клапанов, а в табл. VI-12 — материалы, применяемые для изготовления клапанов детандеров.

Пружины для клапанов применяют винтовые цилиндрические из проволоки круглого или прямоугольного сечения. Могут быть приняты следующие допускаемые напряжения: для стальных пружин $[\tau] < 2500-3400 \text{ кг/см}^2$; для пружин из бериллиевой бронзы $[\tau] < 2000 \text{ кг/см}^2$.

ТАБЛИЦА VI-12. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ КЛАПАНОВ ДЕТАНДЕРОВ

Деталь клапана	Материал	Примечание
Клапан впуска шпиндельный разрезной грибовый Шарик-клапан	Сталь: X18H9T 12XH3A Подшипниковая сталь	Азотировать до твердости $RC = 90$ Цементировать на глубину 0,7—1,0 и калить до $RC = 45-50$ Использовать готовый шарик от подшипника
Клапан выпуска: для ДВД для ДСД Шарик-клапан	Сталь: Ф18H9T ЛЖМц59-1 Монель-металл	
Направляющие клапанов	Бр. ОФ10-1 Бр. ОФ7-0,2 Бр. ОЦС6-6-3	Для низкотемпературных машин используют бронзу с содержанием олова 20—22%
Седла вставные: впускного клапана выпускного клапана ДВД ДСД ДНД	Сталь: 45 40X 15, 20 ЛЖМц59-1-1	{ Калить до твердости $RC = 30-35$ Цементировать уплотняющий поясok на 0,8—1,0 мм, калить до $RC = 40$
Пружины клапанов: теплые холодные	Сталь: 60С2А 50ХФА Бр. Б2	Подвергнуть термообработке до твердости $RC = 40-48$, дробеструйная обработка, шлифовка торцов
Сальники клапанов: теплое уплотнение холодное уплотнение	Фторопласт Кожа Специально обработанная кожа. Фторопласт с наполнителем. Прографиченный асбест. Свинцово-графитовая набивка	Манжеты со смазкой » » » Манжеты без смазки

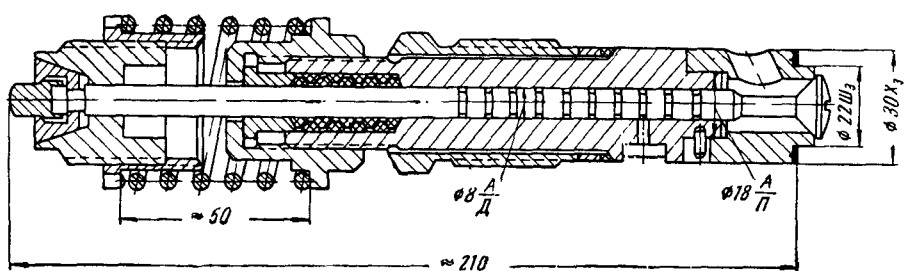


Рис. VI-24. Шпindelный клапан впуска

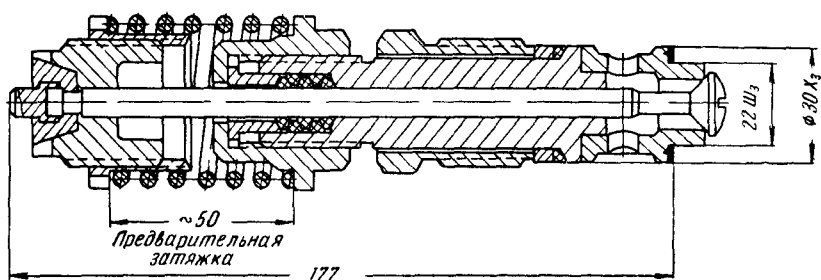


Рис. VI-25. Шпindelный клапан выпуска

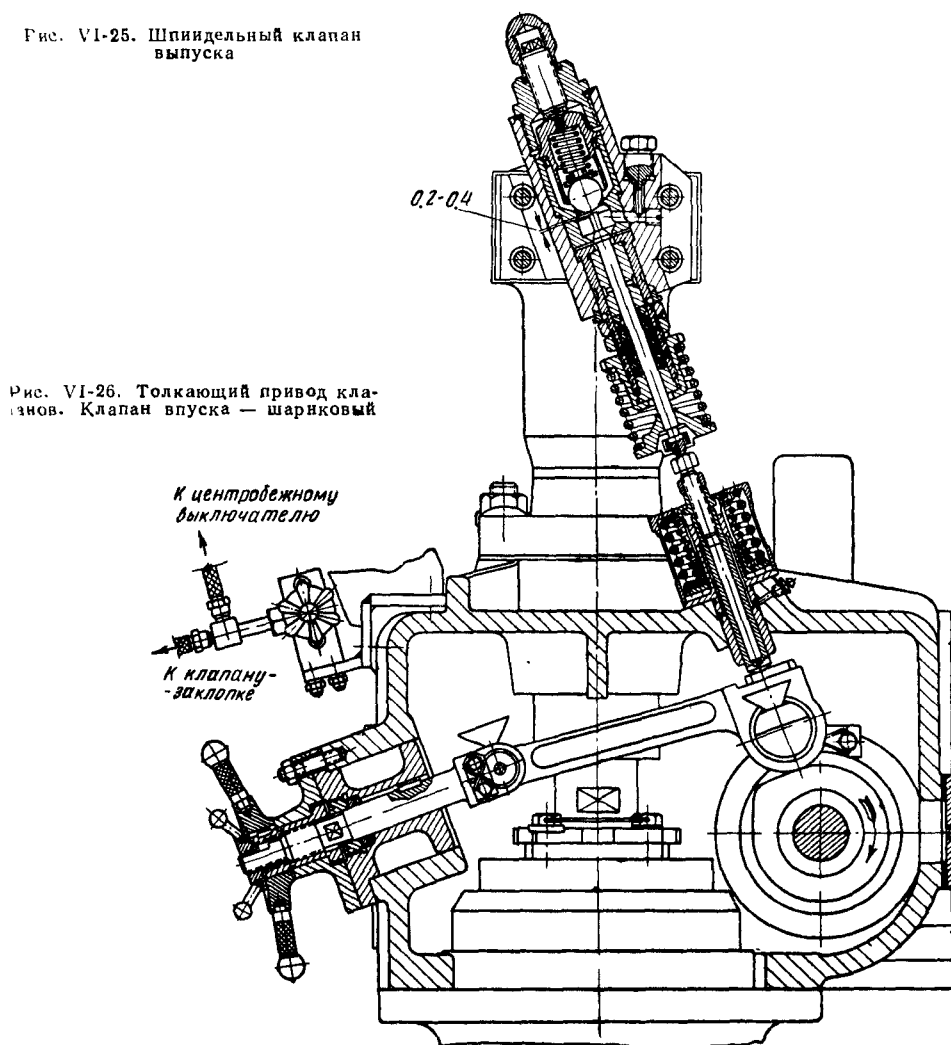


Рис. VI-26. Толкающий привод клапанов. Клапан впуска — шариковый

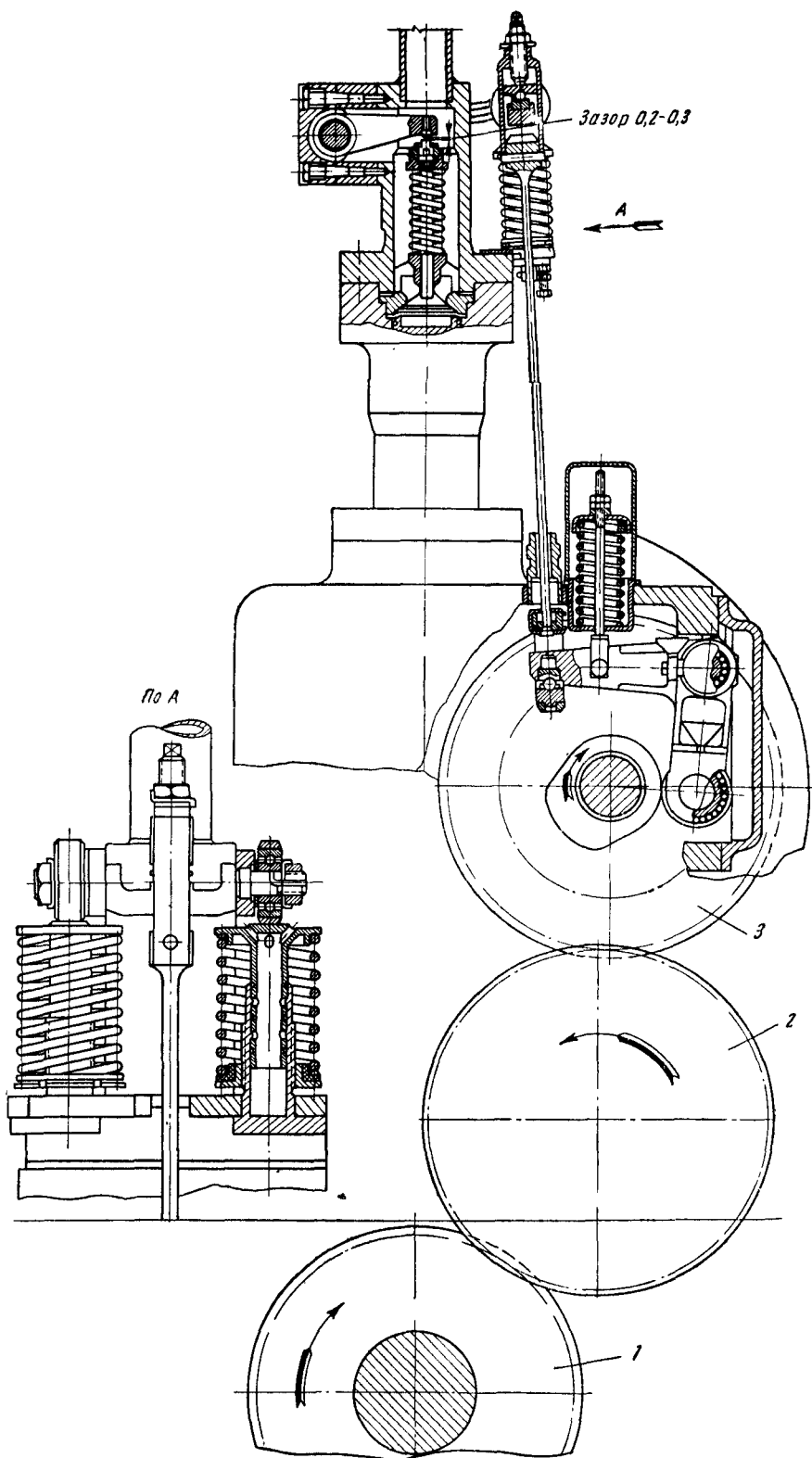


Рис. VI-27. Схема тянущего привода выпускного клапана:

1—шестерня коленчатого вала; 2—узел промежуточной шестерни; 3—шестерня кулачкового вала

Расчетные усилия пружин клапанов могут быть определены по диаграмме усилий в механизме (см. рис. VI-12).

Расчетные усилия для пружин толкателя

$$P_{\text{расч}} = 1,5 P_{\text{пр II}}^{\text{толк.}}$$

Коэффициент 1,5 учитывает силу трения в направляющих и необходимое усилие для прижима ролика к кулачку. Для пружины клапана

$$P_{\text{расч}} = (1,5 \div 2,0) P_{\text{пр II}}^{\text{кл.}}$$

Коэффициент здесь может быть увеличен до 2,0, так как прибавляется трение в салнике.

Конструкции клапанов и клапанных приводов, применяемых в детандерах, изображены на рис. VI-24 — VI-28.

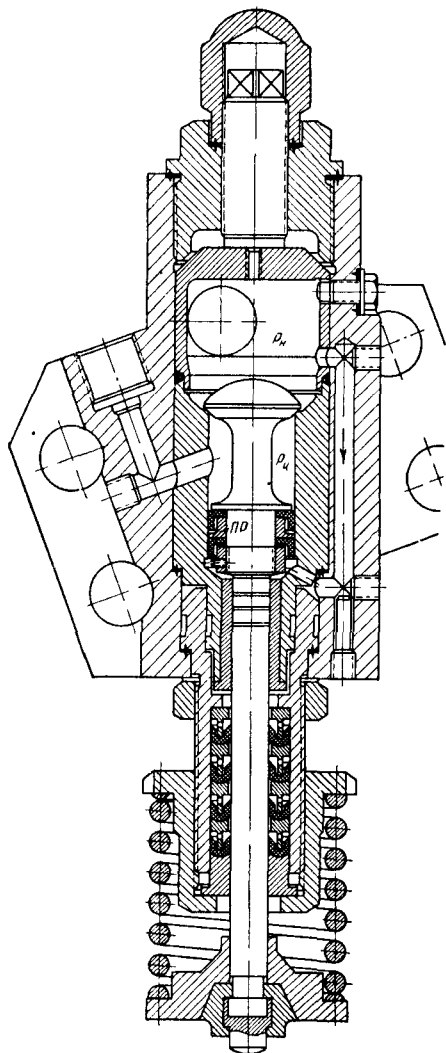


Рис. VI-28. Шпильный разгруженный клапан впуска;

ПР — поршень разгрузки

4. Эксплуатация детандеров

Регулирование холодопроизводительности детандеров

В процессе работы детандера и блока разделения иногда необходимо изменять холодопроизводительность детандера

Регулировать холодопроизводительность можно практически тремя способами: изменением числа оборотов машины, изменением степени наполнения (отсечкой) и снижением начального давления.

Способ регулирования числом оборотов почти не меняет индикаторной диаграммы. На процесс в детандере оказывает влияние только изменение удельного теплопритока из окружающей среды.

При других способах регулирования, когда обороты машины сохраняются, на процесс также оказывает влияние удельный теплоприток, меняющийся от трения в цилиндре, поскольку количество работающего в нем газа изменяется.

Способ регулирования холодопроизводительности оценивают по удельной холодопроизводительности: чем выше эта величина, тем лучше данный способ регулирования.

При регулировании отсечкой и изменением давления количество перерабатываемого газа изменяется по следующему отношению: G/G_n ; G_n относится к нормальному (оптимальному) режиму машины.

При регулировании отсечкой

$$\frac{G}{G_n} = \frac{O + a}{O_n + a}.$$

При регулировании изменением давления

$$\frac{G}{G_n} = \frac{p}{p_n}.$$

Сравнение методов регулирования отсечкой и изменением давления позволяет сделать вывод, что качество регулирования отсечкой значительно выше качества регулирования снижением давления; при небольших диапазонах регулирования (в пределах 100—85%) без особого ущерба можно прибегать к регулированию снижением давления; для получения нужной холодопроизводительности при регулировании изменением давления требуется через детандер пропускать большее количество воздуха, чем при регулировании отсечкой, причем эта разность увеличивается с возрастанием степени регулирования.

Изменение η_u и T_4 при регулировании отсечкой и снижением давления приведено в табл. VI-13.

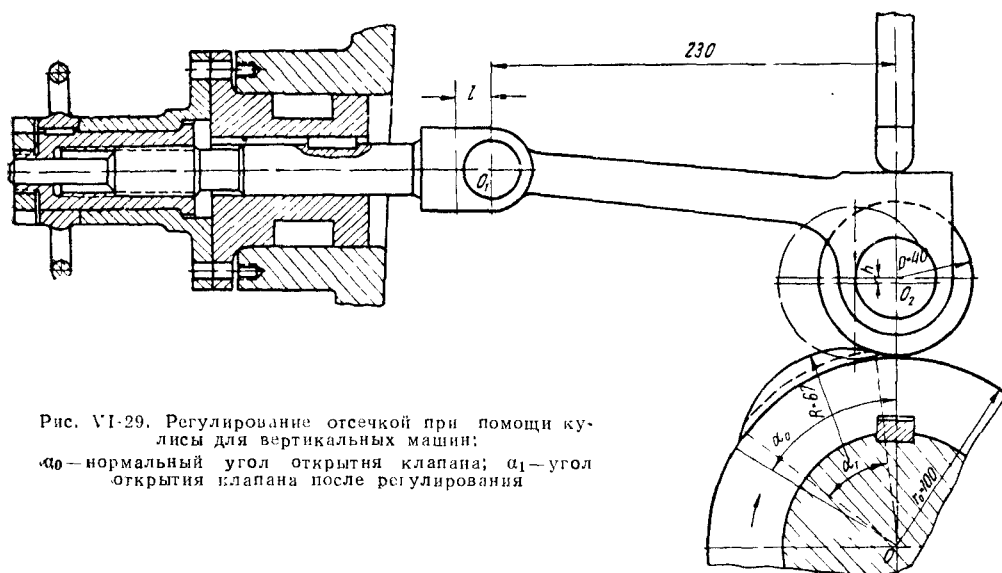


Рис. VI-29. Регулирование отсечкой при помощи кулисы для вертикальных машин;
 α_0 — нормальный угол открытия клапана; α_1 — угол открытия клапана после регулирования

ТАБЛИЦА VI-13. ИЗМЕНЕНИЕ
 УСЛОВНОГО К. П. Д.
 И ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ
 ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОТСЕЧКОЙ
 И СНИЖЕНИЕМ ДАВЛЕНИЯ. %

Параметры режима детандера	Изменение холодопроиз- водительности, %			
	100	90	70	50
$\eta_{\text{отсечкой}}$	100	99	96	88
давлением . .	100	96	92,5	83
$T_{\text{отсечкой}}$	100	100,5	103	111
давлением . .	100	102,5	109,5	125

Торможение детандера компрессором характеризуется следующим соотношением работ:

$$A_d = A_{\text{тр}} + A_k,$$

где A_d — работа детандера;

A_k — работа компрессора, зависящая от степени сжатия;

$A_{\text{тр}}$ — работа сил трения.

С ростом A_k при неизменной A_d величина $A_{\text{тр}}$ должна уменьшаться. Так как работа трения с уменьшением числа оборотов снижается, то с увеличением работы компрессора обороты детандера падают.

Пример конструкции для изменения отсечки дан на рис. VI-29. Основное назначение механизмов состоит в том, чтобы сохранить момент открытия клапана впуска, но изменить момент его закрытия. Это достигается смещением центра ролика навстречу движению кулака на величину $\alpha - \alpha_1$ и

опусканием ролика на величину h (см. рис. VI-29). Опускание ролика увеличивает зазор между бойком и толкателем, обеспечивая тем самым более быстрое закрытие клапана; смещением ролика можно добиться сохранения начала открытия клапана.

Смазка детандеров

Смазка механизма движения детандера не отличается от смазки механизма движения поршневого компрессора.

Смазку поршневых уплотнений детандеров высокого давления осуществляют механическими или пневматическими лубрикаторами, снабженными глазками для контроля смазки, с применением обратных клапанов, смонтированных в цилиндры. Масло подается на второе кольцо поршневого уплотнения сверху при положении поршня в нижней мертвой точке.

Для смазки цилиндров детандеров высокого давления используют веретенное масло АУ по ГОСТ 1642—50 с температурой застывания не выше -48°C .

При сниженном поршневом уплотнении можно повысить вязкость масла, применяя смесь 20—30% брайтстока и 80—70% веретенного масла.

Ориентировочно количество подаваемого масла определяют по формуле

$$M = \frac{2\pi D S n \cdot 60}{K} \varepsilon / \text{л}, \quad (\text{VI-41})$$

где D — диаметр цилиндра, м ;

S — ход поршня, м ;

n — число оборотов, мин ;

$K = 200$ для малых машин и 400 для крупных.

Для пересчета количества масла в граммах в капли принимают, что на 1 г веретен-

ного масла приходится от 15 до 20 капель, если контрольный глазок имеет калиброванное отверстие диаметром 2 мм.

Для смазки сальников и направляющих толкателей впускного клапана используют концентрированную смазку ЦИАТИМ-201 или 203.

Схема пневмолубриката показана на рис. VI-30.

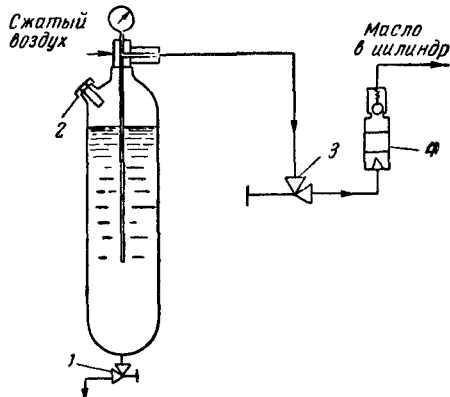


Рис. VI-30. Схема пневмолубриката:
1—вентиль слива; 2—пробка с фильтром для заливки масла; 3—вентиль тонкой регулировки; 4—глазок для контроля смазки

Недостатком пневмолубриката является то, что при остановке детандера и задержке закрытия вентиля лубриката в цилиндр детандера может быть подано слишком много масла.

Очистка детандерного воздуха от масла

Для уменьшения количества масла, попадающего в детандерный воздух, следует: удалять поршневое уплотнение от головки поршня так, чтобы при нижнем положении поршня зона зеркала цилиндра, по которой пробегают поршневые кольца, не омывалась рабочим газом; соблюдать режим нормированной подачи масла; исключить насосное действие поршневых колец; защитить цилиндр от попадания смазки механизма движения, установив маслосливающие кольца или сальники.

Для того чтобы воспрепятствовать проникновению с воздухом в блок разделения масляного инея, после детандера устанавливают детандерные фильтры. В установках с крупными детандерами применяют два последовательно включенных фильтра, из которых второй по ходу воздуха является страхующим.

В качестве фильтрующего элемента используют набор перфорированных металлических стаканов, обтянутых чулками из шинельного сукна. Между чулком и стаканом помещают слой перкаля или тонкого стеклянного полотна для задержания ворсинок сукна.

Поток воздуха направляют снаружи стакана внутрь.

Объемная скорость прохождения воздуха 0,01—0,013 м³/сек на 1 м² номинальной поверхности. При обычном коэффициенте перфорации, равной 0,5—0,6, фактическая скорость воздуха через ткань составляет 0,016—0,025 м³/сек на 1 м² поверхности.

Монтаж детандеров

После укладки коленчатого вала в картер вертикального детандера на картер по контрольным шпилькам устанавливают средник. В стык во избежание просачивания масла прокладывают два ряда шелковой нитки или промасленный ватман.

Картер со средником скрепляют болтами, после чего закрепляют стаканы или крышки подшипников. Необходимо обеспечить подвижность вала вследствие температурных деформаций.

При сборке шатуна с кресткопфом, если внешняя головка шатуна имеет подшипник скольжения, нижнюю головку закрепляют шатунными болтами. Набором прокладок обеспечивают зазор между заливкой из баббита и шейкой коленчатого вала, равный 0,1—0,15 мм. Корончатые гайки шатунных болтов тщательно зашплинтовывают.

Сборку наборого поршня производят так, чтобы обеспечить зазор от оси набора, равный 0,04—0,08 мм. Проверяют контровкой гайки поршня. Не допускают малейшего излома стопорных устройств.

При установке поршней в кресткопфы на сферическую пятку с подкладной шайбой зажатием фольги проверяют зазор между опорным буртиком поршня и крепящим фланцем или гайкой. Зазор должен быть равен 0,15—0,2 мм.

При монтаже системы циркуляционной и цилиндрической смазки ручным прокручиванием коленчатого вала убеждаются в правильности установки шестеренчатого насоса и лубриката. Все соединения контрят.

Для установки цилиндра поршень ставят в верхнее положение. При этом необходимо следить за правильным входом поршневых колец в цилиндр. Зазор между поршнем и цилиндром должен быть повсюду одинаков.

Допускаются следующие зазоры:

Диаметр поршня, d	30	80	150 мм
Зазор	0,05	0,07	0,10 мм

При помощи щупа проверяют равномерность затяжки фланца цилиндра.

При сборке и разборке поршневого набора поршень устанавливают в тиски; место зажима защищают от смятия медными или алюминиевыми подкладками.

При установке уплотнительного набора проверяют, составлены ли комплекты элементов с одним маркировочным номером. Уплотнительные кольца должны свободно проворачиваться в канавках вручную. Зазор между уплотнительными и проставоч-

ными кольцами должен быть равен 0,04—0,06 мм.

Замки колец распределяют по окружности равномерно.

Маховик и шестерни привода клапанов насаживают на вал только при помощи специальных приспособлений, не пользуясь ударами молотка.

При сборке впускных клапанов зазор между шариком и толкателем в шариковых клапанах должен быть равен 0,2—0,4 мм; зазор регулируется бойком толкателя.

Момент подъема шарика проверяется индикатором; зная шаг резьбы толкателя, боек поворачивается в обратном направлении для обеспечения нужного зазора.

В шпindelных клапанах зазор должен быть равен 0,2—0,4 мм и регулируется в толкателях при помощи щупа. Начало открытия шпindelного клапана определяется по закусыванию щупа или листка бумаги толщиной 0,03 мм, вложенных между бойком и толкателем клапана.

Зазоры в выпускных клапанах должны быть равны 0,2—0,3 мм и регулируются толкателями.

При сильных клапанных пружинах сборку клапанов производят в тисках с приспособлениями, входящими в комплект машины.

Сальники впускного и выпускного клапанов ставят после тщательного осмотра качества набивки, особенно кожаных манжет-воротников, которые не должны иметь трещин, надорванных или неровных кромок и должны быть покрыты смазкой ЦИАТИМ-201 или 203.

Для контроля правильности сборки клапанного распределения поворотом коленчатого вала проверяют соответствие фаз распределения круговой диаграмме.

Для контроля качества монтажа и ремонта производят пробный запуск детандера, во время которого проверяют действие центробежного выключателя.

Правила обслуживания детандеров

Подготовка к пуску

При подготовке к пуску необходимо:

1) проверить, чтобы все дефекты, выявленные в периоде предыдущей эксплуатации, были устранены, а ремонтные работы были выполнены качественно;

2) подтянуть болты и шпильки всех соединений детандера, крепления его к фундаменту, проверить контровку соединений;

3) сделать ревизию фильтров, проверить количество и качество масла в баках, заполнить лубрикатор маслом, глазки для контроля подачи смазки в цилиндры должны быть чистыми и заполненными прозрачным водным раствором буры или глицерин; прокачать вручную лубрикатор до

появления капель масла в обратном клапане; после присоединения обратного клапана подать в цилиндр 8—12 капель масла при помощи ручной прокачки;

4) проверить натяжение ремней клиноремной передачи;

5) повернуть вал детандера на 1,5—2 оборота при открытых контрольно-спускных вентилях на трубах входа и выхода воздуха, убедиться в четкости открытия и закрытия клапанов.

Примечание. Если во время останковки проводились работы, которые могли нарушить установленное распределение клапанов детандера, необходимо проверить и установить правильные фазы распределения по круговой диаграмме;

6) поставить поршень детандера в пусковое положение, отвести устройства для поворачивания вала, отжать колодочный тормоз;

7) провести пробный пуск детандера, в процессе которого убедиться в правильности действия защитного устройства от «разноса».

Пуск

Пуск от электродвигателя

1 способ пуска:

1) проверить открытие вентиля детандерного воздуха на трубе его подачи в блок разделения;

2) включить электродвигатель детандера;

3) открыть (медленно до полного открытия) запорный вентиль для подачи воздуха в детандер;

4) убедиться в правильной работе системы смазки и отсутствии ненормальных стуков в движущихся частях детандера.

II способ пуска:

1) проверить открытие вентиля детандерного воздуха на трубе его подачи в блок разделения;

2) проверить, установлен ли поршень в нижней (задней) мертвой точке (клапан впуска при этом будет закрыт);

3) открыть медленно и полностью запорный вентиль для подачи воздуха в детандер;

4) включить электродвигатель детандера;

5) убедиться в правильной работе кривошипно-шатунной группы машины, а также в отсутствии каких-либо стуков.

II способ целесообразно применять при пуске крупных машин (тига ДВД-6).

Пуск сжатым воздухом

1) поставить поршень детандера в положение начала открытия клапана впуска, т. е. несколько пройдя верхнюю (переднюю) мертвую точку; в этом положении маховик фиксируется специальной защелкой;

2) приоткрыть резко, но немного, запорный ventиль на трубопроводе впуска воздуха в детандер так, чтобы поршень прошел нижнюю (заднюю) мертвую точку;

3) открывать медленно запорный ventиль для впуска воздуха в детандер, постепенно повышая его обороты, но не доводя их до нормальной величины;

4) включить электродвигатель;

5) открыть полностью запорный ventиль на трубе впуска воздуха в детандер.

Ведение нормального режима

Для ведения нормального режима необходимо руководствоваться следующими правилами:

1. Контролировать нормальное действие системы смазки детандера и своевременно пополнять количество масла в резервуарах.

Регулировать по контрольному глазку подачу масла в цилиндр.

Подачу смазки регулируют винтами на плунжерах лубрикатора (ввертывание винта увеличивает подачу смазки). При регулировании нельзя допускать ввертывания винта до отказа, так как отсутствие зазора между винтом и профильной шайбой лубрикатора может привести к поломке плунжера.

Подачу смазки к впускному клапану следует производить каждые полчаса вращением маховика масленки на 1—2 оборота.

Давление в системе циркуляционной смазки следует поддерживать в пределах 1,5—4 атм при помощи редукционного клапана, расположенного в корпусе насоса.

Периодически, примерно два раза в смену, нужно подавать смазку к втулкам толкателей и рычагов.

2. Следить за нормальной работой клапанов, за сохранением зазоров между клапанами и толкателями, за плотностью сальников. В сальниках с ручной затяжкой избегать зажатия шпинделя клапана. При появлении легкого постукивания клапана, свидетельствующего о закусывании шпинделя в сальнике, следует несколько отпустить сальниковую гайку.

Пружину выпускного клапана необходимо периодически очищать от снега, не допуская значительного намерзания снега между витками пружины.

3. Следить за нагревом частей детандера.

4. Следить за состоянием ременной передачи, предохранять ремни от попадания на них масла, не допускать проскальзывания ремней на шкивах.

5. Проверять в детандерах с неразрезными клапанами впуска один раз в сутки действие предохранительных клапанов.

Во избежание обмерзания следует обеспечить постоянный обдув предохранительного клапана сухим отбросным азотом.

6. Регулировать по указанию аппаратчиков холодопроизводительность детандера в соответствии с режимом работы воздухо-разделительного аппарата.

Примечание. У вертикальных детандеров регулирование холодопроизводительности осуществляется перемещением валика регулятора, связанного с кулисой впуска. При вращении маховика регулятора по часовой стрелке валик выдвигается и холодопроизводительность уменьшается. В горизонтальных детандерах холодопроизводительность регулируется изменением положения ролика кулисы впуска. Перемещение ролика вверх увеличивает холодопроизводительность детандера. Не следует опускать ролик кулисы впуска от нулевого положения более чем на десять делений во избежание возможной поломки деталей кулисы.

7. Содержать машину в чистоте.

8. Остановить немедленно детандер при появлении внезапных стуков, нагреве подшипников выше 70 °С, разрыве предохранительной мембраны, внезапном падении давления масла в циркуляционной системе, переходе в разнос, срабатывании предохранительного клапана.

Нормальная и аварийная остановка

Для нормальной остановки необходимо закрыть ventиль на трубе подвода воздуха в детандер, выключить электродвигатель и закрыть запорные ventили на трубе выхода воздуха из детандера.

При экстренной (аварийной) остановке необходимо:

1) воздействовать на рукоятку устройства ручного выключения;

2) выключить электродвигатель;

3) затормозить маховик колодочным тормозом (в крупных машинах);

4) закрыть ventиль на трубе подвода воздуха в детандер;

5) закрыть ventиль на трубе выхода воздуха из детандера;

6) открыть пробно-спускные ventили на впускном и выпускном трубопроводах;

7) восстановить рабочее положение клапанов-захлопок или других устройств аварийного выключения.

Основные неполадки в работе детандеров

В табл. VI-14 приведены неполадки, ухудшающие технологические параметры детандеров или нарушающие безопасность их работы.

Проверка плотности клапанов

Впускной клапан:

1. Ставят коленчатый вал в нижнюю (внешнюю) мертвую точку; если имеется тормоз, то при его помощи стопорят маховик. В этом положении клапан впуска закрыт, а клапан выпуска открыт.

ТАБЛИЦА VI-14. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ ПОРШНЕВЫХ ДЕТАНДЕРОВ

Характер неполадок	Причина	Способ устранения
I. Повышение температуры воздуха за детандером, происходящее при неизменной начальной температуре и давлении, но сопровождающееся дополнительными признаками 1. Самопроизвольное увеличение расхода воздуха в детандере	1. Неплотность закрытия впускного или выпускного клапана детандера а. Повреждение поверхности уплотнения клапанов (риски, выбоины) б. Образование задириков в направляющих деталях клапана в. Запаздывание закрытия клапана вследствие заедания шпинделя в сальнике, ослабления или обледенения пружины г. Попадание грязи на седло клапана д. Повреждение уплотнительной прокладки под седлом впускного клапана	Проверить поочередно плотность закрытия клапанов; освидетельствовать дефектный клапан и в соответствии с характером обнаруженной неполадки исправить одним из изложенных ниже способов а. При небольших повреждениях притереть соприкасающиеся поверхности клапана и седла; при значительных — сменить клапан; в поврежденном клапане проточить и притереть уплотняющие поверхности б. Зачистить поврежденные места; при значительных повреждениях проточить направляющие поверхности, сменить и подогнать соответствующие соприкасающиеся детали в. Попробовать устранить неполадку одним из следующих способов; провернуть шпиндель клапана; ослабить затяжку сальника; очистить пружину и шпиндель от отложений снега; обдуть сухим воздухом или азотом; подтянуть пружину, после чего проверить и при необходимости восстановить прежние зазоры между бойком клапана и толкателем г. Промыть и продуть клапаны и фильтр перед детандером д. Заменить прокладку
2. Нагревание цилиндра детандера	2. Возникновение значительного трения при движении поршня в цилиндре а. Недостаточное поступление смазки б. Повреждение поршневых колец (поломка, образование острых кромок, задиры)	а. Прочистить систему смазки, сменить масло и отрегулировать его подачу б. Сменить неисправные поршневые кольца

Продолжение табл. VI-14

Характер неполадок	Причина	Способ устранения
	в. Наличие задигов и рисок на рабочей поверхности цилиндра г. Попадание пыли сорбента из блока осушки	в. При наличии малых дефектов зачистить шлифовальным камнем вручную, при значительных дефектах расточить цилиндр и подогнать детали поршневого уплотнения по новым размерам г. Проверить фильтр перед детандером и в блоке осушки. Цилиндр и поршень промыть
II. Удлинение зоны обмерзания цилиндра детандера с заметным выбросом воздуха из картера	Пропуск воздуха через поршневое уплотнение а. Повреждение поршневых колец (поломка, большой износ, сильные задиры) б. Значительное повреждение рабочей поверхности цилиндра (глубокие риски, большой износ) в. Плохая пригонка поршневых колец	а. Сменить поршневые кольца б. Расточить цилиндр, подогнать детали поршневого уплотнения по новому диаметру (при расточке не должно допускаться увеличение диаметра цилиндра более чем на 5% от номинального размера) в. Осуществить необходимую пригонку поршневых колец к цилиндру и поршню
III. Детандер идет «в разнос» 1. Вступает в действие центробежный регулятор безопасности 2. Предохранительные устройства не действуют IV. Значительное повышение давления за выпускным клапаном, сопровождающееся резкими стуками клапана и угрожающее стойкости разрывной мембраны	1. Прекратилось тормозящее действие электрогенераторов вследствие снятия напряжения на его клеммах (например, по причине отключения пускателя, перегорания предохранителей и т. п.) или большого ослабления приводных ремней; клапан впуска не закрывается 2. Не отрегулированы или неисправлены предохранительные устройства Попадание значительного количества воздуха высокого давления в выпускную трубу	1. Проверить наличие электрического напряжения в сети, работу электрогенератора и его электрических устройств; проверить натяжение приводных ремней 2. Отрегулировать пружину центробежного выключателя, обеспечив действие последнего при заданном числе оборотов вала детандера Ликвидировать излишнее трение и заедание в парах движения

Продолжение табл. VI-14

Характер неполадок	Причина	Способ устранения
	1. Запаздывание закрытия клапана при заедании шпинделя в сальнике, ослаблении или обледенении пружины 2. «Заедание» толкателей в направляющих втулках 3. «Заедание» оси рычага впуска во втулке	1. См. рекомендации п. 1, 1, в 2. Увеличить подачу смазки, повернуть толкатель несколько раз вокруг оси 3. Увеличить подачу смазки
V. Значительное повышение температуры воздуха на пути от детандера до разделительного блока	Ухудшение изоляции трубы детандерного воздуха, сопровождающееся появлением сильного обмерзания кожуха	Проверить плотность набивки изоляции и ее влажность, при необходимости сменить изоляцию
VI. Недостаточное понижение температуры расширяемого воздуха в детандере при отсутствии дефектов, указанных в п. I и III.	1. Неправильная установка фаз воздухораспределения 2. Велико вредное пространство	1. Проверить зазоры между бойками и толкателями; проверить фазы воздухораспределения согласно данным формуляра перемещением ролика кулисы и положения бойков; установить правильное воздухораспределение и зазоры между бойками и толкателями 2. Проверить линейное вредное пространство и установить его не более 1—1,5 мм (согласно формуляру)
VII. Резкие односторонние удары в цилиндре детандера	Нарушение контровки соединения головки с телом поршня	Немедленно оставить детандер; разобрать и тщательно проверить все части; вопрос о ремонте или замене отдельных деталей решать в зависимости от результатов освидетельствования
VIII. Разрыв предохранительной мембраны при отсутствии механических неполадок клапанов, отмеченных в п. III	1. Установка неоттарированной мембраны 2. Колебания мембраны от пульсации газового потока 3. Неправильная установка фаз воздухораспределения	1. Установить оттарированную предохранительную мембрану 2. Установить перед мембраной успокоитель потока 3. См. п. VI, 1
IX. Срабатывает предохранительный клапан	Клапан выпуска не открывается	Немедленно установить детандер. Установить причину повреждения выпускного клапана Сменить выпускной клапан

2. Отвертывают колпачковую гайку предохранительной мембраны или открывают пробный вентиль на выходном трубопроводе.

3. Проверяют, открыт ли выпускной клапан и закрыт ли впускной.

4. Открывают немного вентиль на трубе для подвода воздуха высокого давления в детандер. Появление утечки воздуха через отверстие для предохранительной мембраны или пробный вентиль указывает на неплотность впускного клапана

Выпускной клапан:

1. Отвертывают колпачковую гайку предохранительной мембраны, установленной на выходном трубопроводе или открывают пробный вентиль на этом трубопроводе.

2. Ставят поршень в положение нижней (внешней) мертвой точки так, чтобы выпускной клапан был закрыт. Маховик закрепляют при помощи тормоза.

3. Открывают впускной клапан, для чего между концом толкателя и бойком клапана прокладывают пластину толщиной 4—5 мм.

4. Открывают немного вентиль на трубе для впуска воздуха высокого давления в детандер. Появление утечки воздуха через отверстие для предохранительной мембраны указывает на неплотность выпускного клапана.

Примечание. Перед проверкой плотности клапанов трубопровод для выпуска воздуха из детандера должен быть отключен от блока разделения.

Другой способ проверки плотности выпускного клапана состоит в следующем: открывают пробный кран на выпускном воздухопроводе или отвертывают предохранительную мембрану; поршень ставят в верхнюю (внутреннюю) мертвую точку и затормаживают маховик колодочным тормозом; слегка открывают запорный вентиль на впускном трубопроводе для проверки наличия пропуска воздуха через клапан.

ЛИТЕРАТУРА

1. Епифанова В. И., Гильман И. И. Рабочий процесс поршневого детандера. Кислород, 1951, № 3.
2. Епифанова В. И., Гильман И. И. Экспериментальное исследование поршневых детандеров высокого давления. Кислород, 1951, № 4.
3. Головищев А. К вопросу о расчете поршневого детандера. Сб. работ МВТУ № 75. Машгиз, 1958.
4. Гридин В. Прямоточный поршневой детандер с обратным сжатием. Кислород, 1959, № 3.
5. Василеико А. Экспериментальное исследование поршневого детандера высокого давления. Кислород, 1958, № 5.
6. Герш С. Я. Глубокое охлаждение, ч II. Госэнергоиздат, 1960.
7. Глизианенко Д. Л. Получение кислорода. Изд. 4. Изд-во «Химия», 1965.
8. Ардашников И. Я. Детандер-компрессор ДК-50. Кислород, 1948, № 1.
9. Усюкин И. П. и др. Машин и аппараты, установки для разделения воздуха методом глубокого охлаждения, атлас. Машгиз, 1959.
10. Типовой технологический регламент ВНИИКИМаша по производству технического кислорода. Металлургиздат, 1958.
11. Ишкнин И. П., Бродянский В. М. Термодинамический анализ необратимых низкотемпературных процессов. Журнал технической физики, т. XXII, 1952, № 11.
12. Захаренко и др. Поршневые компрессоры. Машгиз, 1961.
13. Фрейкель М. И. Поршневые компрессоры. Машгиз, 1960.
14. Вейнберг Б. С. Компрессоры холодильных установок, 1961.
15. Львов Е. И. Динамика поршневых двигателей. ОНТИ, 1936.
16. Kältetechnik, 1964, № 1.

Глава VII

Насосы для сжиженных газов

1. Конструкция насосов

Области применения насосов

Поршневые насосы для низкотемпературных сжиженных газов (жидкого кислорода, азота, аргона) предназначены для подачи сравнительно небольших количеств жидкости при относительно высоких давлениях.

Поршневые насосы в комплекте с испарителями (так называемые насосы-газификаторы) находят широкое применение вместо теплых и холодных газификаторов. Они предназначены для газификации кипящей жидкости, забираемой насосом из емкостей, при наполнении баллонов газом давлением до 150, 230 или 400 кг/см² или же для подачи газа в сеть потребителя при давлении до 15 кг/см².

Процесс газификации жидкости осуществляется непрерывно, что по сравнению с процессом, протекающим в газификаторах (теплых или холодных), обеспечивает меньшие потери жидкости на испарение и большую безопасность работы.

Насосы также включают в комплект оборудования некоторых воздухоразделительных установок, особенно транспортных, что позволяет выдавать сухой сжатый газ в баллоны непосредственно из установки. В этом случае жидкость поступает в насос переохлажденной, а испаряется и нагревается при нагревании в теплообменнике, входящем в воздухоразделительный блок.

При использовании насосов в воздухоразделительной установке исключается необходимость в газгольдере, многоступенчатом компрессоре и громоздком блоке осушки. Большим преимуществом включения насосов в блок разделения является получение абсолютно сухого газа, что часто необходимо при применении газообразных азота, кислорода и аргона.

Классификация насосов

Конструктивно насосы различаются по расположению цилиндров, типу уплотнения и состоянию перекачиваемой жидкости.

По расположению цилиндров насосы делятся на вертикальные и горизонтальные; по типу уплотнения — на насосы с сальниковым уплот-

* В этой главе через *ат* или кг/см² выражено избыточное давление.

ТАБЛИЦА VII-1. НАСОСЫ ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ

Индекс насосов	№ чертежа ВНИИКИ МАШ	Давление $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	Производительность л/ч	Электродвигатель			Габариты: длина, ширина, высота мм	Масса кг
				тип	мощность квт	число об/мин		
НЖК-4	СВ2305	165	$46 \div 20$ $26 \div 11$	АО41-4Щ ₂	1,7	1420	1240 525 681	155
НЖК-7	СВ2311	165	90 ± 10	АО42-4Щ ₂	2,8	1420	1350 590 600	370
НЖК-9	СВ2313	5	От 1300 до 500	АО41-2Щ ₂	1,7	2860	1170 510 680	220
НЖК-11	СВ2316	240	50 ± 10	А42-4Щ ₂	2,8	1420	1240 525 680	160
НЖК-12	СВ2318	240	200	А42-4Щ ₂	4,5	2870	1230 615 685	400
НЖК-19	СВ2325	165	375 ± 25	АО52-6Щ ₂	4,5	950	1085 1070 1610	780
НЖА-22М	СВ2331	420	90 ± 20	АО52-4Ф ₂	7,0	1440	1450 600 1070	480
НЖА-24	СВ2330	420	200 ± 50	АО52-4Щ ₂	7,0	1440	1085 1070 1610	800

Примечание. У насосов НЖК-4, НЖК-9, НЖК-11, НЖК-12, производительность регулируют байпасированием, насосов НЖК-6 и НЖА-22м—при помощи отъемного пальца кривошипа; насос НЖК-9—

ненем и со щелевым уплотнением; по состоянию перекачиваемой жидкости — на насосы для непереохлажденной (кипящей) и для переохлажденной (некипящей) жидкости. К насосам, работающим на переохлажденной жидкости, относятся насосы, встроенные в воздухоразделительные блоки, так как наличие азота, имеющего более низкую температуру кипения, чем кислород, дает возможность получить необходимое для нормальной работы насоса переохлаждение жидкого кислорода перед поступлением его в насос.

В азотодобывающих установках к насосу подводят азот под избыточным давлением 4—5 ат, переохлаждаемый отбросным газом под избыточным давлением 0,4—0,5 ат.

Эти насосы выполняют одноступенчатыми со всасывающим клапаном и с сальниковым или щелевым уплотнением (см. рис. VII-1).

В табл. VII-1 даны характеристики насосов для переохлажденной жидкости.

К насосам, работающим на непереохлажденной жидкости, относятся так называемые насосы-газификаторы.

Их выполняют одноступенчатыми (до давления $40 \kappa\Gamma/\text{см}^2$) или двухступенчатыми с одной ступенью, работающей «под залпом», т. е. без всасывающего клапана, так как сопротивление этого клапана приводит к вскипанию жидкости, находящейся перед ним в состоянии кипения, что исключает возможность всасывания.

Уплотнение I ступени — щелевое, уплотнение II ступени — щелевое или сальниковое

ПЕРЕОХЛАЖДЕННЫХ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ

Конструктивные данные						Диаметральный зазор в щелевом уплотнении мм	Описанный объем при максимальном ходе д/с	Средняя скорость поршня м/сек	Расположение цилиндров и тип уплотнения
диаметр плунжера мм	ход, мм		число двойных ходов в мин	число линий	усилие по линии кг				
макс.	мин.								
15	70 40	30 15	90	1	300	—	67 38	0,21	Горизонтальная машина, уплотнение сальников
20	80	—	90	1	520		136	0,24	То же
50	70	30	180	1	100	0,06÷0,08	1480	0,42	Горизонтальная машина, уплотнение щелевое
20	60	30	90	1	760	0,025÷0,03	100	0,18	То же
20	80	40	200	1	760	0,03÷0,04	300	0,54	» »
28	60	—	125	2	1000	0,04÷0,05	550	0,25	Вертикальная машина, уплотнение щелевое
15	90	60	180	1	740	0,025÷0,03	170	0,54	Горизонтальная машина, уплотнение щелевое
20	60	—	180	2	1320	0,025÷0,03	418	0,37	Вертикальная машина, уплотнение щелевое

изменением хода при помощи кулисного механизма. Производительность насоса НЖА-24 регулируют не регулируемый.

В одноступенчатом насосе жидкость из емкости под небольшим избыточным давлением (0,5—0,6 ат) поступает в бачок поплавкового клапана, затем направляется в рубашку цилиндра, и далее, при ходе всасывания под действием статического столба через заливочные окна попадает в рабочую полость цилиндра.

При ходе нагнетания жидкость через нагнетательный клапан поступает в испаритель.

При давлении нагнетания 150 кг/см² и выше насосы для непереохлажденной жидкости выполняют двухступенчатыми (рис. VII-2).

В этих насосах I ступень работает «под заливом» и предназначена для принудительной подачи жидкости под небольшим

давлением через нагнетательный клапан I ступени в рабочую полость II ступени.

Из II ступени жидкость через нагнетательный клапан II ступени под необходимым давлением нагнетания поступает в испаритель.

В табл. VII-2 даны характеристики насосов для непереохлажденной жидкости.

Производительность насосов со щелевым уплотнением уменьшается с ростом давления, так как утечки через щелевое уплотнение пропорциональны давлению. Поэтому для насосов сжиженных низкотемпературных газов, работающих, как правило, с переменным давлением нагнетания, принимают среднюю производительность за период наполнения баллонов от давления, равного нулю, до максимального.

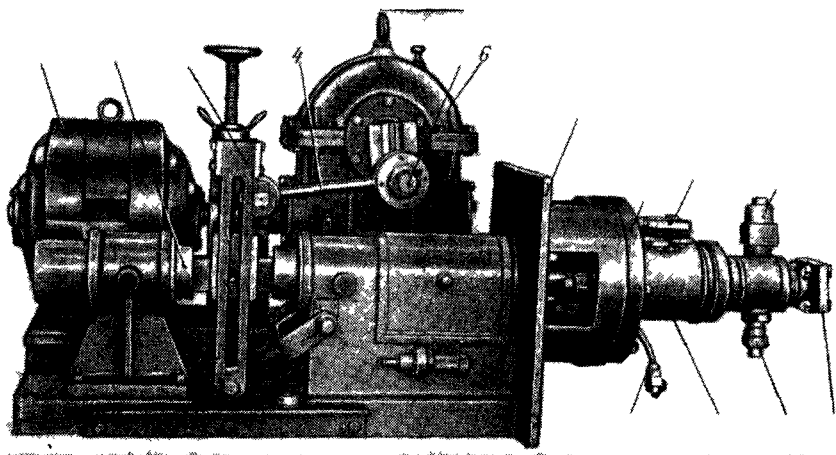


Рис VII 1 Насос типа НЖК 12 для персохлажденной жидкости:
 1—электродвигатель, 2—крейцкопф 3—кулисный механизм 4—шатун, 5—отъем-
 ный палец кривошипа, 6—редуктор червячный 7—рама насоса 8—плита изолиру-
 ющая, 9—штуцер выхода охлаждающего потока, 10—клапан нагнетательный, 11—шту-
 цер входа охлаждающего потока 12—клапан всасывающий 13—рубашка цилинд-
 ра, 14—трубка для отвода утечек газа через щелевое уплотнение

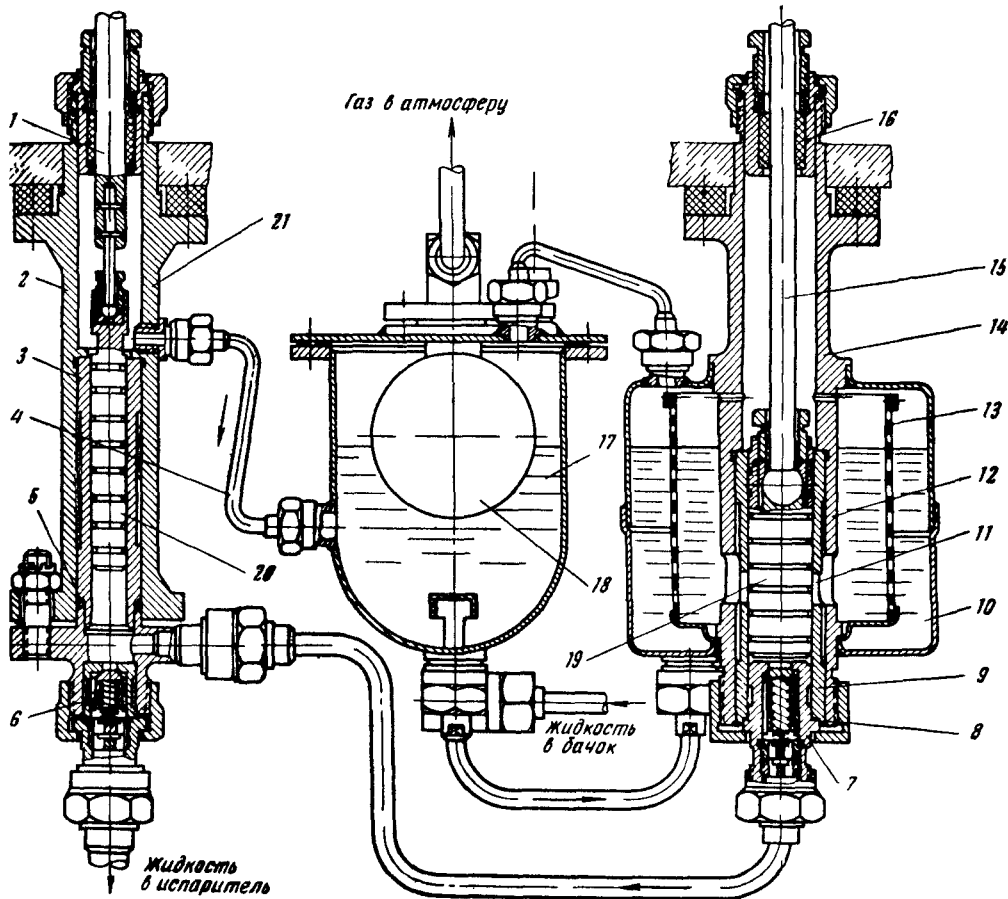


Рис VII-2 Цилиндрическая группа двухступенчатого насоса:

1—шток плунжера II ступени, 2—цилиндр II ступени, 3—втулка рабочая II ступени; 4— рубка
 возврата утечек 5—прокладка баббитовая, 6—клапан нагнетательный II ступени 7—клапан нагне-
 тательный I ступени 8—кольцо медное с расчеканкой, 9—втулка рабочая I ступени 10—рубашка
 цилиндра I ступени 11—заливочные окна цилиндра и рабочей втулки 12—цилиндр I ступени;
 13—фильтр сетчатый, 14—цилиндрическая группа I ступени, 15—шток плунжера I ступени 16—сальник
 теплового конца, 17—бачок поплавкового клапана, 18—поплавок, 19—плунжер I ступени
 20—плунжер II ступени, 21—цилиндрическая группа II ступени

Конструкция основных узлов насосов

Щелевое уплотнение

Щелевое уплотнение обеспечивается наличием соответствующего зазора между плунжером и втулкой. Этот зазор создает требуемую герметичность, не вызывая при этом значительного трения. Конструкции рабочей втулки и плунжера показаны на рис. VII-3.

ного слоя должны быть скруглены радиусом 0,2—0,5 мм.

При эксплуатации в результате истирания зазор между плунжером и втулкой увеличивается и производительность насоса постепенно уменьшается. При снижении производительности до минимально допустимой плунжер и втулку заменяют.

Продолжительность работы одной пары (плунжер — втулка) колеблется от 1000 до 1500 ч и более в зависимости от конструкции насоса и конечного давления. Насосы

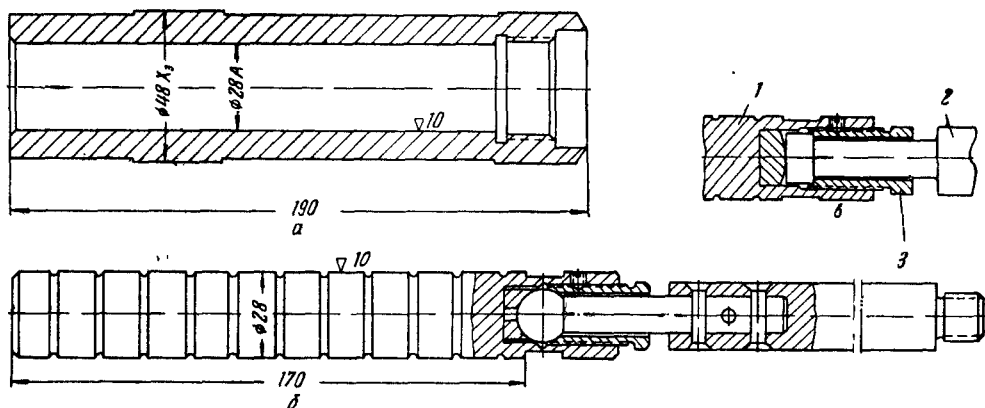


Рис. VII-3. Втулка и плунжер:

а—рабочая втулка; б—плунжер в сборе со штоком (соединение со сферической головкой); в—плунжер в сборе (соединение с плоской головкой); 1—плунжер; 2—шток; 3—разрезная гайка

Для нормальной работы щелевого уплотнения необходимо одинаковое расширение плунжера и сопрягаемой с ним втулки при изменениях температуры для сохранения постоянного зазора.

В плунжерных насосах для низкотемпературных сжиженных газов плунжер и сопрягаемую с ним втулку выполняют из хромомолибденовой стали марки 38ХМЮА с азотированием рабочей поверхности.

Азотирование производят на глубину 0,4—0,5 мм до твердости не ниже 92 единиц по Роквеллу (шкала 15 N); твердость измеряют после снятия слоя толщины 0,04—0,06 мм.

Внутренний диаметр втулки изготовляют по второму классу точности для отверстий, а плунжер подгоняют к втулке притиркой с диаметральной зазорной 0,025—0,08 мм в зависимости от диаметра плунжера и давления, создаваемого насосом (см. табл. VII-1 и VII-2).

Плунжер и комплектную с ним втулку после подгонки маркируют одним знаком.

Для разгрузки плунжера от бокового давления жидкости и некоторого улучшения смазки трущихся частей на плунжере протачивают кольцевые канавки глубиной 0,5—1 мм и шириной 1—2 мм.

Все острые кромки на рабочих поверхностях плунжера и втулки во избежание скалывания довольно хрупкого азотирован-

ного щелевым уплотнением выполняют для давления нагнетания до 420 кг/см².

Для самоцентрировки плунжера во втулке плунжер со штоком соединяют шарнирно.

Лучшую самоцентрировку, гарантирующую меньший износ втулки при работе насоса, обеспечивает соединение, при котором осуществляется контакт плоской головки со сферой (см. рис. VI-3, в).

Сальниковое уплотнение

Сальниковые уплотнения плунжерных кислородных насосов выполняют из чередующихся между собой уплотняющих колец прографиченного нитевидного свинца или шнуrowого асбеста и насыпного чешуйчатого графита, применяемого в качестве смазки (рис. VII-4).

Для изготовления уплотняющих колец применяют нитевидный свинец диаметром 0,3—0,5 мм с длиной нити не менее 100 мм (он может быть получен выдавливанием при помощи специального приспособления на токарном станке из заготовки, отлитой из отходов листа ролного свинца по ГОСТ 89—41) и чешуйчатый графит Тайгинского месторождения марки ТТ.

Уплотняющие кольца прессуют в штампе. Укладываемый в штамп нитевидный свинец обильно пересылают чешуйчатым графитом. В том же штампе прессуют кольца из чешуй-

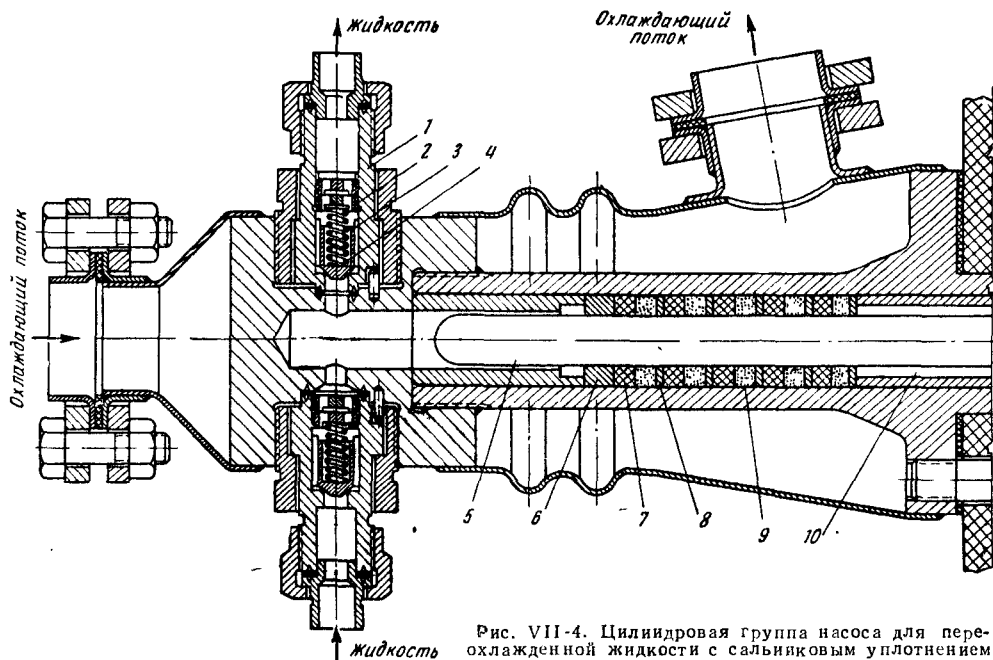


Рис. VII-4. Цилиндрическая группа насоса для пере-охлажденной жидкости с сальниковым уплотнением:

1—корпус клапана; 2—гайка; 3—наперсток клапана; 4—пружина; 5—плунжер; 6—кольцо подкладное из латуни ЛК80-3-3; 7—кольцо асбесто-графитовое; 8—шайба из латуни ЛК80-3-3 или ЛЖМц59-1-1; 9—кольцо из чешуйчатого графита марки ТТ ГОСТ 4596—49; 10—штулка направляющая из графита АГ-1500-С05

чатого графита, которые размещают в сальнике между свинцово-графитовыми кольцами. Для изготовления уплотняющих колец применяют шнуровой асбест с примесью хлопка (не более 5%) без инородных включений (пряжа для ткани КВ-2 фабрики «Красное веретено»). Способ изготовления асбесто-графитовых колец заключается в следующем:

а) чешуйчатый графит при постепенном помешивании добавляют в дистиллированную воду до густоты жидкой кашицы;

б) шнуровой асбест обволакивают этой массой, наматывают его на стержень пресс-формы и в тисках прессуют кольца (при этом часть воды отжимается);

в) просушивают кольца на открытом воздухе.

Сальник после 200—300 ч работы рекомендуется поджимать поворачиванием накидной гайки сальника на 1/2 оборота. После того как будет использована вся резьба, к сальнику добавляют два свинцово-графитовых (или асбесто-графитовых) кольца, а между ними помещают одно кольцо из чешуйчатого графита.

Для насосов, работающих на жидком азоте или жидком аргоне, сальники с чешуйчатым графитом непригодны, так как чешуйчатый графит обладает смазывающим свойством только при наличии окисной пленки. В этих насосах сальниковое уплотнение выполняют из кожаных воротников (двойная манжета) или полуворотников (елочная манжета) с размерами по ГОСТ 2749—52.

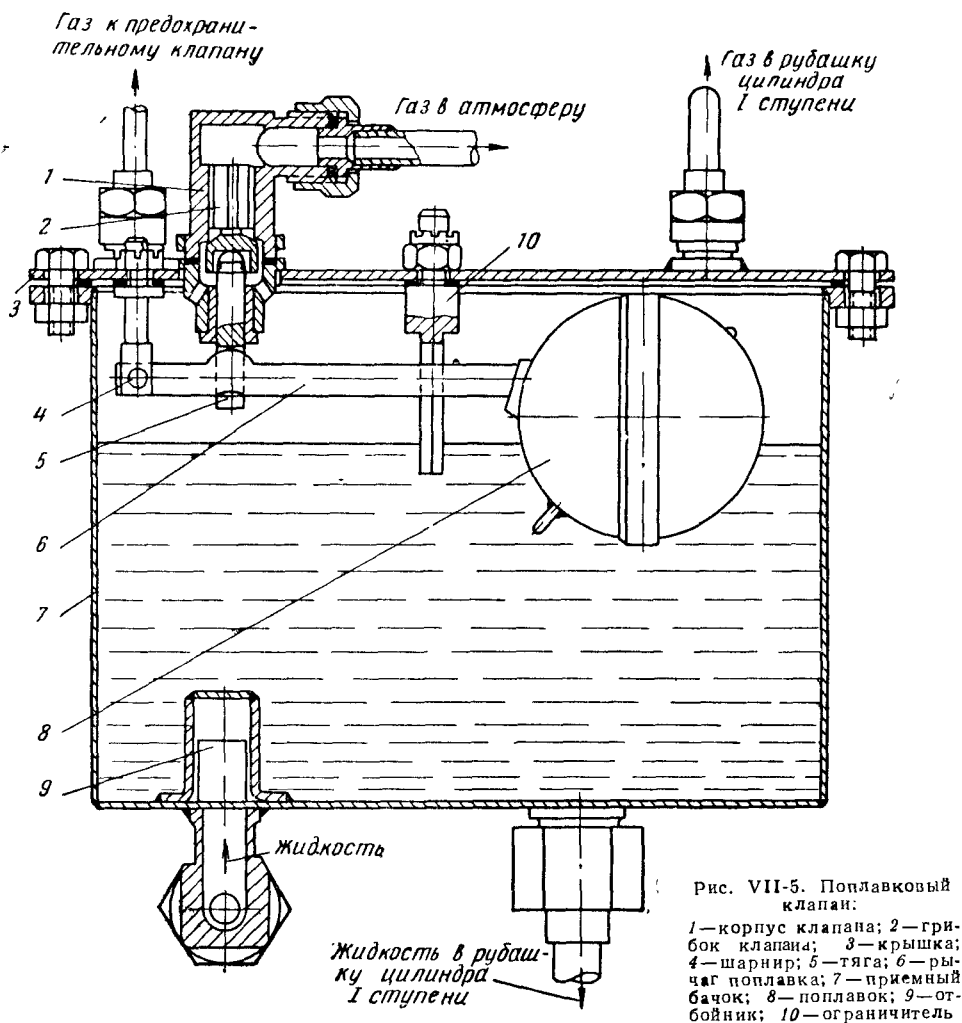
Воротники и полуворотники должны быть изготовлены из технического чепрака по ГОСТ 1898—48 или хромового чепрака по ТУ 36—13 Московского завода технических изделий в соответствии с техническими условиями на коженно-технические изделия ТУ № Р-1041—59.

Плунжеры изготовляют из нержавеющей стали марки 1Х18Н9 с тщательной полировкой их поверхности; овальность, конусность и биение допускают в пределах половины допуска на диаметр. Плунжеры направляют втулками из графита марки АГ-1500-С05, изготавливаемого Московским электродным заводом по ТУ 607—59.

Описанные выше сальники применяют в насосах при давлении нагнетания не более 165 кг/см².

Поплавковый клапан

Поплавковый клапан предназначен для поддержания постоянного уровня жидкости в рубашке цилиндра I ступени, с которой бачок поплавкового клапана соединен уравнительными трубками. Клапан устанавливают на выходе паров из бачка, что обеспечивает его работоспособность при большом диапазоне давлений в емкости, из которой поступает жидкость. При установке клапана на входе жидкости необходимо поддерживать в емкости вполне определенное расчетное давление; в противном случае клапан отжимается и переполняется бачок.



Поплавковый клапан (рис. VII-5) состоит из приемного бачка 7 (сварного из латуни или нержавеющей стали), укрепленного на крышке 3 корпуса клапана 1 с грибком 2, который тягой 5 связан с рычагом 6.

Один конец рычага 6 присоединяют на припое POS-40 к поплавку 8, а другой закрепляют на крышке шарнирно так, чтобы поплавок свободно плавал в жидкости. При определенном уровне жидкости поплавок свободно плавает, а другой конец рычага 6, закрепленный на крышке шарнирно так, чтобы поплавок свободно плавал в жидкости. При определенном уровне жидкости поплавок свободно плавает, а другой конец рычага 6, закрепленный на крышке шарнирно так, чтобы поплавок свободно плавал в жидкости.

При отборе жидкости из рубашки уровень жидкости понижается и поплавок, опускаясь, открывает клапан; газ из бачка начинает выходить и поступление жидкости возобновляется.

Практически поплавок находится во время работы находится в приоткрытом уравновешенном состоянии.

Поплавок изготавливают из меди в виде двух полушаров, соединенных между собой пайкой, и заполняют его сухим азотом при

давлении 3 ат. Это исключает возможность образования вакуума внутри шара при его охлаждении до температуры перекачиваемой жидкости.

Во избежание подъема давления в бачке поплавок устанавливается на линии газовой полости бачка устанавливаются вентиль сброса газа и предохранительный клапан (или разрывную мембрану), которые монтируются на раме насоса.

В некоторых насосах (типа НЖК-3, НЖК-10, НЖК-30) бачок поплавок клапана и рубашка цилиндра I ступени представляют собой одну деталь, отлитую из латуни ЛК80-3Л.

Всасывающий и нагнетательный клапаны

Клапаны, действующие автоматически, выполняют шариковыми или наперстковыми (см. рис. VII-6). Наперстки клапанов изготавливают из нержавеющей стали марки 1Х18Н9, тщательно обрабатывая уплотняющую и направляющие поверхности.

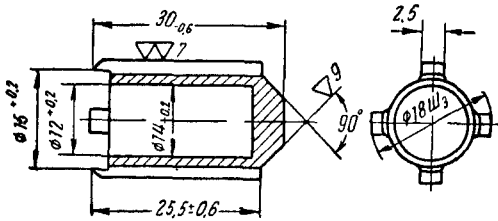


Рис. VII-6. Наперсток клапана

Для хорошей работы клапанов седла должны быть изготовлены из латуни марки ЛЖМц59-1-1; при этом отверстие в месте посадки шарика или наперстка для обеспечения правильной цилиндрической формы следует выполнять разверткой, а не сверлом.

Шарик клапана должен быть из нержавеющей стали; шарики из хромистой стали вследствие низкой температуры жидкого кислорода растрескиваются, что нарушает плотность клапана.

Перед монтажом клапан проверяют на закусывание, погружая его на 20 мин в ванну с жидким кислородом или азотом; после охлаждения клапан должен свободно перемещаться в направляющей.

Фильтр

Чтобы избежать загрязнения клапана всевозможными механическими частицами (шлаковой ватой, заусенцами, кусочками припоя и т. п.), на всасывающем трубопроводе перед всасывающим клапаном насоса устанавливают сетчатый фильтр (рис. VII-7). Фильтр выполняют из сетки № 0071 ГОСТ 6613—53.

Площадь отверстия в перфорированной трубке делают в два раза больше проходного сечения всасывающего трубопровода.

Жидкость следует подавать в наружную полость фильтра так, чтобы сетка прижималась к перфорированной трубке. Все детали фильтра, особенно внутренние его поверхности, должны быть выполнены очень аккуратно, без заусенцев и острых кромок и перед монтажом тщательно промываться и продуваться для того, чтобы сам фильтр не служил источником загрязнения клапанов.

В горизонтальных насосах, где плунжеры движутся в направляющих втулках из графита, а также при уплотнениях асбестово-графитовыми сальниками на линии возврата в колонну ставят фильтры из пористого металла (с размером частиц 0,2—0,3 мм по ВТУ 1083 ВНИИКИМАШа) для предотвращения попадания частичек графита в колонну и оттуда в насос.

Смазка механизма движения

Все части механизма движения насосов, кроме червячных редукторов, смазывают консистентными смазками ЦИАТИМ-201 или УТВ (№ 1—13).

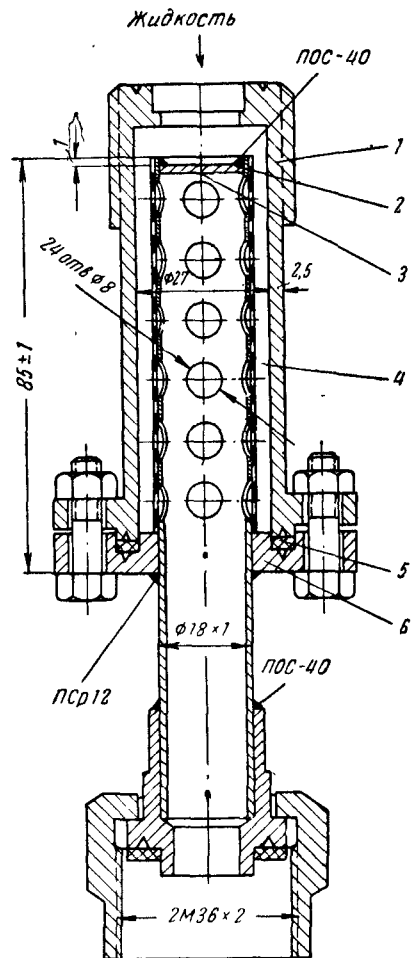


Рис. VII-7. Фильтр сетчатый
1—корпус фильтра; 2—трубка перфорированная; 3—донышко; 4—сетка; 5—прокладка; 6—фланец

Верхняя и нижняя головки шатуна снабжены игольчатыми или самоустанавливающимися роликовыми подшипниками, которые собираются на консистентной смазке. Периодически раз в 3 месяца смазку обновляют.

Перед заменой смазки подшипники тщательно промывают бензином марки А66 и просушивают. В некоторых насосах (НЖК-1М, НЖА-22, НЖК-12) через масленку типа 1-А1 ГОСТ 6303—56 в верхней головке шатуна каждые 300 ч работы пополняют смазку при помощи шприца.

Направляющие крейцкофа и оси шарнирных соединений кулисного механизма движения смазываются при помощи пресс-масленок типа IV-Б-12 (или IV-Б-25), которые регулярно раз в смену заполняют свежей смазкой.

В червячном редукторе применяют цилиндрическое масло марки 2, которое заливается в картер до красной черты на указателе уровня и периодически пополняют.

Если насос работает при температурах окружающего воздуха ниже 0°C , то в редуктор заливают веретенное масло марки АУ. Раз в месяц масло в редукторе полностью заменяют.

2. Расчет насосов

Производительность насоса для переохлажденной жидкости

Производительность определяют по формуле

$$V = V_{\text{оп}} \lambda \lambda / \text{ч},$$

где $V_{\text{оп}} = Z F s n \cdot 60 \cdot 10^{-3} \lambda / \text{ч}$;

$V_{\text{оп}}$ — объем, описанный плунжерами насоса;

F — площадь поперечного сечения плунжера, см^2 ; $F = 0,785d^2$;

d — диаметр плунжера, см ;

s — ход плунжера, см ;

n — число оборотов кривошипного вала или число двойных ходов в минуту;

Z — число линий;

λ — коэффициент подачи насоса.

Коэффициент подачи зависит от величины утечек через щелевое уплотнение и через клапаны (уменьшение производительности в результате сжимаемости жидкости в объеме вредного пространства составляет не более 3% и отдельно не учитывается).

Приближенно для вновь изготовленного насоса, когда зазор одинаков по всей длине щели, коэффициент подачи можно определить по формуле

$$\lambda = \frac{KV_{\text{оп}} - q_{\text{ут}}}{V_{\text{оп}}},$$

где K — коэффициент подачи при $P = 0$ ($K = 0,9-0,95$), учитывающий утечки в клапанах, неполноту залива цилиндра и т. п.;

$q_{\text{ут}}$ — утечки через щель за период нагнетания в течение часа работы насоса = $1800 q \lambda / \text{ч}$;

q — утечка, $\lambda / \text{сек}$.

Утечки жидкости через щель q определяют по формуле для ламинарного потока, введенной из уравнения Гагена — Пуазейля:

$$q = 0,833 \frac{\pi d \delta^3}{\eta l} p \lambda / \text{сек},$$

где d — номинальный диаметр плунжера, см ;

δ — ширина щели (радиальный зазор), см ;

l — длина щели (за вычетом канавок), см ;

η — абсолютная вязкость жидкости (для азота $17 \cdot 10^{-6}$; для кислорода $18,4 \cdot 10^{-6}$), $\text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2$;

p — избыточное давление, $\text{кг} / \text{см}^2$.

Расчет величины утечки через щель для определения паспортной производительности необходимо вести при среднем давлении для минимального радиального зазора (по чертежу) между плунжером и втулкой.

Паспортной производительностью насоса, работающего при переменном давлении

нагнетания, считается средняя производительность при наполнении баллонов до конечного давления (или производительность, замеренная по диафрагме при среднем давлении).

Паспортной производительностью насосов, работающих при постоянном давлении нагнетания, считается производительность, замеренная по диафрагме при данном давлении, а насосов, работающих при наполнении баллонов до 150 ат (избыточных) — производительность, замеренная по диафрагме при избыточном давлении $100-110 \text{ ат}$ (среднее давление); при наполнении до 240 ат (избыточных) — производительность при избыточном давлении $140-150 \text{ ат}$, при наполнении до 400 ат (избыточных) — производительность при избыточном давлении $280-300 \text{ ат}$.

Как видно из вышеприведенных формул, утечки через щель и, следовательно, производительность насоса прямо пропорциональны давлению нагнетания.

Так как утечка в щелевом уплотнении пропорциональна третьей степени радиального зазора между плунжером и втулкой, то на производительности насоса величина этого зазора сказывается очень значительно. Максимальный радиальный зазор, выраженный в микронах, рекомендуют выполнять равным $0,7-1,0 d$ (мм), а длину щели равной $5-7 d$.

Следует иметь в виду, что при прочих равных условиях уменьшение описанного объема изменением числа оборотов или хода приводит к уменьшению коэффициента подачи, так что насосы малой производительности менее эффективны. При этом некоторое увеличение зазора в насосах малой производительности сказывается значительно более резко, чем в насосах большей производительности. В насосах, выпускаемых промышленностью, коэффициент подачи при среднем давлении равен $0,6-0,8$ (рис. VII-8).

Число двойных ходов насоса (число оборотов коленчатого или кривошипного вала) берут равным $90-230 \text{ об/мин}$ в зависимости от необходимой производительности насоса так, чтобы диаметр плунжера не был меньше 15 мм (из конструктивных соображений), но и не более величины

$$d = \sqrt{\frac{P}{0,785p}} \text{ см},$$

где P — допустимое усилие по линии, кг ;

p — давление нагнетания, $\text{кг} / \text{см}^2$.

Если число оборотов больше 230 , то это приводит к ухудшению работы клапанов, а при работе насоса без всасывающего клапана — к уменьшению коэффициента подачи в результате ухудшения условий залива жидкости в полость цилиндра.

Если в механизм движения насоса включают червячный редуктор, то число оборотов кривошипного вала должно быть согласовано с передаточным числом редуктора и числом оборотов электродвигателя.

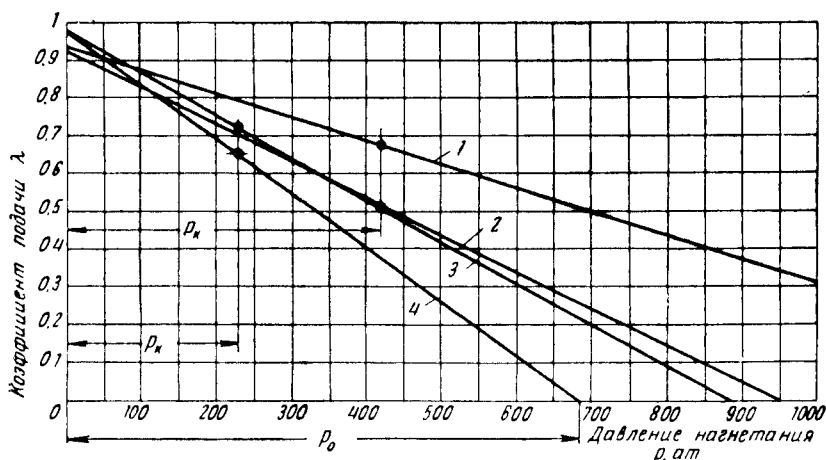


Рис. VII-8. График изменения коэффициента подачи насосов для переохлажденной жидкости:

1—НЖА-24, $V_{оп}=2.210$ л/ч, $p_k=420$ ат, $p_0=1480$ ат; 2—НЖА-22, $V_{оп}=170$ л/ч, $p_k=420$ ат, $p_0=940$ ат; 3—НЖК-12, $V_{оп}=300$ л/ч, $p_k=230$ ат, $p_0=890$ ат; 4—НЖК-11, $V_{оп}=100$ л/ч, $p_k=230$ ат, $p_0=680$ ат

Ход плунжера выбирают так, чтобы средняя скорость поршня $c_m = \frac{sp}{30}$ была равна 0,2—0,6 м/сек (меньшая — для насосов малой производительности).

Производительность насоса для непереохлажденной жидкости

Производительность двухступенчатого насоса высокого давления в основном зависит от работы II ступени, размеры которой определяют, как указано выше.

Размеры I ступени выбирают так, чтобы описанный объем I ступени был примерно в 2 раза более описанного объема II ступени; благодаря такому соотношению давление за I ступенью автоматически устанавливается равным 50—80 ат.

Это гарантирует обеспечение жидкостью II ступени в течение всего гарантийного срока службы насоса даже при наличии износа втулки и плунжера I ступени, так как для нормальной работы насоса достаточно иметь давление за I ступенью около 5 ат; при этом усилие по линии I ступени будет не более максимального усилия по линии II ступени (расчетное усилие).

Описанный объем I ступени насоса (работа без всасывающего клапана «под заливом») определяют по формуле

$$V_{оп I} = F_1 (s - b) n \cdot 60 \cdot 10^{-3} \text{ л/ч,}$$

где b — высота заливочных окон, см;

$$\frac{b}{s} = 0,25 - 0,4.$$

F_1 — площадь поперечного сечения плунжера I ступени $= 0,785 d_1^2 \text{ см}^2$.

При давлениях наполняемой емкости вы-

ше 50—80 ат давление за I ступенью будет неизменным, а коэффициент подачи, отнесенный к описанному объему II ступени, будет меньше единицы.

При давлениях ниже 50—80 ат, когда производительность I ступени больше описанного объема II ступени, часть жидкости, кроме полости II ступени, подается в нагнетательную линию, а потому коэффициент подачи, отнесенный к описанному объему II ступени, на этом участке больше единицы (рис. VII-9).

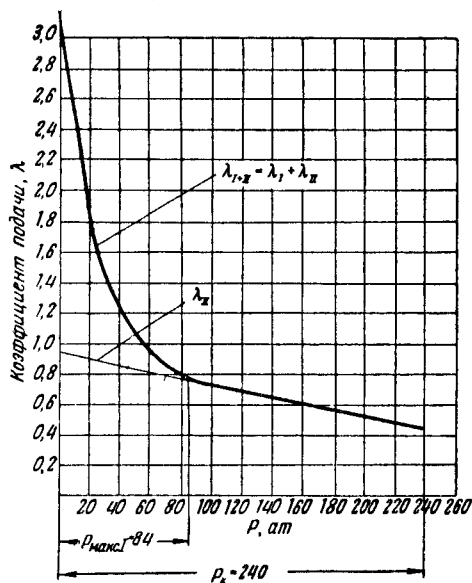


Рис. VII-9. График изменения коэффициента подачи насоса типа НЖК-1М для непереохлажденной жидкости

Температура жидкости в нагнетательной трубе за насосом

Увеличение температуры жидкости в процессе нагнетания определяют без учета теплопритока извне (величина которого обычно незначительна) при условии, что вся затрачиваемая работа идет на увеличение энтальпии жидкости.

Повышение температуры жидкости, подаваемой насосом,

$$\Delta t = 2,34 \cdot 10^{-2} \frac{p}{\rho c_p} \text{ град.}$$

где p — давление нагнетания, кг/см^2 ;
 ρ — плотность нагнетаемой жидкости, кг/л ;

c_p — удельная теплоемкость жидкости, ккал/(кг·град) .

Для азота при $P = 1 \text{ ат}$ и $T = 77^\circ \text{К}$
 $\rho = 0,81 \text{ кг/л}$; $c_p = 0,48 \text{ ккал/(кг·град)}$.

Для кислорода при $P = 1 \text{ ат}$ и $T = 90^\circ \text{К}$:
 $\rho = 1,14 \text{ кг/л}$; $c_p = 0,406 \text{ ккал/(кг·град)}$.

ТАБЛИЦА VII-3. ПОВЫШЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ
ЖИДКОСТИ ЗА НАСОСОМ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ P_H

Δt , град	Давление нагнетания P_H кг/см^2			
	100	200	300	400
Азот	6	12	18	24
Кислород . . .	5	10	15	20

В технологических расчетах установок с насосами удельное количество тепла, вносимого в установку насосом на 1 кг выдаваемого продукта, определяют по формуле

$$q_H = 2,34 \cdot 10^{-2} \frac{p}{\rho \lambda} \text{ ккал/кг,}$$

где λ — коэффициент подачи насоса.

Мощность,
потребляемая насосом

Эффективную мощность насоса определяют по формуле

$$N = \frac{Z V_{\text{оп}} p \cdot 10}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{мех}}} \text{ квт,}$$

где $V_{\text{оп}}$ — описанный объем, л/ч , одной линии (для двухступенчатого — объем II ступени);

p — давление нагнетания, кг/см^2 ;

Z — число линий;

$\eta_{\text{мех}}$ — механический коэффициент полезного действия, $0,6 - 0,85$ (меньший — для насосов малой производительности).

Мощность электродвигателя выбирают на 15—20% больше эффективной мощности.

Для двухступенчатых и однолинейных насосов рекомендуется принимать $Z = 2$.

Скорости
в трубопроводах и клапанах

$$w = c_m \frac{F}{F_1} \text{ м/сек,}$$

где c_m — средняя скорость поршня, м/сек ;
 F — площадь поперечного сечения плунжера, см^2 ;

F_1 — площадь поперечного сечения трубы или седла клапана $= 0,785 d^2$, см^2 ;

d — внутренний диаметр трубы или проходного отверстия в седле, см .

Для подсчета скорости в щели клапана площадь поперечного сечения определяют по формуле

$$F_1 = \pi d h \cos 45^\circ,$$

где h — подъем клапана, см .

Рекомендуемые скорости, м/сек :

во всасывающей трубе 0,5—1; в нагнетательной трубе и нагнетательном клапане 3—5; во всасывающем клапане 2—3.

При выборе h необходимо соблюдать соотношение $h n \leq 60$, что обеспечивает работу клапана без стука.

3. Эксплуатация насосов

Подготовка к пуску, пуск и остановка насоса-газификатора

1. Залить в испаритель воду и включить электронагреватели не позднее чем за 30 мин до пуска насоса.

2. Проверить внешним осмотром состояние механизма движения насоса; залить масло в редуктор до красной черты на указателе уровня, заполнить все колпачковые масленки смазкой и выдавить смазку на трущиеся поверхности.

3. Открыть вентиль входа жидкости в насос и вентиль сброса газа из бачка поплавкового клапана.

4. Поднять избыточное давление в резервуаре с жидкостью до 0,5—0,6 ат, открыть вентиль выхода жидкости из резервуара и начать охлаждение насоса.

Охладить насос до момента закрытия поплавкового клапана, о чем судят по значительному уменьшению выхода паров из трубы за поплавковым клапаном.

5. Проверить готовность наполнительной ramпы. Все вентили на нагнетательной линии от насоса до наполняемой емкости открыть.

6. Убедиться в свободном перемещении плунжера во втулке, произведя 2—3 кратковременных включения электродвигателя насоса.

7. Пустить насос на постоянную работу, предварительно убедившись, что вода в испарителе нагрета примерно до 80°C , а емкость готова к приему газа. Вентиль сброса газа из бачка при нормальной работе должен быть закрыт; если в бачке образуется

много паров в результате высокой температуры окружающей среды или недостаточно хорошей изоляции трубопровода на пути от резервуара к насосу и эти пары не успевают выбрасываться через трубу за поплавком, препятствуя подаче жидкости в бак, то разрешается вентиль сброса газа из бака держать открытым так, чтобы жидкость из бака не выплескивалась.

8. При остановке насоса необходимо закрыть вентиль входа жидкости в насос; выключить электродвигатель насоса и электронагреватели испарителя; открыть вентиль сброса газа из бака поплавкового клапана.

Подготовка к пуску, пуск и остановка насоса, работающего с блоком разделения

1. Подготовить к пуску механизм движения, как указано в предыдущем разделе.

2. Проверить готовность к работе узла выдачи газа потребителю; открыть все вентили на нагнетательной линии от насоса до наполняемой емкости.

3. Открыть вентиль входа жидкости в насос и вентиль на линии утечек (за щелевым уплотнением).

Интенсивное охлаждение цилиндрической группы насоса происходит во время накопления жидкости в блоке разделения; в кислорододобывающих установках — отбросным газом, идущим из переохладителя через рубашку кислородного насоса в теплообменник; в азотодобывающих установках — потоком жидкости из испарителя, поступающим после дроссельного вентиля через рубашку насоса в конденсатор.

4. Продуть всасывающую линию открытием продувочного вентиля и убедиться в наличии жидкости перед насосом.

5. Закрыть продувочный вентиль и произвести 2—3 кратковременных включения и выключения электродвигателя насоса; при этом убедиться в свободном перемещении плунжера во втулке и сальнике.

6. После наладки режима блока разделения включить электродвигатель насоса на постоянную работу; включать насос при отсутствии жидкости категорически запрещается.

7. Привести в соответствие производительности насоса и блока разделения так, чтобы была обеспечена требуемая чистота газа, выдаваемого потребителю. Регулирование производительности насосов, встроенных в блоки разделения и предназначенных для выдачи всего получаемого продукта в виде газа, производят одним из следующих способов:

а) изменением числа оборотов электродвигатели постоянного тока;

б) изменением хода при помощи отъемного пальца кривошипа, кулисного механизма, перемещения эксцентрика и т. п.;

в) байпасированием части жидкости из нагнетательной линии в блок разделения;

г) дросселированием жидкости на всасывании (в азотодобывающих установках, где на всасывание поступает жидкость с давлением 4—5 атм).

8. При остановке насоса необходимо закрыть вентиль входа жидкости в насос; выключить электродвигатель; закрыть вентиль на линии утечек.

Техническое обслуживание работающего насоса

1. Следить за давлением нагнетания по манометру, стоящему на линии нагнетания, не допуская увеличения давления выше указанного на фирменной табличке насоса или в его паспорте.

2. Следить за производительностью насоса, фиксируя время наполнения емкости до определенного давления.

Водяная емкость баллонов, подключаемых к насосу, не должна быть меньше указанной в инструкции во избежание большого разогрева баллонов.

Если производительность падает ниже допустимой по инструкции, произвести при первой возможности ревизию цилиндрической группы и устранить причину падения производительности.

3. Следить за работой сальника теплового конца, не допуская сильных пропусков и обмерзания гайки сальника. В нормальном состоянии сальник должен быть плотен или может слегка пропускать, а гайка сальника может быть покрыта инеем.

Затягивать сальник надо так, чтобы не было чрезмерного нагрева штока.

Если подтягивание гайки не устраняет чрезмерной утечки холодного газа, то необходимо добавить к сальнику 1—2 кольца, остановив на некоторое время насос.

4. Следить за нормальной работой поплавкового клапана (при его наличии), которая характеризуется периодическим травлением газа в атмосферу без выплескивания жидкости.

5. Следить за работой механизма движения, не допуская увеличения температуры на поверхности трущихся деталей выше 60 °С (на ощупь).

Основные неполадки в работе насосов, их выявление и предупреждение

1. Осмотр кривошипно-шатунной группы насоса следует производить каждые 6 месяцев непрерывной эксплуатации, а также после аварий и перед началом работы, если насос хранился законсервированным более одного года.

При осмотре необходимо проверять состояние подшипников, шатуна, крейцкопфа и направляющей втулки, всех шарнирных узлов, червячного зацепления (при наличии червячного редуктора).

Боковой зазор в червячном зацеплении не должен превышать цифры, указанной в паспорте-формуляре. Если боковой зазор велик и червячная передача работает с большим шумом, то необходимо заменить колесо на запасное.

Следить за хорошим состоянием поверхности шариков, роликов и беговых дорожек в шарикоподшипниках. При осмотре руководствоваться указаниями каталога «Подшипники шариковые и роликовые». При наличии дефектов подшипники необходимо заменять новыми. Подшипники тщательно очищать от старой смазки бензином марки А66, просушивать и заполнять свежей смазкой.

После сборки прослушивать подшипники в работе для того, чтобы убедиться в отсутствии шумов. Проверять состояние всех шарнирных соединений; при значительном износе детали заменять на запасные.

При замене фетровых уплотнительных колец перед установкой их следует обрабатывать пропиткой техническим говяжьим жиром в течение 15—20 мин при температуре 55 °С или цилиндровым маслом марки 2 в течение 25—30 мин при температуре 100—110 °С, а затем подвешивать на 15—20 мин для удаления лишнего жира.

2. Осмотр цилиндрической группы производится только при значительном уменьшении производительности насоса.

Разбирать цилиндрическую группу в холодном состоянии не разрешается. Цилиндровую группу следует отогревать обдувом теплым азотом или воздухом с температурой не выше 70 °С при вынутой изоляции или совместно с блоком разделения до тех пор, пока температура деталей цилиндрической группы не станет равной температуре окружающей среды.

Производительность насоса может снизиться по причине появления утечек в прокладочных или паяных соединениях (на всасывающей или нагнетательной линиях, в местах подсоединения клапанов), при нечеткой работе клапанов, при увеличении зазора в щелевом уплотнении или выходе из строя сальника.

Появление утечек вызывает обмораживание кожуха насоса и после вскрытия кожуха и удаления изоляции обнаруживается визуально. Найденную неисправность следует устранить после отогрева цилиндрической группы с соблюдением правил техники безопасности.

Нечеткая работа клапанов может явиться следствием попадания посторонних механических частиц под клапан, образования риска на уплотняющих поверхностях клапана, закусывания клапана в седле.

Обнаружить неисправность клапана можно лишь после его вскрытия и тщательного осмотра состояния рабочих поверхностей.

Риски и другие механические повреждения уплотнительных поверхностей клапанов удаляют шкуркой вручную или на станке (более крупные дефекты устраняют проточкой на станке). После этого детали клапана

тщательно промывают, наперсток притирают к седлу и плотность притирки проверяют керосином в течение 10 мин; течи не допускаются.

Зазор в щелевом уплотнении увеличивается вследствие износа трущейся пары и это приводит к постепенному уменьшению производительности; при значительном снижении производительности плунжер и втулку заменяют на запасные, маркированные одним знаком.

Для хорошей работы сальникового уплотнения большое значение имеет прямолинейность плунжера, которую при осмотре необходимо проверять по шаберной плите; у плунжера не должно быть просветов по всей длине, во всех положениях при его вращении по окружности. Неровности следует устранять правкой на станке, после чего полировать мелкой, сильно затертой наждачной бумагой.

При набивке сальника нужно пользоваться трамбовкой, имеющей посадку X_3 или $Ш_3$, как по наружному, так и по внутреннему диаметру, что обеспечивает необходимую соосность набиваемого сальника.

Во избежание попадания под клапан всевозможных механических частиц на всасывающем трубопроводе в непосредственной близости от клапана устанавливают фильтр. Первое время после монтажа следует систематически (1 раз в кампанию) осматривать и очищать поверхность сетки фильтра; в дальнейшем эту операцию можно производить один раз в полгода. Если в первые дни после монтажа блока разделения насос перестает работать, то в первую очередь надо проверить, не забился ли фильтр и нет ли в клапане механических частиц.

3. При выемке втулки и клапанов следует пользоваться специальными пробками или съемниками, входящими в комплект поставки насосов.

При сборке цилиндрической группы насоса необходимо соблюдать полнейшую чистоту, пользоваться инструментом, предусмотренным в ЗИПе насоса.

Детали промывать четыреххлористым углеродом чистым для анализа по ГОСТ 5827—51 и тщательно просушивать.

Категорически запрещается промывать насос заливом в цилиндр спирта-ректификата или другого какого-либо растворителя.

Не допускать попадания влаги в насос и трубопроводы, так как она, во-первых, способствует ржавлению пары плунжер — втулка и, во-вторых, превратившись в лед, может привести к заеданию клапанов или к закусыванию плунжера во втулке.

Консервация насоса

При остановке насоса на срок более одного месяца или хранения на складе насос необходимо консервировать с применением антикоррозионных смазок; каждые 6 месяцев следует производить переконсервацию.

Поверхности, подлежащие покрытию антикоррозионной смазкой, должны быть очи-

щены от пыли, грязи, воды и следов коррозии непосредственно перед консервацией.

Загрязнения следует удалять ветошью, смоченной в бензине, следы коррозии — шкуркой зернистостью 180 или 220 с последующей промывкой в бензине и просушкой на воздухе в течение 30—40 мин.

Консервация запасных частей

Все запасные части, кроме втулок с графитом, следует покрывать слоем расплавленной до температуры 60—70 °С пушечной смазки погружением на 3—5 мин в ванну.

После охлаждения детали необходимо завернуть в водонепроницаемую бумагу. Направляющие втулки завертывают в водонепроницаемую бумагу в два слоя.

Консервация насоса сроком до 3 месяцев

Не разбирая механизм движения, очистить все детали от эксплуатационной смазки, грязи, пыли и покрыть их разогретой до 60—70 °С пушечной смазкой; масло из редуктора слить.

Отсоединить шток насоса от крейцкопфа и продвинуть плунжер в крайнее мертвое положение в глубь цилиндра, а выступающую часть штока с накидной гайкой и гайкой сальника обернуть водонепроницаемой бумагой в два слоя и обвязать шпагатом.

Если насос консервируют отдельно от блока разделения, то все выводные штуцера необходимо заглушить постановкой под нип-

пели и фланцы глухих паронитовых прокладок, обернуть водонепроницаемой бумагой в два слоя и обвязать шпагатом.

Если насос смонтирован в блоке разделения, то после слива жидкости из аппарата нужно закрыть все вентили, соединяющие насос с аппаратами блока разделения.

Консервация насоса сроком до 6 месяцев

Слить из редуктора масло; удалить отработавшую эксплуатационную смазку со всех деталей редуктора и механизма движения; после просушки покрыть их разогретой до 60—70 °С пушечной смазкой 3—4 мм.

Масленки и подшипники набить разогретой пушечной смазкой.

Фетровые кольца, бывшие в работе более 6 месяцев, заменить новыми.

Муфту и указатель уровня масла в редукторе обернуть водонепроницаемой бумагой в два слоя и обвязать шпагатом.

Вынуть плунжер (в сборе со штоком) из цилиндра, покрыть плунжер пушечной смазкой погружением в течение 4—5 мин, охладить и, завернув в два слоя водонепроницаемой бумагой, уложить в ящик ЗИП, предварительно прикрепив бирку.

Сальниковую набивку теплого конца удалить, под гайку сальника положить глухую паронитовую прокладку, всю выступающую часть цилиндра обернуть водонепроницаемой бумагой в два слоя и обвязать шпагатом.

В табл. VII-4 указаны основные материалы, применяемые для изготовления насосов

ТАБЛИЦА VII-4. ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НАСОСОВ

Материал	Применение
Сталь хромомолибденовая 38ХМЮА ГОСТ 4543—61	Плунжеры и втулки
Сталь нержавеющая 1Х18Н9, ГОСТ 5632—61	Штоки, цилиндры, наперстки клапанов
Припой ПОС 40, ГОСТ 1499—54 Припой ПСр 25, ГОСТ 8190—56.	Пайка рубашек к цилиндрам Пайка штуцеров, бортшайб и труб высокого давления
Латунь ЛК80-3Л, ГОСТ 1019—47	Обод червячного колеса и литые детали цилиндрической группы
Баббит Б16, ГОСТ 1320—55	Прокладки
Бронза ОЦС6-6-3, ГОСТ 613—50	Втулки шарнирных соединений
Латунь ЛЖМЦ59-1-1, ГОСТ 2060—60, ГОСТ 1019—47	Седла клапанов и цилиндры насоса (если они сварные)
Латунь ЛС59-1, ГОСТ 2060—60, ГОСТ 1019—47	Механически обрабатываемые детали цилиндрической группы
Бронза Бр.КМц3-1, ГОСТ 493—54	Пружины клапанов
Латунь Л62, ГОСТ 1019—47	Сварные бачки поплавкового клапана, трубы высокого давления
Латунь ЛКС80-3-3, ГОСТ 1019—47	Втулки крейцкопфов и втулки шарнирных соединений
Алюминий АД-М, ГОСТ 7869—56	Прокладки на высокое давление
Графит чешуйчатый марки ТТ, ГОСТ 4596—49	Для сальников кислородных насосов
Паронит, ГОСТ 481—58	
Графит АГ-1500-СО5, ТУ 607—59 Московского электродного завода	Прокладки на газ и жидкий кислород (или азот) при давлениях не более 50 атм Для втулок направляющих в горизонтальных машинах

Глава VIII

Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры)

1. Общие данные о центробежных компрессорах

Типы центробежных компрессоров, применяемых для воздухоразделительных установок

В современных цехах с крупными воздухо-разделительными установками центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) применяют для подачи сжатого воздуха в блоки разделения.

В установках газообразного и жидкого кислорода, работающих по циклу одного низкого давления (БР-1, БР-5, ТК-2000 и др.), центробежные компрессоры являются единственными машинами для сжатия перерабатываемого воздуха.

В установках газообразного кислорода, работающих по циклу двух давлений (КТ-3600; КТ-1000), центробежные компрессоры применяют для сжатия и подачи воздуха низкого давления; в установках жидкого кислорода (КЖ-1600) — в качестве первой ступени сжатия.

В крупных установках жидкого кислорода также используют центробежные компрессоры с повышенным конечным давлением сжатия.

Центробежные компрессоры применяют также для циркуляции азота в некоторых установках, подающих кислород в мартеновские печи, конвертеры и другие агрегаты.

Все большее применение центробежных компрессоров вместо поршневых обусловлено следующими их преимуществами: простотой устройства и обслуживания; надежностью в работе; наличием автоматического управления; равномерностью и непрерывностью подачи газа, в связи с чем не требуется установка громоздких буферных резервуаров; отсутствием примеси масла в потоке сжатого газа, что особенно важно для воздухоразделительных установок; возможностью получения больших производительностей, исчисляемых десятками, а иногда и сотнями тысяч кубических метров в час для одного агрегата; возможностью соединения с быстроходным двигателем, что обеспечивает простоту и компактность всей установки и снижает начальные затраты.

При конечном давлении сжатия 6—7 ат*, необходимом для воздухоразделительных установок, у центробежных компрессоров производитель-

* Давление всюду указано абсолютное.

ностью $10\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ и ниже изотермический к. п. д. несколько меньше по сравнению с хорошо выполненными поршневыми компрессорами такой же производительности. Но, учитывая перечисленные выше преимущества и меньшие эксплуатационные расходы, центробежные компрессоры даже при малой производительности иногда оказываются экономичнее поршневых.

Воздушные и газовые турбокомпрессоры работают на давление до 30 ат , а иногда и выше. Применение центробежных компрессоров на давления более $8\text{--}10\text{ ат}$, несмотря на несколько повышенный удельный расход энергии сжатия 1 кг газа, технически вполне целесообразно.

На рис. VIII-1 изображен центробежный компрессор конструкции завода ЧКД (Чехословакия). Такими компрессорами производятся $26\,000$ и $40\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ с конечным давлением сжатия до 7 ат оснащено большинство воздухооразделительных цехов. Компрессор состоит из двенадцати рабочих колес (двенадцать ступеней сжатия), разделенных на пять секций (групп). После каждой секции воздух отводится в выносной воздухоохладитель данной секции, из которого затем направляется в последующую секцию. После последней секции воздух перед поступлением в блоки разделения проходит конечный воздухоохладитель и влагоотделитель.

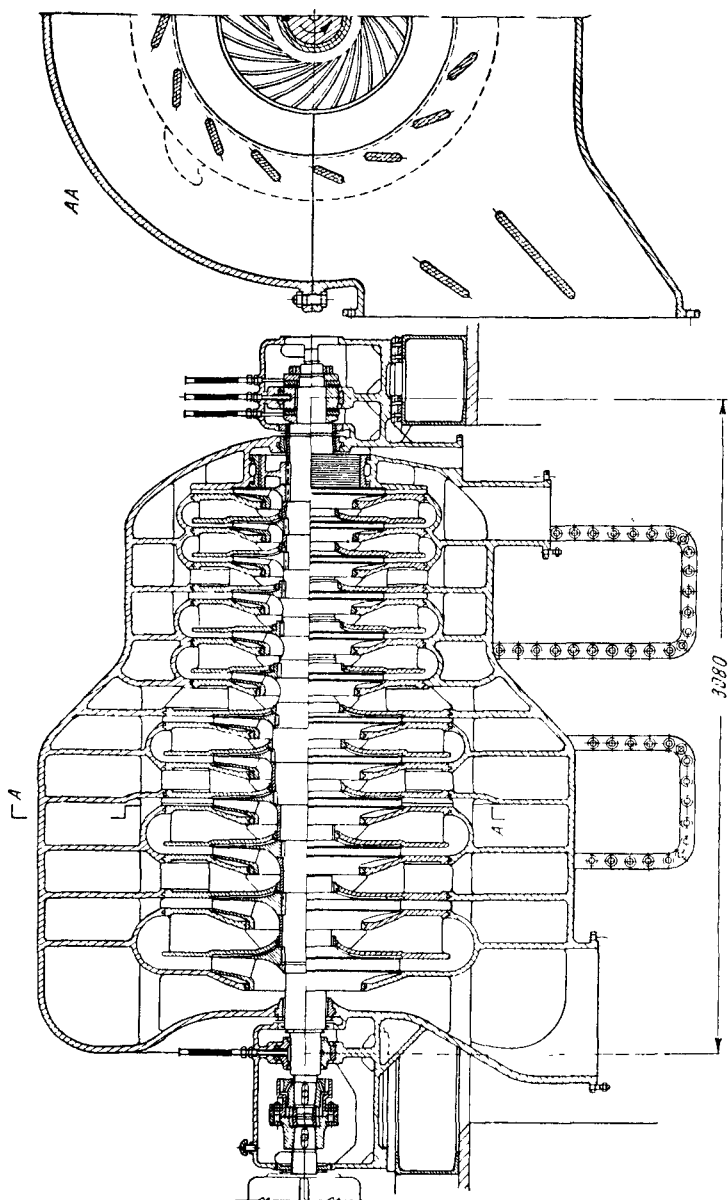


Рис. VIII-1. Центробежный компрессор конструкции завода ЧКД (Чехословакия)

Кроме центробежных компрессоров, в турбокомпрессоростроении широко применяют осевые компрессоры, существенно отличающиеся от центробежных как по принципу действия, так и по конструкции.

Осевые компрессоры пока не применяют в установках для разделения воздуха. Их используют преимущественно в газотурбинных и других специальных силовых установках, где требуются большие расходы и низкие степени сжатия воздуха и газа.

На рис. VIII-2 показан осевой компрессор. Ротор его в большинстве случаев выполнен в виде полого барабана, в пазах которого закреплены рабочие лопатки, чередующиеся с лопатками направляющих аппаратов, закрепленными в пазах корпуса. Таким образом, каждая ступень осевого компрессора представляет собой вращающуюся и неподвижную решетки, составленные из специально подобранных аэродинамических профилей.

При одинаковых степенях сжатия число ступеней у осевого компрессора значительно больше, чем у центробежного. Осевые компрессоры как более быстроходные компактнее центробежных, с более высоким внутренним (адиабатическим) к. п. д. благодаря движению потока воздуха вдоль оси компрессора без многократных и резких поворотов. При определенной минимальной производительности, зависящей от степени сжатия, высота лопаток последних ступеней осевых компрессоров получается слишком малой, в связи с чем значительно возрастают щелевые потери и к. п. д. компрессора падает.

Использование осевых компрессоров в воздухоразделительных установках затруднено по следующим причинам: необходимость охлаждения воздуха в компрессорах для воздухоразделительных установок, что связано с потерями давления в холодильниках; несколько более крутопадающие характеристики осевых компрессоров; большие трудности конструирования, отладки и обеспечения устойчивой работы.

В дальнейшем по мере накопления опыта производства и эксплуатации осевых компрессоров они, вероятно, найдут применение и в кислородной промышленности как в виде отдельных машин, так и в комбинированном виде, т. е. с одной или несколькими центробежными ступенями, встроенными или установленными отдельно в качестве дожимающего агрегата (элемента) компрессорной установки в целом.

Основные требования, предъявляемые к центробежным компрессорам

Основным требованием, предъявляемым к компрессору, является надежность его работы. Выход одного компрессора из строя при отсутствии резерва тяжело сказывается на работе всего цеха и становится совершенно недопустимым при питании воздухоразделительной установки от одного крупного турбокомпрессорного агрегата.

Другим существенным элементом оценки качества компрессора является удельный расход энергии, который определяет стоимость получаемого кислорода и зависит от конструкции компрессора.

Существенное значение имеет вид внешних характеристик компрессора, т. е. кривых, выражающих зависимость давления нагнетания и к. п. д. компрессора от его производительности. Отношение минимальной производительности, соответствующей моменту наступления «помпажа», к номинальной производительности, отвечающей

максимальному к. п. д., т. е. $\frac{Q_{\min}}{Q_n}$, должно быть возможно меньшим, а кривая изменения к. п. д. должна быть возможно более пологой, без резко выраженного максимума. При пологих характеристиках можно осуществить в более широких пределах относительно экономичное регулирование.

Так, например, показанная на рис. VIII-11 характеристика компрессора с этой точки

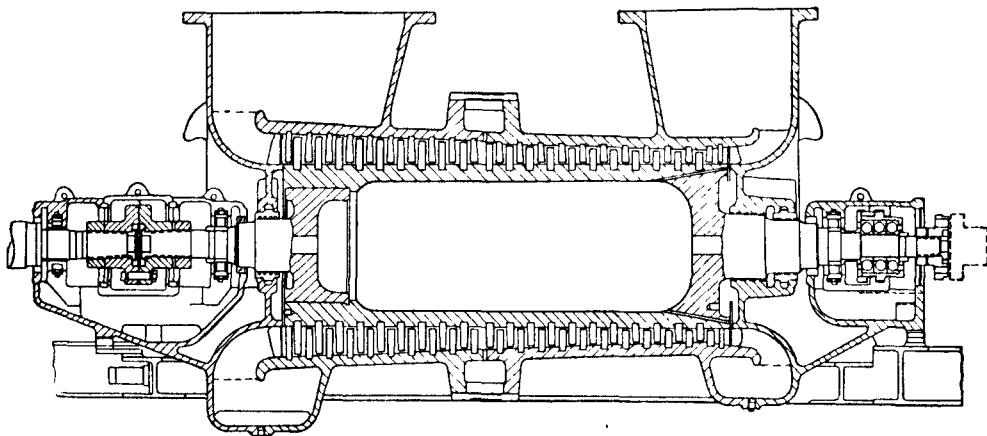


Рис. VIII-2. Осевой компрессор (продольный разрез)

зрения может считаться удовлетворительной. Отношение $\frac{Q_{\text{мин}}}{Q_{\text{н}}}$ для этого компрессора менее 0,75.

При работе блоков разделения воздуха с регенераторами при переключении последних короткое время воздух не поступает в блок, в результате чего после компрессора давление несколько повышается. При недостаточной емкости воздушной сети возникает опасность «помпажного» режима; в связи с этим разность между максимальным и рабочим давлениями по характеристике должна быть возможно большей. Обычно у компрессоров с давлением нагнетания 6—8 ат эта разность составляет от 0,5 до 1 ат, что не всегда может оказаться достаточным.

Подаваемый в установку воздух должен быть возможно более холодным и сухим, что обеспечивается установкой концевых охладителя и влагоотделителя. Температура воздуха после охладителя не должна превышать температуру охлаждающей воды более чем на 6—8 град; в воздухе после влагоотделителя не должно быть капельной влаги.

Компрессор должен быть снабжен приборами и устройствами для контроля, защиты и дистанционного или автоматического управления.

Как правило, компрессоры устанавливают в общем зале с блоками разделения воздуха или пультами их управления, поэтому шум от работы компрессоров должен быть по возможности наименьшим.

Основные направления в турбокомпрессоростроении

Основной тенденцией при проектировании и создании современных кислородных станций является оснащение их блоками большой производительности. В связи с этим требуется соответствующее увеличение производительности воздушных компрессоров. Производительность центробежного компрессора К-3000-61-1, равная 180 000 м³/ч, приближается к предельной для этого типа машин. В дальнейшем для большей производительности будут использовать осевые и комбинированные (осевые и центробежные) компрессоры.

Первые центробежные компрессоры строили с большим числом ступеней, что обуславливалось низкими окружными скоростями рабочих колес и небольшим числом оборотов вала машин. Число ступеней при степени сжатия от 7 до 9 достигало двадцати и более. Применение для рабочих колес легированных сталей с высокими механическими свойствами позволило значительно повысить окружные скорости, что наряду с совершенствованием форм проточной части, дало возможность резко сократить число ступеней сжатия, а следовательно, размеры и вес машин.

Изменение проточной части в отечественных конструкциях компрессоров преимущественно шло в направлении внедрения форм, широко используемых в насосостроении.

Наиболее полно это отражено в компрессоре, показанном на рис. VIII-10, где в каждой ступени газ из рабочего колеса поступает непосредственно в спиральный отвод. В конструкциях компрессоров НЗЛ (рис. VIII-6) в нескольких ступенях использованы рабочие колеса насосного типа с малым числом лопаток, сильно загнутых назад.

Стремление улучшить условия охлаждения, снизить потери давления в охладителях и уменьшить вес охладителей привело к применению оребренных трубок цилиндрической или овальной формы.

В последнее время в турбокомпрессорных агрегатах применяют пластинчатые охладители, а турбокомпрессоры с внутренним охлаждением корпуса строят редко.

Привод центробежных компрессоров

Приводом для центробежных компрессоров обычно служат паровые турбины или электродвигатели. Паровая турбина экономичнее, особенно если отработанный пар используют для других целей.

У паровой турбины можно изменять число оборотов, что позволяет наиболее экономично регулировать режим работы компрессора. Это иногда является необходимым при работе воздухоразделительных установок. Однако электродвигатель дешевле паровой турбины, более прост и надежен в эксплуатации. При мощностях более 1000 квт предпочтение отдают синхронному электродвигателю, имеющему опережающий или равный единице cosφ и несколько больший к. п. д., чем асинхронный электродвигатель.

Однако асинхронный, особенно короткозамкнутый, электродвигатель проще и дешевле синхронного, имеет более простую аппаратуру запуска, допускает прямой запуск при наличии мощной сети, а потому его в некоторых случаях ставят и при мощностях более 1000 квт. Вопрос о выборе типа электродвигателя решают в проекте станции на основе технико-экономических соображений, учитывая местные условия энергоснабжения.

Возможен привод центробежных и комбинированных компрессоров для блоков разделения воздуха от газовых турбин.

Конструкции воздушных центробежных компрессоров

По своей конструкции центробежные компрессоры достаточно разнообразны. Для оснащения воздухоразделительных станций и цехов применяют компрессоры отечественных и зарубежных заводов.

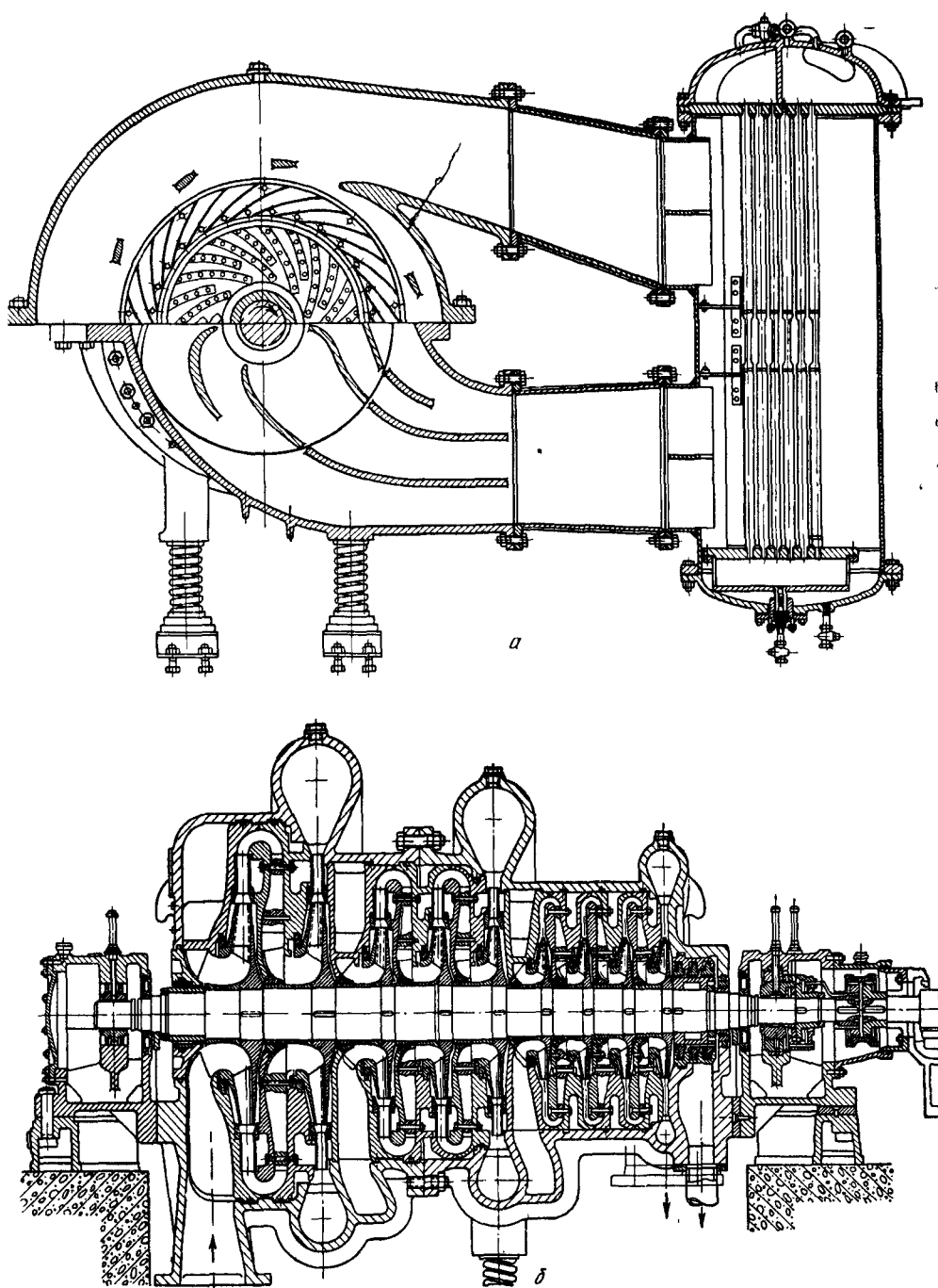


Рис. VIII-3. Центробежный компрессор ОК-500-92 конструкции Невского машиностроительного завода им. Ленина (НЗЛ);
 а — поперечный разрез; б — продольный разрез

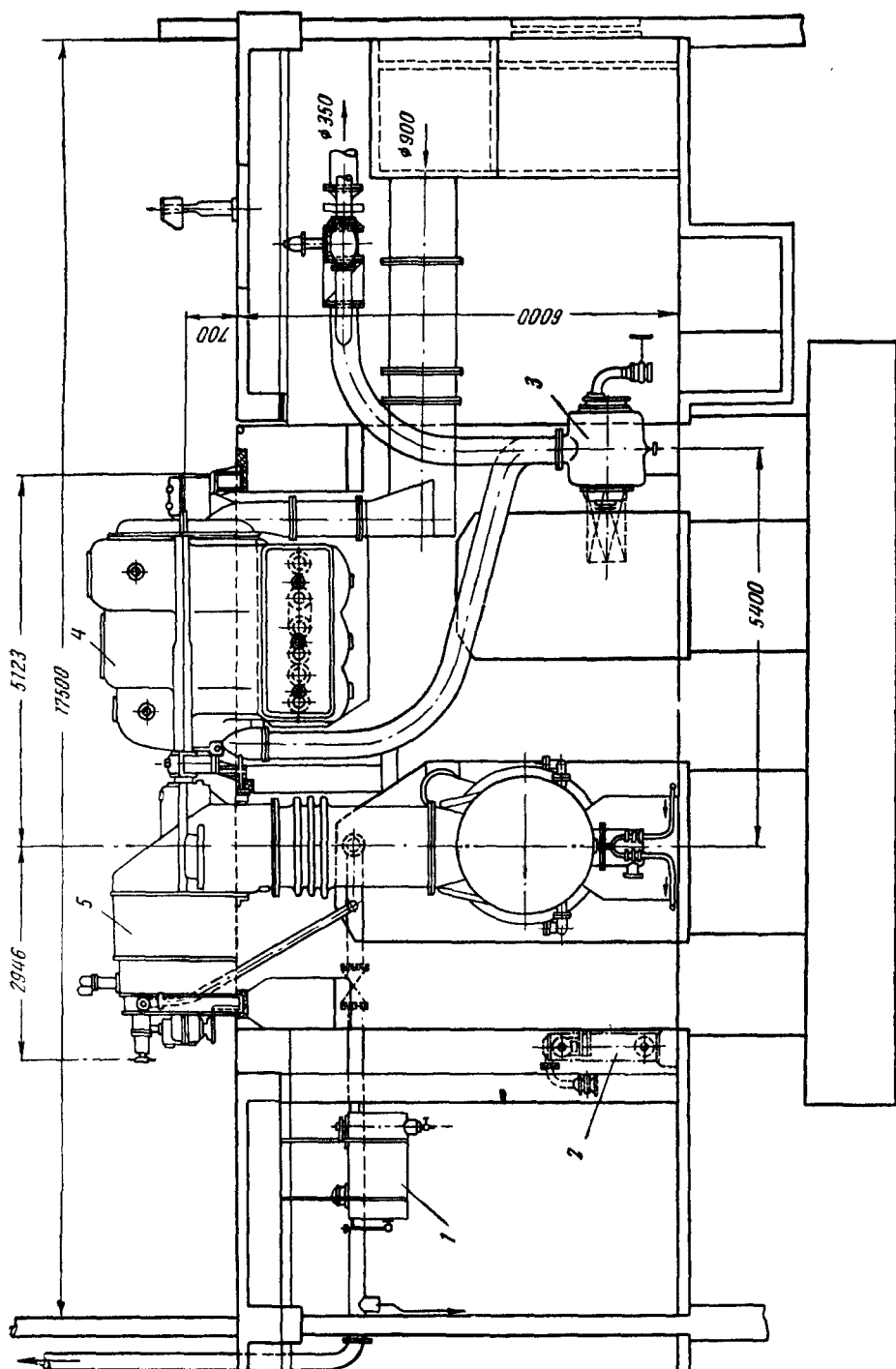


Рис. VIII-4. Центробежный компрессор с приводом от паровой турбины:
1 — масляный бак; 2 — маслоохладитель; 3 — концевой охладитель; 4 — турбокомпрессор; 5 — паровая турбина

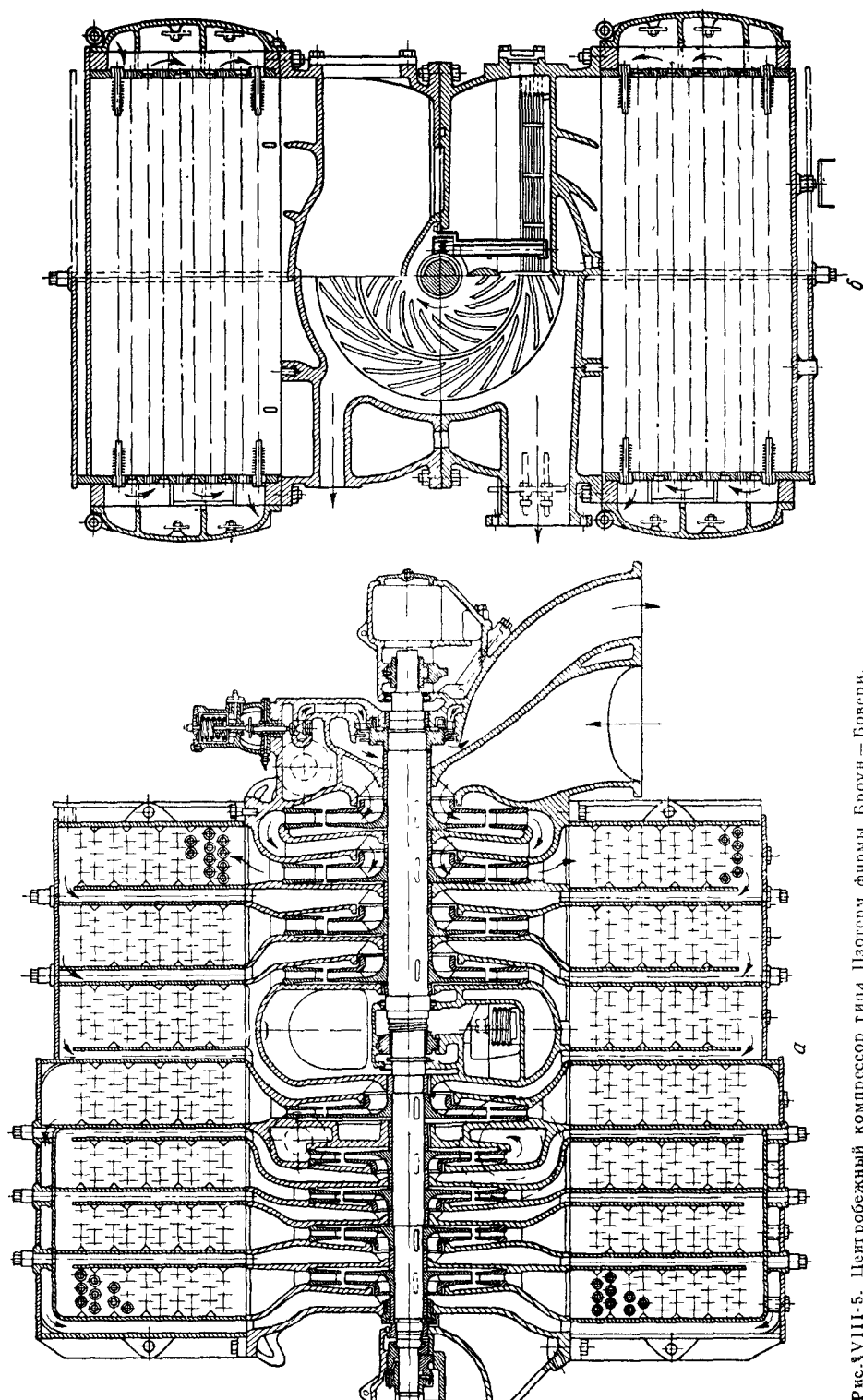


Рис. VIII-5. Центробежный компрессор типа Циторм фирмы Броун — Бовери.
 а — продольный разрез; б — поперечный разрез

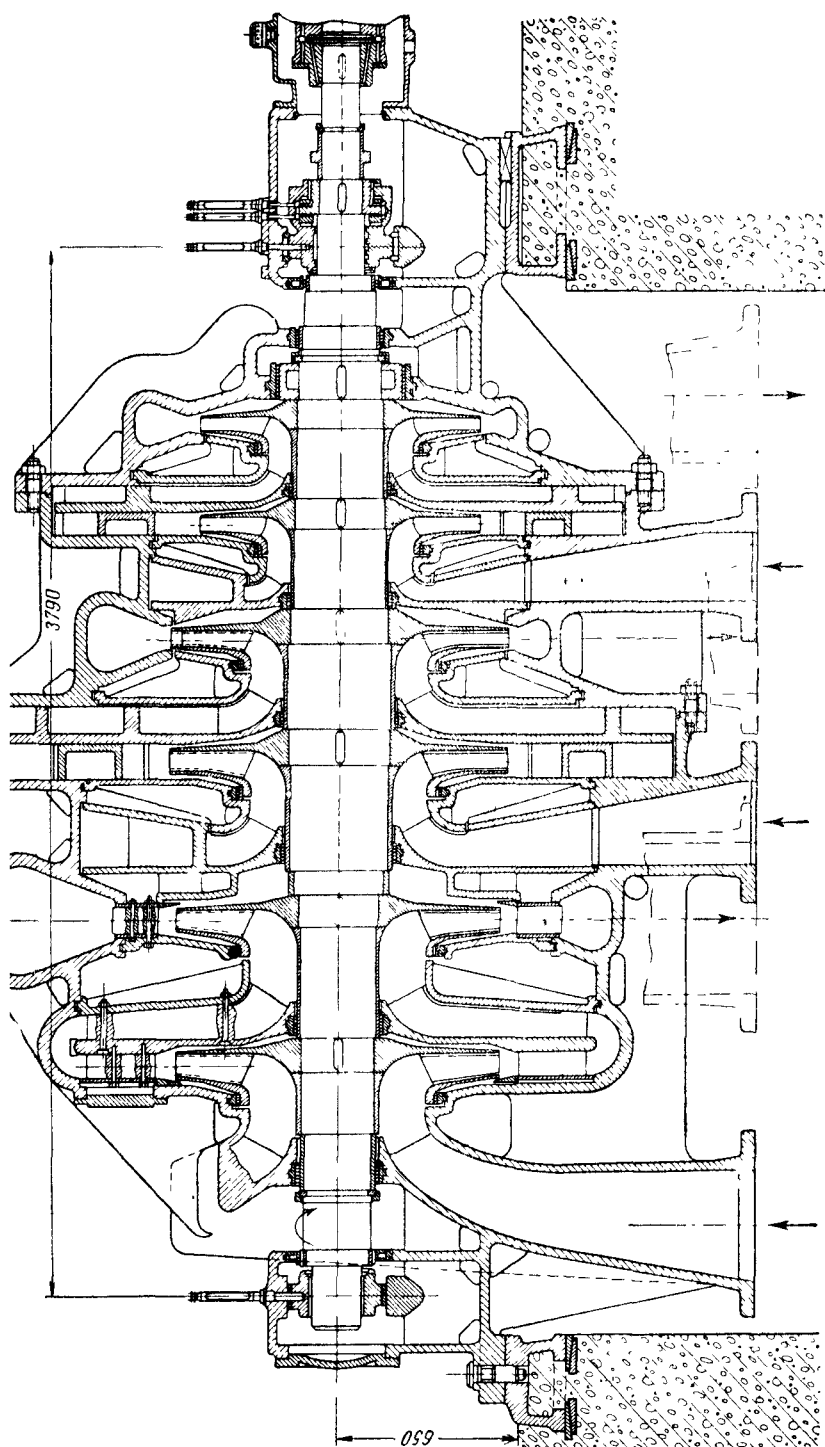


Рис. VIII-6. Центробежный компрессор K-1500 61-1 конструкции ИИЗ.

На рис. VIII-3 показан компрессор ОК-500-92 конструкции Невского машиностроительного завода им. Ленина (НЗЛ), рассчитанный на подачу 30000 м³/ч воздуха и конечное давление сжатия до 9 ат. При числе оборотов 7400 об/мин конечное давление составляет 6,7 ат.

Девять ступеней сжатия разделены на три секции с двумя промежуточными воздухоохладителями. Воздух после каждой секции отводится улиткой. Привод компрессора осуществляют от синхронного электродвигателя, имеющего 3000 об/мин через повышающую зубчатую передачу¹.

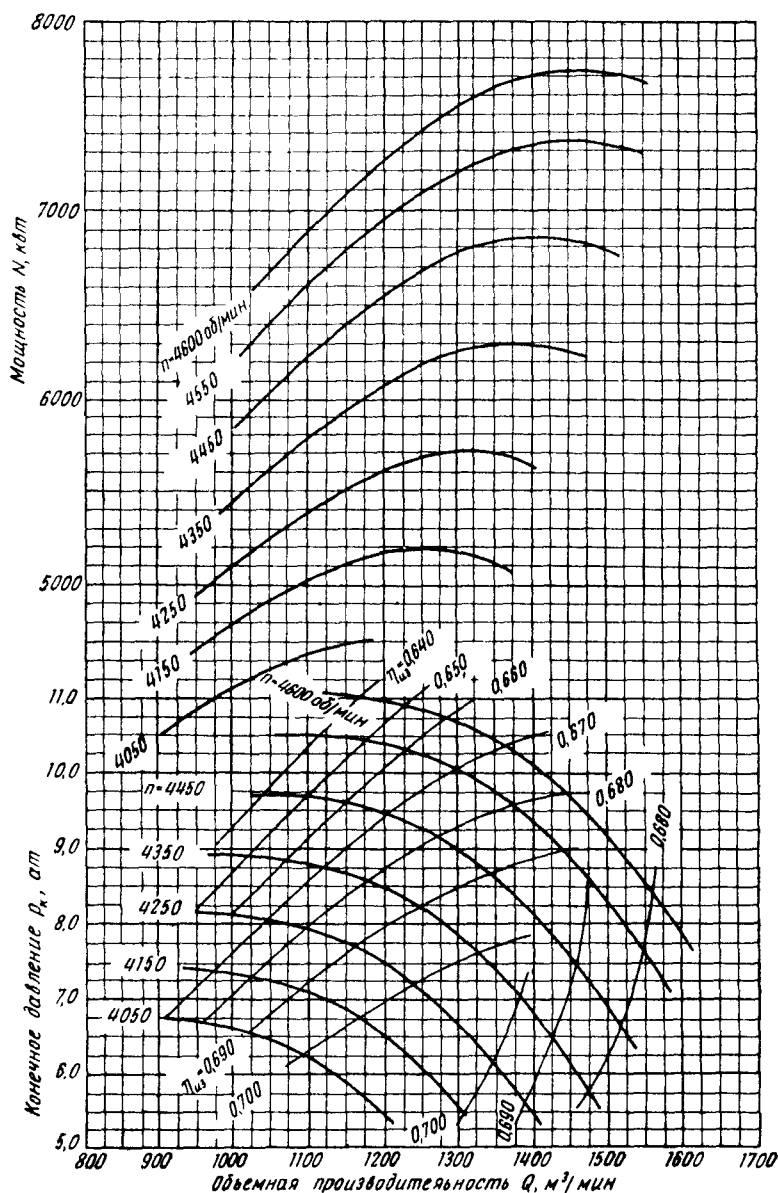


Рис. VIII-7. Характеристика центробежного компрессора К-1500-61-1:
 $p_H = 0,97$ ат, $t_H = 20$ °С

В этом компрессоре большая (чем у компрессора, показанного на рис. VIII-1) степень сжатия достигается при меньшем числе ступеней в результате повышения окружных скоростей и числа оборотов.

¹ Компрессоры ОК-500-92 сняты с производства, но их в достаточно большом количестве эксплуатируют на воздухоразделительных станциях.

ТАБЛИЦА VIII-1. СВОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ЦЕНТРОБЕЖНЫМ КОМПРЕССОРАМ ДЛЯ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Тип компрессора	Сжимаемая среда	Номинальный режим						Привод				Габариты агрегата, мм		Расход охлаждающей воды, м³/ч	Масса, т			Завод-наготовитель
		объемная производи- тельность, м³/мин	конечное давле- ние, атм	условия на входе		число оборотов, об/мин	мощность, кВт	тип	номинальная мощность, кВт	число оборотов, об/мин	длина фунда- мента	ширина фунда- мента	Машины с редук- тором		привода	наиболее тяжелых частей машины		
				темпера- тура, °С	начальная давление, атм													
K1500-61-1	Воз- дух	1470	7,5	20	0,97	4470	6950	Паровая турбина АКВ-9-IV	9000	3000—3300	15700	6750	3460	62,0	68,0	22,0	НЗЛ	
K1500-61-2	»	1470	7,5	20	0,97	4470	6950	Электродвигатель СТМ-12000-2	12000	3000	14700	5100	800	62,0	41,5	41,5	НЗЛ	
K500-61-2	»	515	7,5	20	0,97	7400	2600	Электродвигатель СТМ-2500-2	3400	3000	10300	3400	413	24,6	18,5	18,5	НЗЛ	
K350-61-1	»	390	7,35	20	0,97	8600	1940	Электродвигатель СТМ-3500-2	2500	3000	9820	3150	243	15,5	18,5	18,5	НЗЛ	
K345-91-1	»	355	14,0	20	1,0	8600	2400	Электродвигатель СТМ-3500-2	3400	3000	10700	3150	350	18,0	18,5	18,5	НЗЛ	
K250-61-1	»	250	9,0	20	1,0	11230	1470	Электродвигатель СТМ-1500-2	1750	3000	8700	2660	220	12,64	10,5	10,5	НЗЛ	
K100-61-1	»	90	7,0	20	0,9	17000	480	Электродвигатель* АТМ-700-2	700	2980	5700	3800	88	4,45	6,2	6,2	НЗЛ	
K3000-61-1	»	3200	6,6	20	0,97	3175	13700	Паровая турбина ВКВ-18-11	18000	2500—3350	19400	1000	—	120	—	25	НЗЛ	
K-700	»	715	7,0	20	0,97	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	НЗЛ	
K-700	»	715	30	20	0,97	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	НЗЛ	
ЦК-100-61	»	100	6,5	20	1,0	15200	575	Электродвигатель* АТМ-700-2	700	2980	7500	3650	90	7,6	6,2	6,2	Казанский компрессор- ный	
TK-8	»	140	7,8	20	1,0	13500	900	Электродвигатель АТМ-1000-2	1000	2980	9300	3000	120	10,2	7,0	7,0	То же	
КТК-12,5	Кисло- род	215	28	25	1,0	13420	2400	Электродвигатель СТМ-3000-2	3000	3000	13100	6350	250	17,7	18,3	18,3	»	
КТК-7	»	120	15,0	25	1,0	13640	1000	Электродвигатель СТМ-1500-2	1500	3000	9500	4500	140	14,8	10,5	10,5	»	

* Возможна замена электродвигателя типа АТМ на АТД

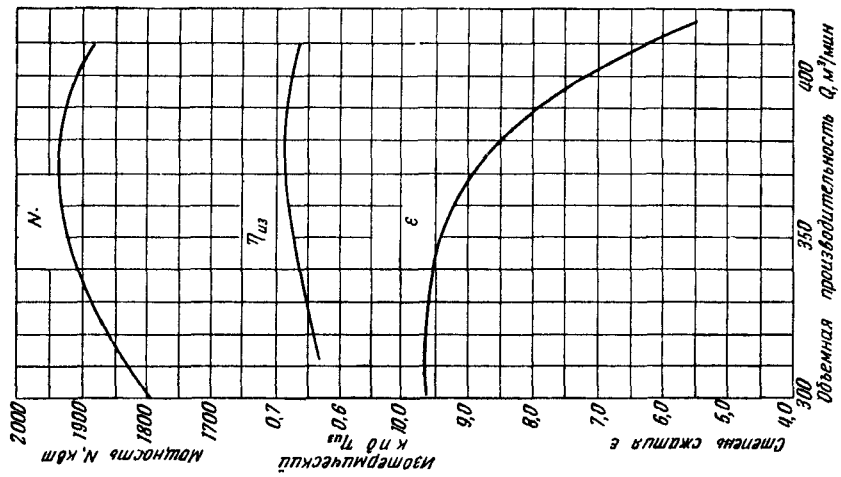


Рис. VIII-8. Характеристика центробежного компрессора К-350-61-1 (H3.1): $p_H = 0,97 \text{ ат}$, $t_H = 20^\circ \text{C}$, $n = 8600 \text{ об/мин}$

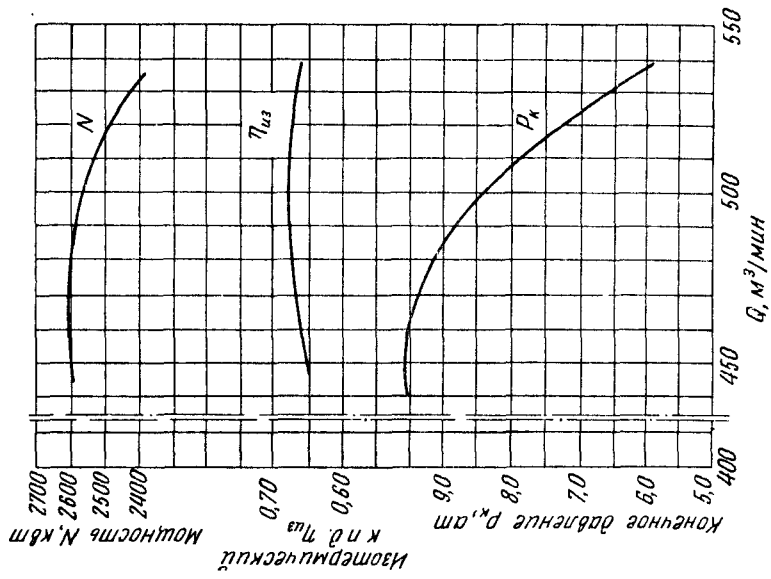
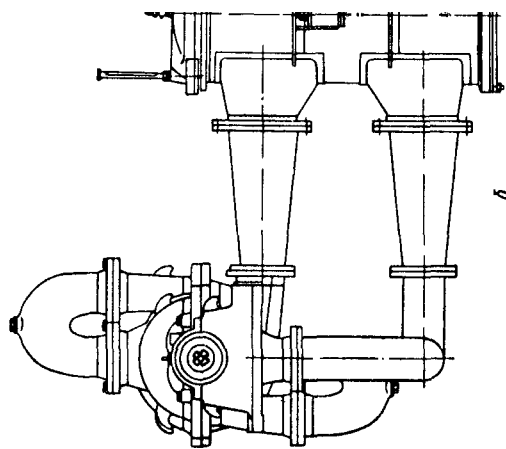


Рис. VIII-9. Характеристика центробежного компрессора К-500-61-2 (H3.1): $p_H = 0,97 \text{ ат}$, $t_H = 20^\circ \text{C}$, $n = 7400 \text{ об/мин}$



б

Рис. VIII-10

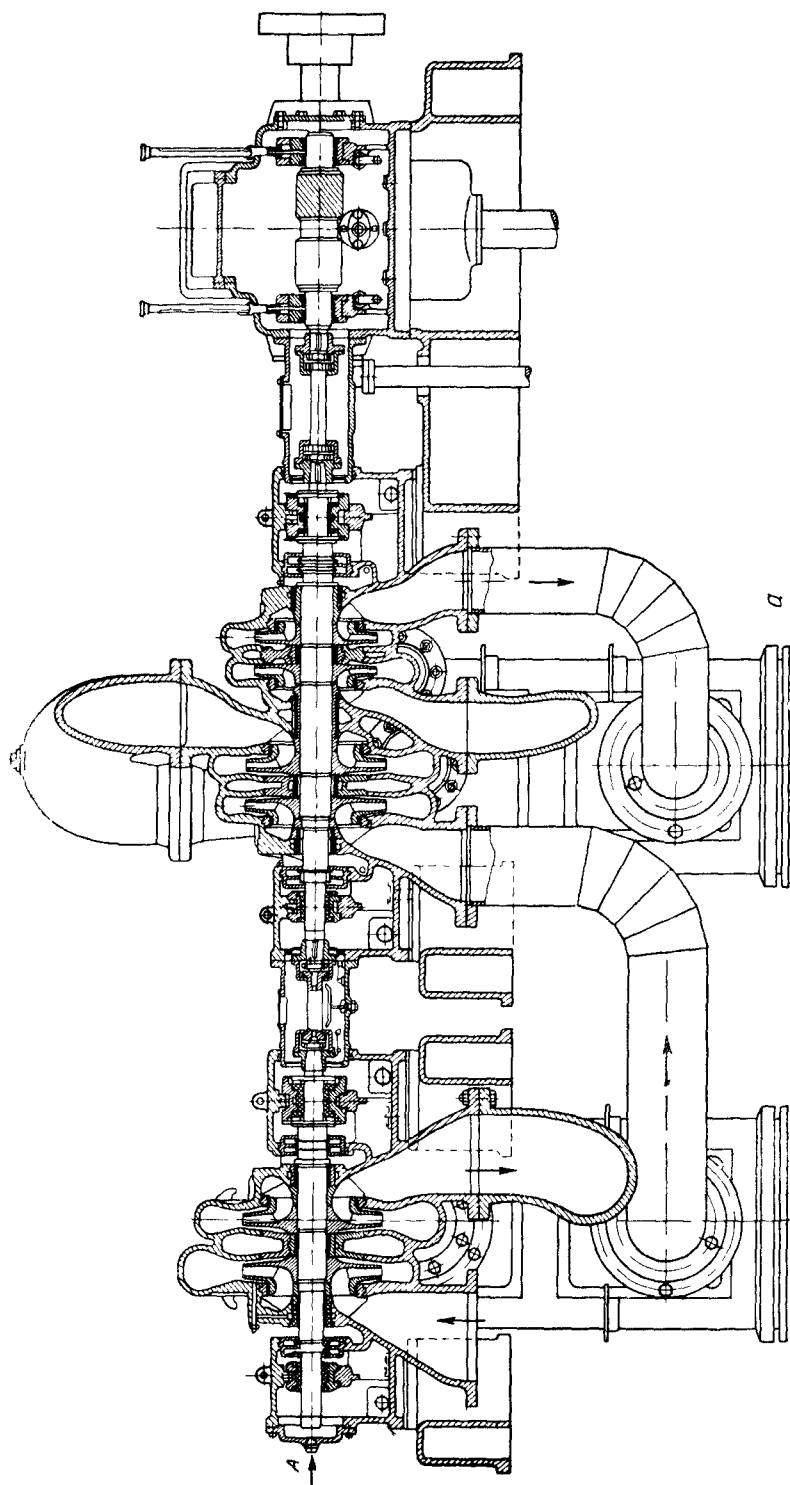


Рис. VIII-10. Центробежный компрессор типа ЦК-100-61 конструкции ВНИИКИМаша:
а — продольный разрез; б — вид по стрелке А

Компрессоры чехословацких заводов используют производительностью 26 000 и 40 000 $\text{м}^3/\text{ч}$.

На рис. VIII-4 показана установка компрессора производительностью 40 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ с приводом от паровой турбины. Промежуточные воздухоохладители у этого компрессора смонтированы в одном сварном блоке, подвешенном к нижней части корпуса.

Оригинальным является компрессор типа Изотерм фирмы Броуи—Бовери (рис. VIII-5)

Для приближения процесса сжатия к изотермическому процессу в этом компрессоре охлаждение воздуха осуществляют после каждой (кроме первой) ступени в трубчатых охладителях, выполненных в виде сварных блоков, расположенных снизу и сверху корпуса машины.

На рис. VIII-6 показан центробежный компрессор типа К-1500-61-1 конструкции Невского машиностроительного завода им. Ленина (НЗЛ). Производительность компрессора 88 000 $\text{м}^3/\text{ч}$, конечное давление 7,5 ат при 4470 об/мин. Компрессор предназначен для подачи воздуха в блок разделения типа БР-1. Привод возможен как от паровой турбины, так и от синхронного электродвигателя через повышающую зубчатую передачу.

В случае привода от паровой турбины возможно изменением числа оборотов экономично регулировать производительность и давление компрессора в зависимости от режима работы блока разделения воздуха.

На рис. VIII-7 показана характеристика этого компрессора при разных числах оборотов. Компрессор состоит из шести ступеней сжатия, которые разделены на три секции, и снабжен двумя промежуточными охладителями, расположенными под машиной.

Так же конструктивно выполнены компрессоры НЗЛ ряда моделей производительностью 15 000, 20 000 и 30 000 $\text{м}^3/\text{ч}$. Рабочие колеса компрессора насажены на вал так, что их входные отверстия направлены в одну сторону. Для разгрузки от осевого усилия, возникающего вследствие разности давлений по обе стороны рабочего колеса, ротор компрессора снабжают разгрузочным поршнем (думмисом). На рис. VIII-8 и VIII-9 приведены характеристики двух компрессоров такого типа.

Своеобразным по конструкции является созданный ВНИИКИМашем центробежный компрессор типа ЦК-100-61 (рис. VIII-10), обслуживающий кислородную установку типа КТ-1000. Компрессор рассчитан на подачу 6000 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха при давлении нагнетания 6,5 ат и 15 200 об/мин. Привод этого компрессора осуществляют от асинхронного короткозамкнутого электродвигателя через зубчатую передачу. Шесть ступеней сжатия компрессора расположены в двух корпусах с промежуточными охладителями: в первом корпусе расположено две ступени, во втором — четыре. Валы роторов I и II ступени соединены специальной зубчатой муфтой.

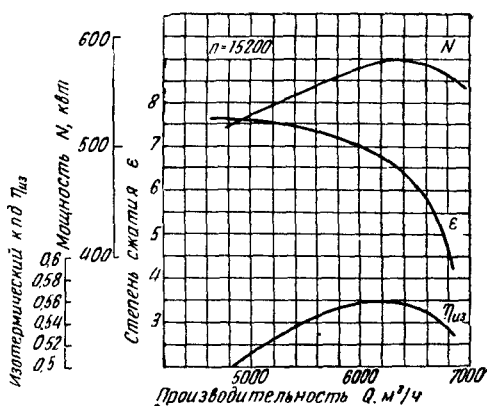


Рис. VIII-11. Характеристика центробежного компрессора ЦК-100-61;

$p_{\text{н}}=1$ ат, $t_{\text{н}}=20^\circ\text{C}$

После каждого рабочего колеса воздух поступает в спиральный канал, а в следующую ступень перетекает по наружным коленам; после II и IV ступеней воздух направляется в промежуточные охладители. Рабочие колеса компрессора насажены на вал так, что входные отверстия их направлены в разные стороны, благодаря чему каждый ротор в значительной мере разгружен от осевых усилий. На рис. VIII-11 приведены характеристики компрессора ЦК-100-61.

Для подачи воздуха в мощную кислородную установку типа БР-2 на Невском машиностроительном заводе им. Ленина изготовлен центробежный двухкорпусный компрессор К-3000-61-1 производительностью 180 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ с давлением нагнетания 7 ат. Первый корпус этого компрессора сконструирован по типу компрессора, предназначенного для подачи воздуха в доменные печи. Приводом компрессора служит паровая турбина.

На этом же заводе изготавливают компрессор К-100-61-1 производительностью около 5500 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха с давлением 7 ат. Компрессор состоит из пяти ступеней сжа-

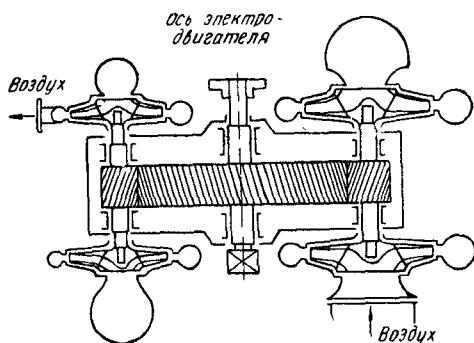


Рис. VIII-12. Схема центробежного компрессора фирмы Демаг

тия с двумя промежуточными охладителями. Он выполнен в виде четырех блоков, встроенных в корпус, отлитый из алюминиевого сплава. Компрессор отличается легкостью и компактностью.

На рис. VIII-12 показана схема центробежного компрессора фирмы Демаг. Конечное давление сжатия, равное 8 ат, достигается всего в четырех ступенях, расположенных на концах двух быстроходных шестерен редуктора. После каждой ступени воздух охлаждается в холодильниках, расположенных под корпусом зубчатой передачи.

На стр. 347 приведена таблица сводных данных по центробежным компрессорам для воздухоразделительных установок.

Кислородные центробежные компрессоры

Кислородный компрессор типа КТК-12,5 конструкции ВНИИКИМАШа (рис. VIII-13, VIII-14) рассчитан на производительность 12 000—13 000 м³/ч при давлении нагнетания 28 ат и предназначен для подачи кислорода в генераторы при газификации низкосортных углей на парокислородном дутье. Компрессор типа КТК-7 (рис. VIII-15) рассчитан на производительность 7000 м³/ч при давлении нагнетания 15 ат и предназначен для подачи кислорода в мартеновские печи и конвертеры.

Компрессор типа КТК-12,5 состоит из одиннадцати ступеней сжатия, размещенных в трех корпусах. Охлаждение кислорода происходит в четырех промежуточных охладителях, расположенных после II, IV, VI и VIII ступеней. Первые две ступени (рис. VIII-14) выполнены с колесами двустороннего всасывания и четырехдиффузорными отводами. После II ступени газ кольцевым коллектором отводится в первый промежуточный охладитель.

Компрессор типа КТК-7 состоит из восьми ступеней сжатия, размещенных в двух корпусах (по четыре ступени в каждом). У всех ступеней, кроме последней, предусмотрены двухдиффузорные отводы. Охлаждение кислорода происходит в трех промежуточных охладителях, расположенных по обе стороны машины.

При сжатии кислорода должны быть учтены особые требования к конструкции машины и применяемым материалам. Все внутренние поверхности машины должны быть тщательно обезжирены. Так как при этом создаются благоприятные условия для возникновения коррозии, то роторы компрессора типа КТК-7 изготавливают из хромистой стали, достаточно стойкой против коррозии. Для остальных деталей используют те же материалы, что и в воздушных компрессорах.

В компрессорах для сжатия кислорода предусмотрен ряд защитных устройств, обеспечивающих безопасность их работы. Все концевые уплотнения снабжены азотными затворами, назначение которых состоит в том, чтобы предотвратить проникновение в машину масла и разбавить азотом кислород, выдуваемый через уплотнение. Предусмотрены достаточные осевые зазоры между вращающимися и неподвижными частями; при недопустимом уменьшении этих зазоров в случае осевого сдвига ротора выключается основной электродвигатель. В воздушных компрессорах трение ротора о корпус вызывает лишь механические повреждения частей машины, в кислородных же компрессорах это может вызвать загорание частей и аварию. Тогда компрессор автоматически останавливается при помощи противопожарных датчиков, установленных в нескольких местах машины. Одновременно специальной заслонкой прекращается поступление в компрессор кислорода и открывается подача азота, благодаря чему загорание быстро ликвидируется.

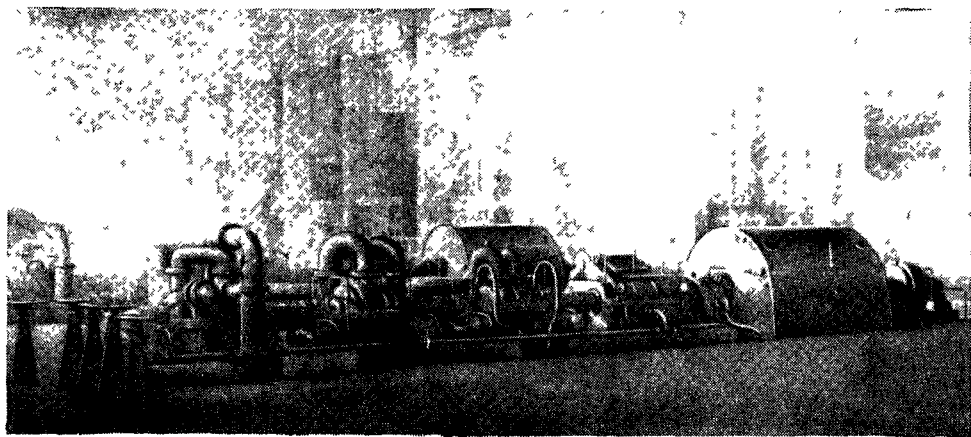


Рис. VIII-13. Кислородный центробежный компрессор типа КТК 12,5 конструкции ВНИИКИМАШа (общий вид компрессорной установки)

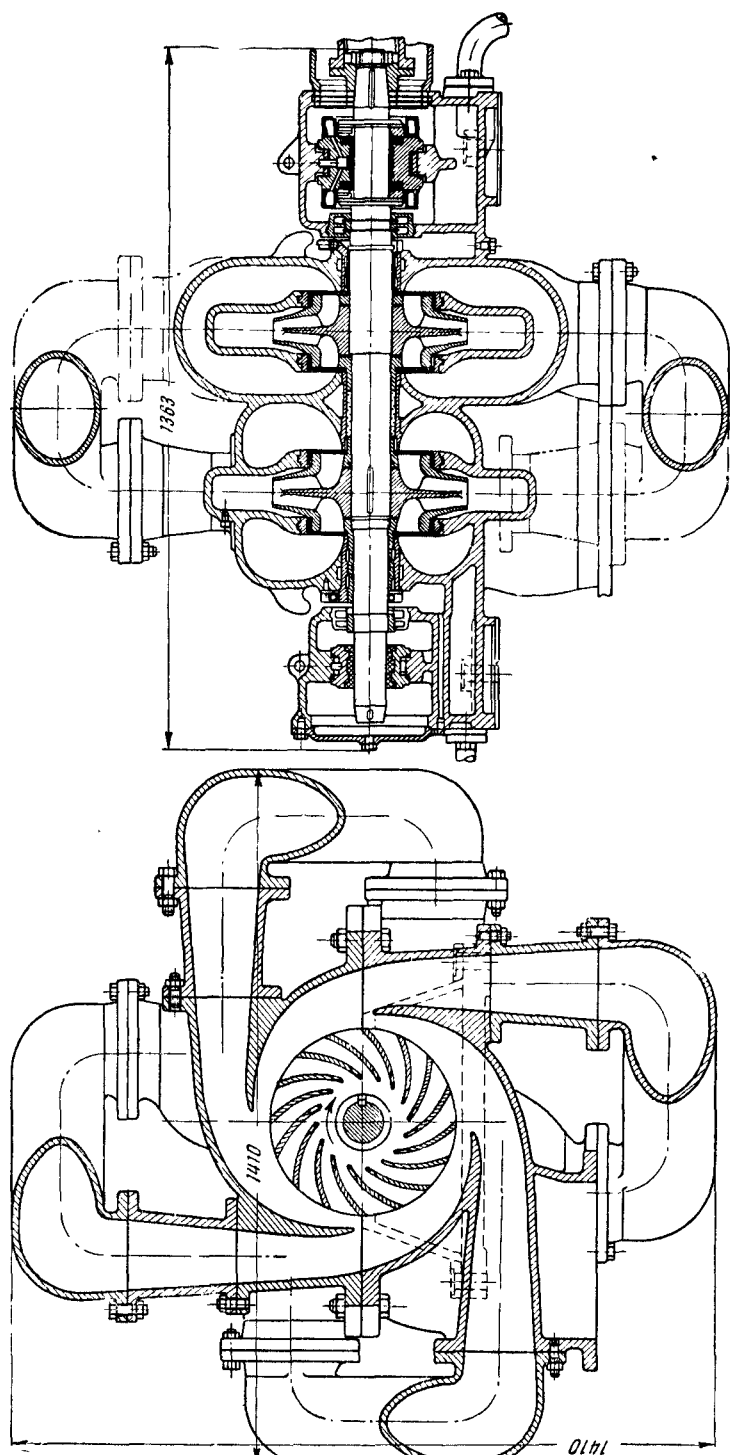


Рис. VIII-14. Корпус низкого давления кислородного компрессора КТК-12,5

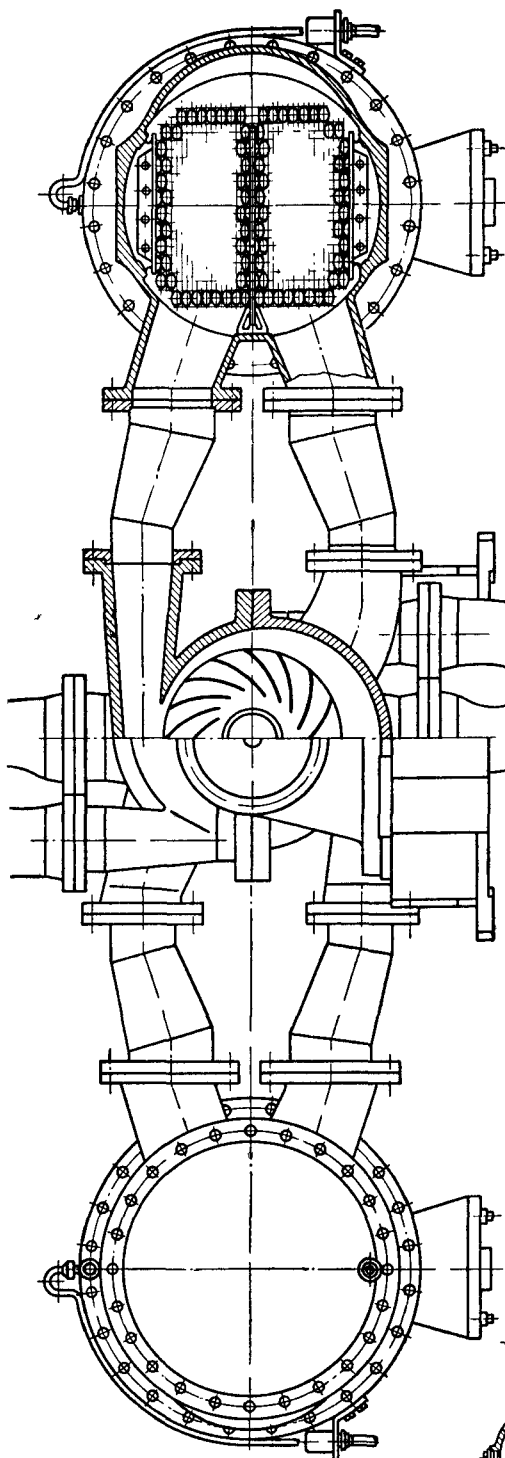
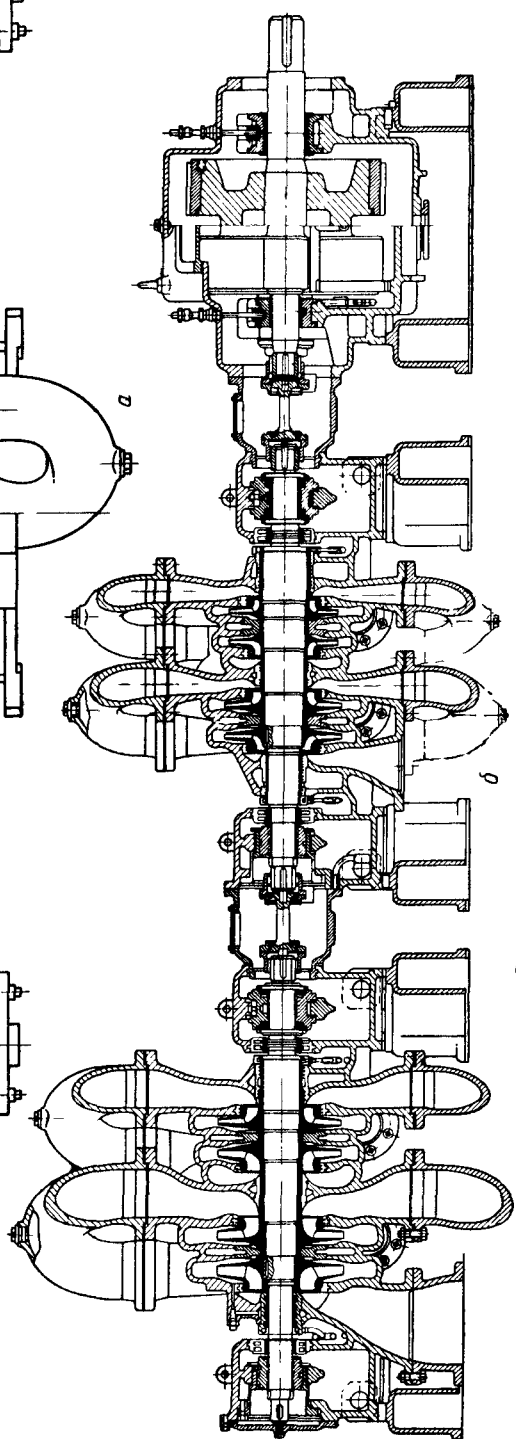


Рис. VIII-15.
Кислородный центро-
бежный компрессор
КТК-7:

а — поперечный
разрез;
б — продольный разрез



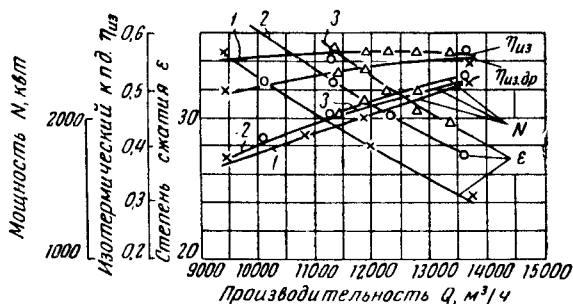


Рис. VIII-16. Характеристика кислородного компрессора типа КТК-12,5 при регулировании дросселированием на всасывании, концентрация кислорода 92-95%;

$$t_H = 25^\circ \text{C};$$

$$1 - P_K = 22 \text{ ат}; 2 - P_K = 25 \text{ ат}; 3 - P_K = 27 \text{ ат}$$

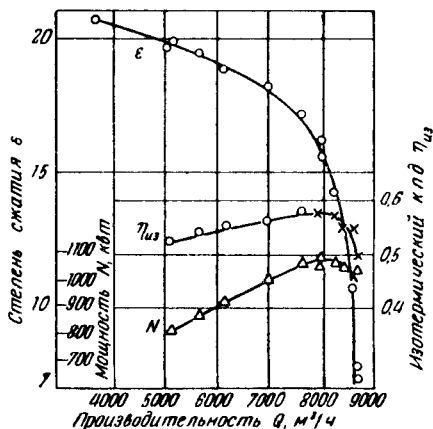


Рис. VIII-17. Характеристика кислородного компрессора типа КТК-7 при $t_H = 15^\circ \text{C}$, концентрация кислорода ~95%

В целях большей безопасности эксплуатации запуск компрессора и его остановку производят на потоке азота, поступающего из сборного коллектора отбросного азота блоков разделения воздуха.

Компрессоры типа КТК успешно работают на ряде предприятий. На металлургических заводах особенно широко применяют компрессор типа КТК-7.

На рис. VIII-16 и VIII-17 даны характеристики этих компрессоров (мощность и изотермический к. п. д. отнесены к клеммам электродвигателя).

2. Основы теории центробежных компрессоров

Работа сжатия газа

Работу сжатия газа можно представить как подъем заданной массы газа с начальными давлением p_H и температурой T_H на высоту H , считая от первоначальной отметки.

Высота H , выраженная в метрах, по подобию с центробежными насосами называется напором; численно она равна затраченной в турбомашине энергии, выраженной в килограммометрах на 1 кг газа.

Напор H складывается из двух частей — статического и скоростного напора; скорости газа при входе в машину и выходе из нее или равны или отличаются очень незначительно, поэтому скоростным напором часто пренебрегают.

Связь между напором и разностью давлений для несжимаемой среды (жидкости) выражается формулой

$$p_K - p_H = \gamma H \text{ кг/м}^2,$$

где γ — удельный вес газа, кг/м^3 .

Для сжимаемой среды (газа) плотность и температура в процессе повышения давления изменяются; связь между изменением давления и напором выражается уравнением

$$H_{\text{эф}} = \int_H^K v dp = \frac{n}{n-1} RT_H \left[\left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (\text{VIII-1})$$

где v — удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$;

R — газовая постоянная, $\text{кг} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

n — показатель политропы сжатия;

$H_{\text{эф}}$ — эффективный напор, создаваемый ступенью или группой неохлаждаемых ступеней, численно $H_{\text{эф}} = \dots$

Величину $\int_H^K v dp$ называют политропной работой. Полная затрата работы на создание эффективного напора будет больше на величину газодинамических потерь, сопровождающих процесс сжатия, и выражается формулой

$$Al = AH = A \int_H^K v dp + q_n \text{ ккал/кг}, \quad (\text{VIII-2})$$

где $A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент механической работы;

q_n — потери, ккал/кг .

Подставив вместо v его выражение из характеристического уравнения

$$v = \frac{RT}{p}$$

и приняв среднее значение температуры T_m , после интегрирования получим

$$Al = ART_m \ln \frac{p_K}{p_H} + q_n. \quad (\text{VIII-3})$$

Из этого уравнения видно, что для уменьшения работы сжатия необходимо уменьшить среднюю температуру T_m процесса сжатия и газодинамические потери q_n . Для

процесса без внешнего теплообмена и потерь (изоэнтропный или адиабатный процесс) уравнение (VIII-1) принимает следующий вид:

$$H_{ад} = l_{ад} = RT_n \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R (T_{к_{ад}} - T_n), \quad (\text{VIII-4})$$

где k — показатель адиабаты.

В тех пределах изменения давления и температуры, которые имеют место в центробежных компрессорах, можно считать, что удельные теплоемкости при постоянном давлении c_p и постоянном объеме c_v остаются неизменными. Показатель адиабаты k связан с ними соотношениями

$$\frac{c_p}{c_v} = k \quad \text{и} \quad c_p = AR \frac{k}{k-1}.$$

Показатели n и k связаны между собой соотношением

$$\frac{n}{n-1} = \gamma_{пол} \frac{k}{k-1}, \quad (\text{VIII-5})$$

где $\gamma_{пол}$ — политропный к. п. д.

При наличии потерь $\gamma_{пол} < 1$. Действительный процесс сжатия без охлаждения протекает при $n > k$.

На рис. VIII-18 изображен процесс сжатия на диаграммах $s-T$ и $V-p$ — политрона с показателем $n > k$ идет правее адиабаты вследствие подогрева газа из-за потерь. В связи с этим в политропном про-

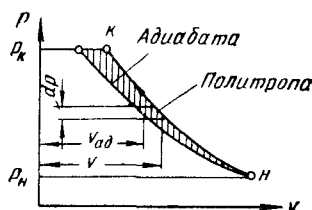
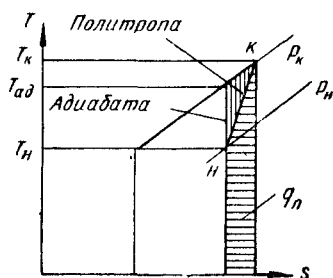


Рис. VIII-18. Процесс сжатия на диаграммах $s-T$ и $V-p$ в центробежном компрессоре без охлаждения

цессе при конечном давлении p_k температура T_k выше и удельный объем газа v_k больше, чем в адиабатном.

В действительном процессе сжатия без охлаждения величина политропной работы,

определяемая как $\int_n^k v dp$ и численно равная эффективному напору $H_{эф}$, будет больше, чем при адиабатном сжатии, т. е.

$$l_{пол} = H_{эф} = \int_n^k v dp = \frac{n}{n-1} RT_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (T_k - T_n) = H_{ад} + \Delta H_{эф}, \quad (\text{VIII-6})$$

где

$$\Delta H_{эф} = \Delta l = \int_n^k (v - v_{ад}) dp.$$

Полная затрата работы в действительном процессе сжатия

$$Al = AH = A \int_n^k v dp + q_n = AH_{ад} + A \Delta l_{эф} + q_n = \frac{k}{k-1} AR (T_k - T_n). \quad (\text{VIII-7})$$

Отношения

$$\frac{l_{ад}}{l} = \frac{H_{ад}}{H} = \frac{T_{к_{ад}} - T_n}{T_k - T_n} = \gamma_{ад} \quad (\text{VIII-8})$$

и

$$\frac{l_{пол}}{l} = \frac{H_{эф}}{H} = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{k}{k-1}} = \frac{\lg \frac{p_k}{p_n}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{p_k}{p_n}} T_k = \gamma_{пол}, \quad (\text{VIII-9})$$

характеризующие степень совершенства процесса сжатия в неохлаждаемой ступени или в группе ступеней, называют соответственно адиабатным и политропным коэффициентами полезного действия; $\gamma_{ад}$ всегда меньше $\gamma_{пол}$.

Для охлаждаемых компрессоров идеальным сравнительным процессом является изотермический процесс (температура в процессе сжатия остается постоянной). Для такого процесса

$$l_{из} = H_{из} = \int_n^k v dp = RT_n \ln \frac{p_k}{p_n}. \quad (\text{VIII-10})$$

Отношение изотермической работы сжатия и действительной

$$\frac{l_{из}}{l} = \eta_{из} \quad (\text{VIII-11})$$

называют изотермическим коэффициентом полезного действия. На диаграмме $s-T$ (рис. VIII-19) изображен процесс сжатия газа с охлаждением его в двух промежуточных охладителях. Рассматриваемое сжатие эквивалентно последовательной работе трех неохлаждаемых групп ступеней, соединен-

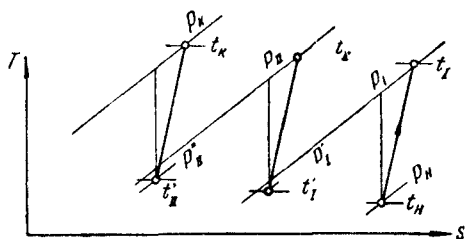


Рис. VIII-19. Процесс сжатия на диаграмме $p-T$ в центробежном компрессоре с внешним охлаждением

ных между собой промежуточными охладителями, в соответствии с чем затраченная на сжатие работа будет равна сумме работ групп:

$$Al = \Sigma Al_{гр} = \frac{k}{k-1} AR (T_k - T_n) + q_1 + q_2 \text{ ккал/кг}, \quad (\text{VIII-12})$$

где q_1 и q_2 — количества тепла, отводимые с охлаждающей водой в холодильниках после первой и второй групп.

Следует отметить, что определяемый изотермический к. п. д. компрессора (VIII-11) является внутренним к. п. д., характеризующим совершенство процесса сжатия. Затрата работы на муфте двигателя будет больше, чем по уравнению (VIII-12), на величину механических потерь в подшипниках и редукторе, а на клеммах электродвигателя еще на величину потерь в двигателе. Учитывая эти потери, эксплуатацион-

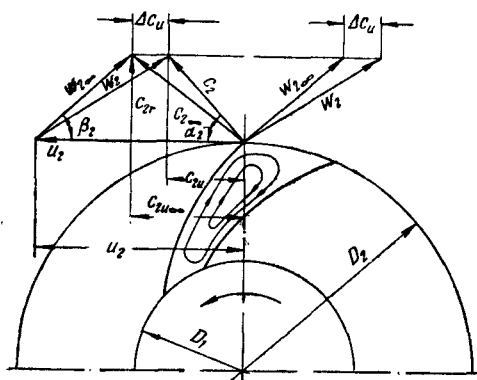


Рис. VIII-20. Треугольники скоростей при выходе из рабочего колеса

ные качества компрессора оценивают по величине $\eta_{нз}$:

$$\eta_{нз} = \frac{N_{нз}}{N} = \frac{G \cdot 2,303 RT_n}{102} \cdot \lg \frac{p_k}{p_n} = \frac{N_{нз}}{N}, \quad (\text{VIII-13})$$

где G — производительность, кг/сек;

N — мощность на муфте или клеммах двигателя, кВт.

Эффективный напор, создаваемый ступенью центробежного компрессора и выраженный уравнениями (VIII-1) или (VIII-6) в термодинамической форме, при радиальном входе в колесо (рис. VIII-20) связан с окружной скоростью рабочего колеса уравнением

$$H_{эф} = \eta_n \Phi \frac{u_2^2}{g}, \quad (\text{VIII-14})$$

Это уравнение получено из известного уравнения Эйлера

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (\text{VIII-15})$$

В уравнениях (VIII-14) и (VIII-15) η_n — гидравлический (напорный) к. п. д., учитывающий все потери, за исключением потерь на внутренние перетекания и трение наружных поверхностей колеса (η_n всегда выше $\eta_{пол}$);

Φ — коэффициент закручивания, равный $\frac{c_{2u}}{u_2}$;

u_2 и c_2 — окружная и абсолютная скорости движения, отнесенные к выходу газа из колеса;

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2;$$

u_1 и c_1 — окружная и абсолютная скорости движения, отнесенные к входу газа на рабочие лопатки колеса.

Величину Φ определяют по уравнению

$$\Phi = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (\text{VIII-16})$$

где z — число лопаток;

β_2 — угол наклона лопаток на выходе.

$$c_{2r} = c_{2u} \operatorname{tg} \alpha_2 = (u_2 - c_{2u}) \operatorname{tg} \beta_2.$$

При радиальном входе газа $c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1$ и уравнение (VIII-15) принимает вид

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \alpha. \quad (\text{VIII-17})$$

Это выражение напора относится к колесу с бесконечным числом лопаток. Наличие конечного числа лопаток вызывает внутри лопаточного канала значительную неравномерность давлений и скоростей. При выходе из рабочего колеса из-за составляющей вращательно-вихревого потока, направленной по окружности в сторону, обратную вращению колеса, относительная скорость w_2 также отклоняется в сторону, обратную вращению колеса. Окружная составляющая уменьшается на величину Δc_u (рис. VIII-20) и уравнение теоретического напора при конечном числе лопаток принимает вид

$$H_{т.к} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u}. \quad (\text{VIII-17}')$$

Для численной оценки величины Δc_u предложено несколько решений, в частности по Стодола

$$\Delta c_u = u_2 \frac{\pi}{z} \sin \beta_2,$$

тогда

$$\begin{aligned} c_{2u} = c_{2u0} - \Delta c_u = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 - \\ - u_2 \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 = u_2 \left(1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \right. \\ \left. - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \end{aligned}$$

Выражение теоретического напора ступени примет следующий вид:

$$H_{т.н} = \frac{1}{g} u_2^2 \varphi_2. \quad (\text{VIII-18})$$

Уравнение (VIII-14) для эффективного напора ступени можно распространить на группу, состоящую из x ступеней, имеющих одинаковые диаметры колес и выходные треугольники скоростей.

Внутренняя мощность N_i , необходимая для сжатия G кг газа в группе ступеней без охлаждения, может быть выражена уравнением

$$\begin{aligned} N_i = x \frac{1}{g} \varphi_2 u_2^2 \frac{\tau_n}{\tau_{\text{пол}}} \frac{G}{102} = \left(1 + \frac{G_{\text{ут}}}{G} \right) \times \\ \times x \frac{1}{g} \varphi_2 u_2^2 \frac{G}{102} + N_{\text{тр}} = \\ = \left(1 + \frac{G_{\text{ут}}}{G} \right) \frac{k}{k-1} \times \\ \times R (T_k - T_n) \frac{G}{102} \text{ кат}, \quad (\text{VIII-19}) \end{aligned}$$

где G — производительность, кг/сек;

$G_{\text{ут}}$ — внутренняя утечка, средняя для группы ступеней, кг/сек;

$N_{\text{тр}}$ — мощность дискового трения, кат.

Произведение коэффициентов $\tau_n \cdot \varphi_2$ обозначают ψ и называют коэффициентом напора. Тогда уравнение эффективного напора будет

$$H_{\text{эф}} = \frac{1}{g} \psi u_2^2. \quad (\text{VIII-20})$$

В стационарных центробежных компрессорах значение коэффициента напора ψ близко к 0,5.

Число ступеней, окружные скорости, размеры рабочих колес и число оборотов

Число ступеней x центробежного компрессора определяется принятым средним по ступеням значением окружной скорости u_{2m} при условии изотермического сжатия, протекающего при условии принятом значении средней температуры T_m . Из уравнения

$$\Sigma H_{\text{эф}} = 2,303 RT_m \lg \frac{p_k}{p_n} =$$

$$= \Sigma \psi \frac{u_2^2}{g} = x \psi_m \frac{u_{2m}^2}{g}$$

получим

$$x = \frac{2,303 RT_m \lg \frac{p_k}{p_n} g}{\psi_m u_{2m}^2}. \quad (\text{VIII-21})$$

Величина окружной скорости рабочих колес при сжатии таких газов, как воздух, кислород, азот, ограничивается главным образом прочностью материала, из которого сделаны колеса.

Максимальное значение окружной скорости в стационарных машинах при применении высокопрочных легированных сталей обычно не больше 270—290 м/сек.

Размеры рабочих колес на выходе связаны с расходом газа при начальных условиях следующим уравнением:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r} \tau_2 k_{v2} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{VIII-22})$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса, м;

b_2 — ширина колеса на выходе, м,

c_{2r} — радиальная составляющая выходной абсолютной скорости, м/сек;

τ_2 — коэффициент, учитывающий стеснение площади лопатками на выходе;

k_{v2} — отношение удельных объемов газа

$k_{v2} = \frac{v_n}{v_2}$ начального и при выходе из рабочего колеса)

Величину τ_2 определяют по уравнению

$$\tau_2 = 1 - \frac{sz}{\pi D_2 \sin \beta_2},$$

где s — толщина лопатки, м;

Представив уравнение (VIII-22) в виде

$$Q = \pi \tau_2 k_{v2} D_2^2 \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} u_2$$

и заменив $D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}$, можно написать уравнение для числа оборотов

$$n = 33,9 \sqrt{\frac{\tau_2 k_{v2} \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} u_2^3}{Q}} \text{ об/мин}, \quad (\text{VIII-23})$$

где $33,9 = \frac{60}{\sqrt{\pi}}$.

Из этого уравнения видно, что число оборотов тем больше, чем меньше объемная производительность и чем больше u_2 , $\frac{b_2}{D_2}$

и $\frac{c_{2r}}{u_2}$; при надлежащем выборе этих величин число оборотов будет оптимальным. Для проточной части каждого типа опытом установлены наиболее целесообразные значения величин $\frac{b_2}{D_2}$, $\frac{c_{2r}}{u_2}$, β_2 и z . Так, в

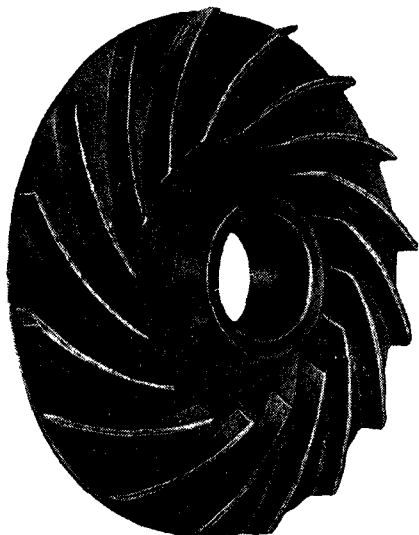


Рис. VIII-21. Основной диск рабочего колеса с выфрезерованными лопатками

центробежных компрессорах обычных конструкций применяют колеса с лопатками, загнутыми назад, с углами на выходе $\beta_2 = 35 - 50^\circ$. Число лопаток в зависимости от размеров колеса варьируют от 12 до 24. Минимальные гидравлические потери, потери от утечки и дискового трения получают при величине относительной ширины колеса на выходе $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$ от 0,06 до 0,08.

В последующих ступенях это отношение уменьшается, несмотря на уменьшение D_2 , вследствие чего неизбежно снижаются гидравлические к. п. д. ступеней η_n . Для повышения η_n в последних ступенях на Невском машиностроительном заводе им. Ленина применяют в компрессорах колеса насосного типа. Для этих колес характерно сильно загнутые назад лопатки ($\beta_2 = 20 - 25^\circ$), $z = 7 - 9$ и большая относительная ширина, так как величина $\frac{C_{2r}}{u_2}$ у них

почти вдвое меньше, чем у компрессорных колес.

Рабочие колеса с малыми значениями углов лопаток β_2 дают более устойчивую форму характеристик с меньшим отношением $\frac{Q_{\min}}{Q_{\text{опт}}}$, определяющим наступление помпажа.

Размеры рабочего колеса на входе определяются принятыми значениями скоростей при входе в колесо и на лопатки, условиями получения рационального отношения диаметров на входе и выходе $\frac{D_2}{D_1} := 1,7 - 2,2$ и условиями получения необходимого диаметра вала.

Вал центробежного компрессора в большинстве случаев делают гибким, т. е. его рабочее число оборотов выше первого критического числа оборотов, определяемого частотой собственных колебаний ротора.

Для многоколесного двухкорпусного ротора первое критическое число оборотов может быть приближенно определено по формуле, предложенной С. И. Сергеевым:

$$n_{\text{кр}1} = 247 \frac{r}{l^2} \sqrt{\frac{G_n}{G_p}}, \quad (\text{VIII-24})$$

где r — средний радиус вала, мм;

l — расстояние между опорами, м,
 G_n, G_p — массы вала и ротора, кг.

Из формулы видно, что критическое число оборотов прямо пропорционально величине диаметра вала и обратно пропорционально квадрату расстояния между опорами ротора.

Рабочее число оборотов гибкого вала должно быть, по крайней мере, на 20—30% больше $n_{\text{кр}1}$. Этим предопределяется при той или иной конструкции компрессора его однокорпусное или многокорпусное выполнение.

Второе критическое число оборотов обычно в 2,8 — 3,5 раза больше первого. О возможности работы компрессора за пределами второго критического числа оборотов будет сказано ниже.

Рабочие колеса компрессора обычно сбор-

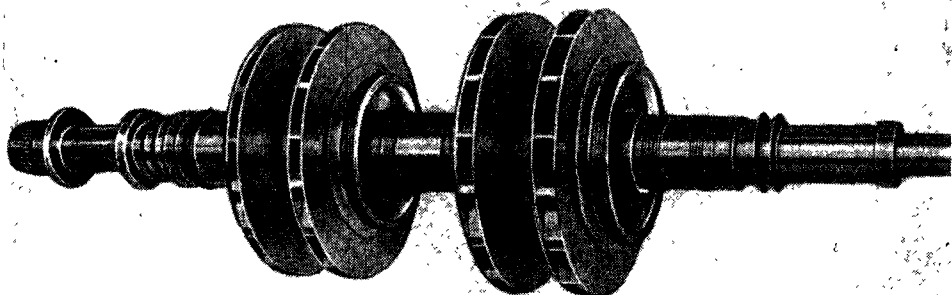


Рис. VIII-22. Ротор центробежного компрессора в сборе

ные, состоящие из двух дисков — основного и покрывного и лопаток, скрепляемых с дисками заклепками. Иногда лопатки выфрезеровывают из материала основного диска, а покрывной диск крепят к ним заклепками, проходящими через тело лопаток (рис. VIII-21).

На рис. VIII-22 показан четырехколесный ротор центробежного компрессора в сборе.

Устройства для преобразования энергии

В рабочем колесе, создающем весь напор, только часть (примерно $\frac{2}{3}$) этого напора превращается в статическое давление.

Из рабочего колеса газ выходит с большой абсолютной скоростью c_2 . Для уменьшения скорости и преобразования кинетической энергии газа в давление используют: кольцевой безлопаточный диффузор, многоканальный лопаточный диффузор, малоканальный диффузор, спиральный канал (улитку) с прямолинейным диффузором.

В существующих конструкциях центробежных компрессоров эти устройства встречаются в разных сочетаниях: безлопаточный диффузор с улиткой или с обратным направляющим аппаратом, подводящим газ к последующей ступени; многоканальный диффузор с профильными лопатками с улит-

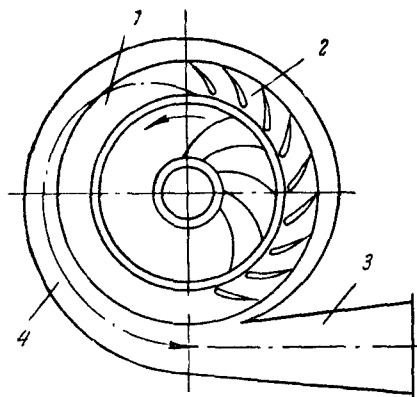


Рис. VIII-23. Устройства для преобразования энергии:

1 — безлопаточный диффузор; 2 — многоканальный лопаточный диффузор; 3 — прямолинейный диффузор; 4 — улитка

кой или с обратным направляющим аппаратом; малоканальный диффузор, заимствованный из насосной практики и применяемый в конструкциях Невского машиностроительного завода им. Ленина, с обратным направляющим аппаратом.

На рис. VIII-23 показаны безлопаточный диффузор, многоканальный лопаточный диффузор, а также улитка с прямолинейным диффузором.

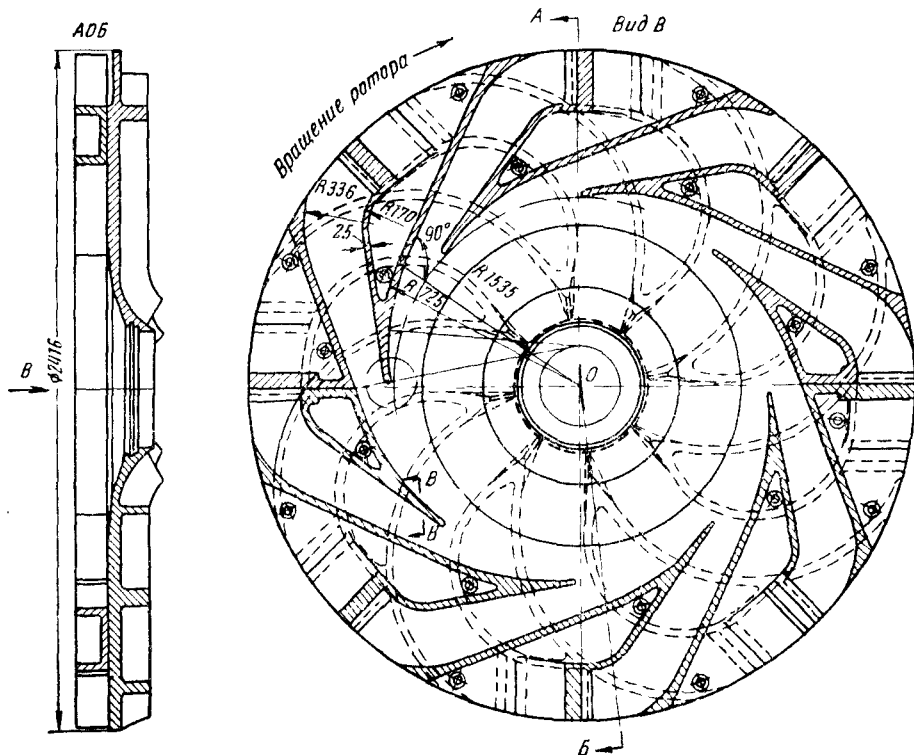


Рис. VIII-24. Малоканальный (восьмиканальный) диффузор в сочетании с обратным направляющим аппаратом

На рис. VIII-24 изображен малоканальный диффузор в сочетании с обратным направляющим аппаратом.

Газ из рабочего колеса может быть направлен также непосредственно в спиральный канал; тогда преобразование скорости происходит в основном в прямолинейном коническом диффузоре (см. рис. VIII-3, VIII-10, VIII-14 и VIII-15), что принято для всех ступеней компрессоров конструкции ВНИИКИМАШа.

Устойчивость работы центробежных компрессоров

Неустойчивость в работе компрессора возникает при сильной пульсации потока газа (помпаж, аэродинамическая неустойчивость) или при значительных колебаниях ротора.

Необходимым и достаточным условием для аэродинамической устойчивости является работа компрессора на ниспадающем участке характеристики $Q - p_k$, т. е. в области, расположенной правее точки максимального давления. При уменьшении расхода сжатого газа ниже критического значения возникает помпаж, который сопровождается обычно довольно сильными сотрясениями машины и ее коммуникаций и может привести к повреждениям и аварии компрессора.

Другой вид неустойчивой работы компрессора возникает при механических колебаниях ротора, приводящих к вибрации всей машины. В практике отладки турбомашин допускают некоторую минимальную амплитуду колебаний ротора, определяемую по вибрографу, установленному на крышках подшипников. Наблюдались, однако, случаи, когда после отладки и пуска машины через некоторое время на вкладышах подшипников появлялись блестящие пятна, свидетельствовавшие о частичном разрушении масляной пленки и неустойчивом положении ротора. Со временем это приводило к заметной вибрации машины, требовавшей ее ремонта и новой отладки.

Колебания ротора вызываются различными причинами: его неуравновешенностью (большой остаточный дебаланс); неудовлетворительной центровкой валов; износом сцепных муфт; помпажем, вызывающим разрушение смазочного слоя в ненагруженных или изношенных подшипниках скольжения, и т. д.

При отладке машины иногда кажущееся устранение всех возможных причин, вызывающих вибрацию, все же не дает положительных результатов и отладка затягивается.

Для распознавания причины повышенной вибрации измеряют амплитуду и, главное, частоту колебаний. При этом у компрессоров с очень легкими роторами и относительно массивными подшипниковыми опорами необходимо измерять колебания ро-

тора относительно корпуса. У компрессоров с относительно тяжелыми роторами можно измерять только колебания подшипниковых опор.

Неуравновешенные роторы совершают вынужденные колебания с частотой, равной частоте вращения (числу оборотов в секунду). При плохих муфтах и недостаточно хорошей центровке наблюдаются колебания как с той же частотой, так и вдвое большей. Нередко корпус компрессора колеблется с частотой, равной частоте вращения ротора электродвигателя. Эти колебания возникают из-за неполадок в работе ротора.

Самые опасные, самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) вызываются смазочным слоем подшипников скольжения. Частота этих колебаний равна или меньше половины частоты вращения ротора. В гибких валах частота их колебаний иногда близка к собственной частоте колебаний ротора. Подобные автоколебания возникают также и при помпаже. Автоколебания могут самопроизвольно при самых незаметных изменениях режима работы исчезать совсем или появляться и возрастать до совершенно недопустимой величины. При этом могут иметь место даже повреждения лабиринтных уплотнений и подшипников (на баббите сначала появляются блестящие пятна износа, а потом он выкрашивается). Наиболее часто автоколебания наблюдаются у компрессоров с легкими роторами, у которых рабочее число оборотов более чем в 1,7 раза выше первого критического.

Проще и надежнее всего автоколебания устраняются при помощи упруго-демпферных опор, показанных на рис. VIII-15 и VIII-25. При этом подшипник, чаще всего более легкий (радиальный), монтируют в цилиндрической упругой стойке, конец которой может перемещаться в пределах зазора, заполненного маслом.

Требуемые для правильной работы демпфера величину зазора h и необходимую упругость стойки, обеспечиваемую выбором соответствующей толщины стенки и продольными прорезями последней, определяют расчетом.

Когда одна из опор ротора упругая, то рабочее число оборотов ротора будет лежать

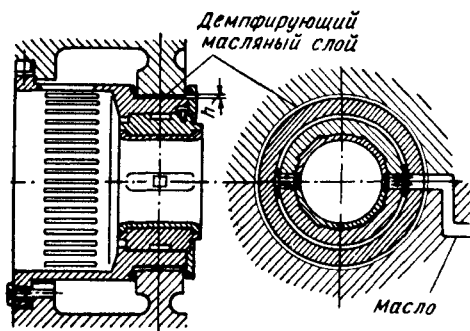


Рис. VIII-25. Демпферный подшипник

за пределами второго критического числа оборотов. При наличии демпфирования каких-либо изменений в характере колебаний при переходе через критические числа оборотов ротора не обнаруживается. В равной мере не наблюдается каких-либо изменений при помпаже в его начальной стадии.

Помимо вибраций ротора, наблюдаются также вибрации и других элементов машины и коммуникаций, которые иногда приводят к вынужденной остановке. Так, вследствие вибрации трубок часто выходят из строя трубные батареи газоохладителей. Трубки рвутся у трубных решеток или перетираются поперечной перегородкой. Это явление можно устранить приданием надлежащей жесткости отдельным пучкам трубок или батареи в целом.

Один из возможных способов повышения жесткости трубного пучка газоохладителей кислородного компрессора типа КТК 12,5 показан на рис. VIII-26. Трубки в двух местах (по длине) снабжают поясками, а весь пучок также в двух местах по длине стягивают болтами. После такого повышения жесткости длительное время не наблюдали выхода из строя газоохладителей.

Вибрации коммуникаций возникают при их недостаточном или неправильном креплении. Затяжка трубопроводов, создающая иногда весьма значительные усилия на корпус машины, может также быть причиной ее общей вибрации. Для предотвращения или уменьшения этих усилий предпринимаются специальные меры. Так, всасывающую трубу крепят в камере фильтров при помощи подвижного (типа сальникового) соединения, а компрессор разгружают от веса трубы при помощи подвесок или опор.

Иногда таким подвижным соединением, компенсатором или упругой (пружинной) опорой снабжают вертикальный участок всасывающей трубы близ патрубка.

Напорную трубу для компенсации тепловых деформаций снабжают иногда петлей и при помощи подвесок или опор освобождают машину от действия усилий со стороны трубопровода.

Промежуточные газоохладители ставят на подвижных опорах с пружинами. Водяные коммуникации в некоторых случаях снабжают сальниковыми соединениями.

Регулирование

Центробежные компрессоры обычно снабжают автоматически действующей системой регулирования производительности и антипомпажной защиты.

Наиболее экономичным способом регулирования является изменение числа оборотов ротора компрессора. Этот способ применяют тогда, когда привод осуществляется от паровой турбины. При этом, если производительность компрессора уменьшается и приближается к своему критическому значению, вступает в действие антипомпажная защита и излишек воздуха сбрасывается в атмосферу.

На рис. VIII-27 показана схема регулирования производительности (при постоянном давлении) изменением числа оборотов и схема антипомпажного регулирования. Импульс на изменение числа оборотов поступает от давления, импульс антипомпажной защите — от расхода воздуха.

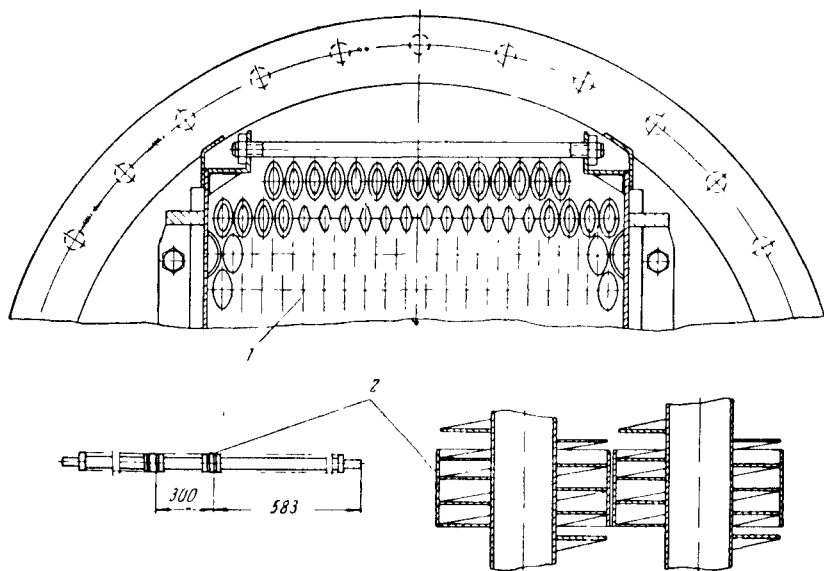


Рис. VIII-26. Укрепление трубного пучка стяжными болтами:
1 — поперечное сечение пучка труб; 2 — пояска по ребрам трубок

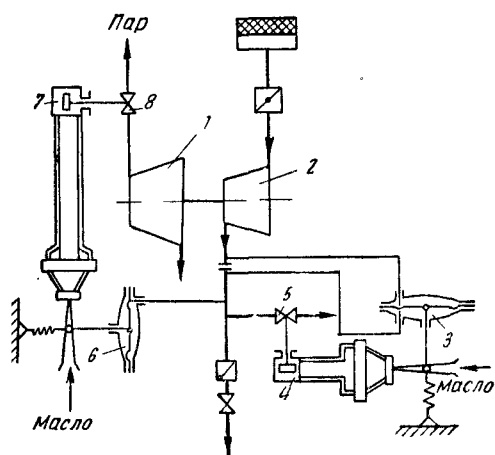


Рис. VIII-27. Схема регулирования производительности компрессора изменением числа оборотов и схема антипомпажной защиты:

1—турбина; 2—компрессор; 3—регулятор расхода в струйной трубке; 4—сервомотор сбросного клапана; 5—сбросной (антипомпажный клапан); 6—регулятор давления и струйная трубка; 7—сервомотор впуска пара; 8—паровпускной вентиль

В случае привода от электродвигателя регулирование осуществляется чаще всего дросселированием на всасывании. При этом регулирование ограничивается сравнительно небольшим уменьшением производительности — до 25–30% от номинальной; при дальнейшем снижении расхода воздуха вступает в действие антипомпажная защита. На рис. VIII-28 показана схема такого регулирования.

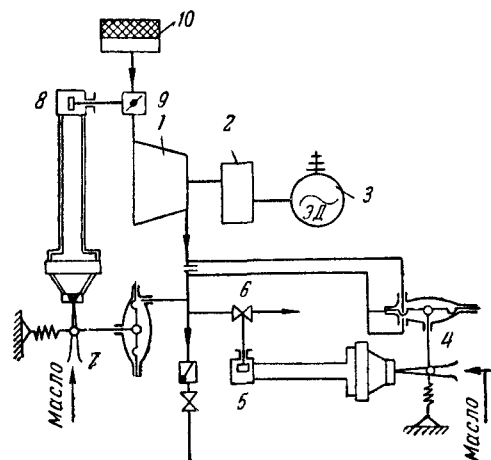


Рис. VIII-28. Схема регулирования производительности компрессора дросселированием на всасывании и схема антипомпажной защиты:

1—компрессор; 2—повышающая передача; 3—электродвигатель; 4—регулятор расхода и струйная трубка; 5—сервомотор сбросного клапана; 6—сбросной (антипомпажный) клапан; 7—регулятор давления и струйная трубка; 8—сервомотор дросселя; 9—дроссельная заслонка; 10—воздушный фильтр

В схемах, показанных на рис. VIII-27 и VIII-28, используют гидравлические системы регулирования. Рабочим веществом в сервомоторах, управляющих движением парового дросселя, дроссельной заслонки на всасывании в компрессор и антипомпажного клапана, является масло, отбираемое из линии главного масляного насоса, питающего смазкой подшипники и зацепление редуктора; иногда масло для системы регулирования подается специальным насосом.

Для повышения экономичности регулирования при неизменном числе оборотов иногда строят компрессоры с поворотными лопатками диффузоров. Упомянутый выше компрессор изотерм (рис. VIII-5) для использования сжатого воздуха при антипомпажном регулировании снабжен антипомпажной турбиной, встроенной в корпус компрессора. Излишек воздуха перед сбросом его в атмосферу поступает сначала в турбину, возвращая на вал компрессора часть мощности, затраченной на сжатие.

В компрессорах конструкции ВНИИКИМАШа применяют электрическую систему регулирования и антипомпажной защиты. Дроссельная заслонка и антипомпажный клапан снабжены электрическими сервоприводами с колонками дистанционного управления. Импульс на дросселирование подается по давлению, измеряемому чувствительным манометром; импульс на антипомпажное регулирование подается или от расхода, или также от давления, причем в последнем случае специальным задатчиком ограничивается предельная степень закрытия дроссельной заслонки, при достижении которой вступает в действие антипомпажный клапан.

Автоматическая защита и управление

Центробежные компрессоры, помимо антипомпажной защиты, снабжают еще автоматически действующей защитой от недостатка смазки и охлаждающей воды; чрезмерного нагрева подшипников; опасного сдвига ротора и т. п. В случае недопустимого отклонения режима работы от нормального подаются звуковые или световые сигналы; если неисправность своевременно не устранена, срабатывают блокировочные устройства и машина автоматически останавливается. ВНИИКИМАШем осуществлена комплексная автоматизация кислородного центробежного компрессора КТК-7. Вся сложная система подготовки компрессора к пуску, пуск компрессора на азоте, а затем перевод его на подачу кислорода с вводом в технологический режим по заданной программе осуществляются автоматически после нажатия кнопки «пуск» на пульте управления. Так же происходит и остановка компрессора, причем после остановки вся схема автоматически настраивается вновь на положение пуска. При аварийной остановке разрешение на последующий пуск

дается автоматически после устранения причины, вызвавшей вынужденную остановку. Управление операциями пуска и остановки может осуществляться также дистанционно или вручную с площадок обслуживания. С ручным управлением оставлены лишь вентили, необходимость пользования которыми возникает эпизодически (вентили для подачи воды в каждый из газоохладителей,

ной производительности в ту или другую сторону связано с уменьшением к. п. д., а следовательно, и со снижением экономичности эксплуатации. Экономичность компрессора еще больше снижается, если приходится уменьшать его производительность дросселированием (рис. VIII-16).

Характеристики центробежного компрессора получают в результате испытания его

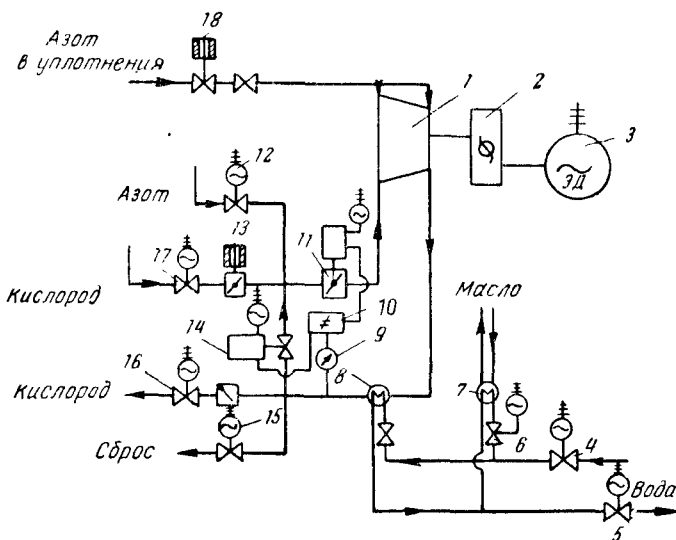


Рис. VIII-29. Схема управления, регулирования и защиты кислородного компрессора типа КТК-7:

1—компрессор; 2—редуктор; 3—электродвигатель; 4, 5, 6, 12, 15, 16, 17—задвижки и вентили с электроприводом; 7—маслоохладитель; 8—газоохладители; 9—чувствительный манометр; 10—электронный регулятор со следящим приводом; 11—дроссельная заслонка с электроприводом; 13—отсечная заслонка с электромагнитным приводом; 14—байпасный клапан с электроприводом; 18—вентиль с электромагнитным приводом

вентили для регулировки утечки и подачи азота в затворы).

Схема автоматического управления, регулирования и защиты компрессора КТК-7 показана на рис. VIII-29.

3. Некоторые вопросы эксплуатации центробежных компрессоров

Экономические показатели и пересчет характеристик

Степень экономичности работы охлаждаемого центробежного компрессора оценивается его изотермическим к. п. д., величина которого зависит от совершенства конструкции, качества изготовления и условий эксплуатации компрессора. Максимальное значение изотермического к. п. д. при данном числе оборотов отвечает определенной производительности, называемой иногда номинальной. Отклонение от номиналь-

на стенде завода-изготовителя или на месте установки. Замер производительности производится при помощи дроссельных приборов (сопел или диафрагм). Давление на всасывании обычно замеряется дифференциальным водяным или ртутным манометром, давление на выходе — пружинным манометром, температуры на всасывании и перед диафрагмой — термометрами.

Объемную производительность при условиях всасывания определяют по уравнению

$$Q = \frac{G}{\rho_n} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (\text{VIII-25})$$

где ρ_n — плотность газа при начальных температуре и давлении (на всасыва-

$$\text{нии}) \rho_n = \frac{p_n \cdot 10^4}{RT_n}.$$

При различных начальных температурах газа и охлаждающей воды и неизменном объемном расходе получают различные характеристики с разными конечными давлениями или степенями сжатия, мощностью и к. п. д. Изменение степени сжатия в каждой группе ступеней при изменении началь-

ной температуры находят из уравнения (VIII-1) для эффективного напора, величина которого при данной объемной производительности остается неизменной. Начальную температуру в последующих (после первой) группах определяют по температуре охлаждающей воды; при этом влияние температуры воды сказывается более значительно, чем влияние начальной температуры газа. Изменение требуемой мощности связано с изменением весового расхода газа.

Для сравнения данных испытаний с гарантийными условиями можно пользоваться приведенными ниже формулами для пересчета характеристик компрессора, полученных из опыта. В приведенных формулах параметры при условиях гарантий даны с индексом «0» (нуль).

Объемная производительность

$$Q = \frac{n_0}{n} Q. \quad (\text{VIII-26})$$

Степень сжатия

$$\lg \left(\frac{p_k}{p_n} \right)_0 = \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{RT_n}{R_0 T_{n0}} \lg \frac{p_k}{p_n} \frac{1 + \tau}{1 + \tau_0}. \quad (\text{VIII-27})$$

Мощность

$$N_{t0} = \left(\frac{n_0}{n} \right)^3 \frac{\rho_{n0}}{\rho_n} N_t. \quad (\text{VIII-28})$$

Изотермический к. п. д.

$$\eta_{из0} = \frac{1 + \tau}{1 + \tau_0} \eta_{из}. \quad (\text{VIII-29})$$

В этих формулах $\frac{1 + \tau}{1 + \tau_0}$ — поправка на условия охлаждения, причем

$$\tau = \frac{T_{w1}^0 - T_n}{T_n} \cdot \frac{\lg \frac{p_k}{p_1}}{\lg \frac{p_k}{p_n}} \quad \text{— при условиях опыта,}$$

$$\tau_0 = \frac{T_{w1}^0 - T_{n0}}{T_{n0}} \cdot \frac{\lg \frac{p_k}{p_1}}{\lg \frac{p_k}{p_n}} \quad \text{— при гарантийных условиях,}$$

p_1 — давление газа при выходе из первой группы, т. е. при входе в первый холодильник.

Приемлемая точность пересчета получается только при небольшой разнице между параметрами, влияющими на характеристики, т. е. когда числа оборотов при условиях опыта отличаются от гарантийных не более чем на 2%, температуры газа и воды — не более чем на 5%. При большей разнице точность пересчета снижается; в этом случае пересчет ведут по ступеням или группам ступеней с использованием характеристик холодильников, полученных из опыта.

Вопросы качества изготовления и монтажа

Надлежащее качество конструкции, изготовления и монтажа центробежного компрессора обеспечивает одно из основных требований — надежность в эксплуатации.

Кроме того, что при изготовлении компрессора должны быть выполнены все требования чертежей и технических условий в отношении размеров, зазоров, точной пригонки фиксирующих шпонок, шпилек или штифтов и т. д., отделка всех деталей должна быть тщательной и чистой. Такое требование к центробежному компрессору, как к машине с большим числом оборотов и большими скоростями, не является излишним даже при условии, если оно не влияет на величину к. п. д.

Надежность в работе даже хорошо выполненной машины не будет обеспечена, если она будет небрежно и плохо смонтирована. Машина должна быть правильно установлена, хорошо закреплена на фундаменте и тщательно отцентрирована с точностью, требуемой инструкцией. В технической литературе содержится достаточно сведений в отношении требований, предъявляемых к монтажу центробежных компрессоров, приемов и способов его проведения.

Надежность работы центробежного компрессора обеспечивается доводкой и в начальной стадии его эксплуатации. Особое внимание должно быть уделено чистоте масляной системы. Хорошо изготовленный, смонтированный и отлаженный компрессор работает годами без ремонта. Ежегодные ревизии компрессора сводятся лишь к очистке его проточной части от налетов грязи или накипи.

Установки с центробежными компрессорами и их эксплуатация

Примеры установок с центробежными компрессорами были уже показаны на рис. VIII-4 и VIII-13.

Установки с воздушными центробежными компрессорами всегда снабжают пылеудерживающими фильтрами перед всасывающей линией, располагаемыми в особых камерах; фильтры бывают двух типов: ячеистые или кассетные (неподвижные) и сетчатые (подвижные самоочищающиеся).

Для лучшей очистки воздуха и минимального сопротивления в фильтрах допускаются небольшие скорости; площадь фильтров устанавливают из расчета около $0,25 \text{ м}^2$ на $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с сопротивлением в пределах до 20 мм рт. ст. Если сопротивление возрастает, фильтры промывают горячим раствором слабой щелочи или керосином. Кассеты с кольцами Рашига смазывают погружением в масло, после чего в течение примерно 10—12 ч дают стечь излишку масла. Для смачивания фильтров при-

меняют так называемое висциновое масло, которое не густеет при низких температурах; оно представляет собой смесь 60% цилиндрического и 40% солярового масел. Для контроля за сопротивлением фильтра ставят водяной дифференциальный манометр.

Смазка подшипников компрессора и электродвигателя, а также повышающей передачи обычно циркуляционная, от зубчатого насоса, встроенного в редуктор. Для подачи смазки при пуске и остановке машины служит специальный пусковой насос. Марку масла устанавливает поставщик машины [в СССР используют турбинные масла марок 20 (Л) или 30 (УТ) по ГОСТ 32—53].

Расход масла для центробежных компрессоров зависит от мощности установки и ее состояния, т. е. от наличия недопустимых утечек, температурного режима (испарение масла) и возможности регенерации масла.

Правила пуска и остановки центробежного компрессора указаны в инструкции по уходу и обслуживанию. При наличии автоматизации обслуживание сводится к эпизодическому осмотру и контролю системы автоматизации.

Сведения по организации и проведению ремонта центробежных компрессоров можно найти в литературе.

При эксплуатации установок с центробежными компрессорами иногда наблюдаются неисправности различного рода, некоторые из которых освещаются ниже.

У компрессоров с выносными газоохладителями иногда наблюдается унос выпавшей в охладителях влаги в проточную часть машины. Эта влага иногда даже выбивается через концевые уплотнения вала. В таких случаях при ревизии машины обнаруживают значительные отложения накипи и ее коррозию в проточной части. Имели место случаи полного разрушения лопаток рабочих колес и значительного износа дисков. В одном случае в шестиступенчатом компрессоре с двумя промежуточными газоохладителями рабочее колесо пятой ступени, куда воздух поступал из второго охладителя, оказалось забитым толстым слоем накипи, лопатки почти целиком были изношены и покрывной диск оторван. В данном случае, помимо коррозии, имела место и эрозия.

В практике эксплуатации кислородного компрессора типа КТК-12,5 наблюдались также явления частого выхода из строя трубок газоохладителей. При ревизии машины обнаруживали иакипь в проточной части даже после тех охладителей, где выпадения влаги из газа быть не могло. После того как в охладителях была устранена возможность течи трубок после длительной эксплуатации, такое обилие накипи уже не

было обнаружено; не наблюдалось также влаги, выбиваемой из концевой уплотнения корпуса высокого давления, где до этого обнаруживали интенсивный износ лабиринтного уплотнения. Видимо, при неплотных трубках охлаждающая вода попадала в газовую полость даже при давлении газа, большем, чем давление воды, чему способствовала вибрация трубок.

При значительной запыленности наружного воздуха наблюдалось загрязнение проточной части компрессора. Часто отложения грязи по своему виду напоминают маслянистую пасту. Это объясняется подсосом в машину масла при разрежении на всасывании. Недостаточная очистка поступающего в машину воздуха может привести к разрушению рабочих колес и направляющих аппаратов.

Высокая жесткость охлаждающей воды ведет к быстрой забивке накипью трубных батарей газоохладителей, а плохая очистка воды при подаче ее из открытых водоемов — к забивке отложениями ила и слизи, а иногда и моллюсками, продолжающими свое развитие в теплой среде.

Наблюдается иногда забивка зубчатых муфт маслянистой пастой, вызываемая появлением в них застойных зон смазки или плохим стоком масла. Иногда при этом имеет место износ зубьев.

Большим недостатком некоторых конструкций центробежных компрессоров является шум, уровень которого иногда намного превышает существующие нормы и создает неблагоприятные условия для обслуживающего персонала. Часто причиной шума повышенного уровня является сама конструкция компрессора, особенно его сварные, недостаточно жесткие части. Вибрации, несомненно, повышают уровень шума, а демпфирование значительно его снижает. Причинами шума повышенного уровня могут быть также выступы стыков, сварных швов, прокладок, вибрации трубопроводов. Неточная нарезка зубчатой пары редуктора или его неточная сборка создают обычно значительный шум высокого тона.

Для уменьшения шума можно изолировать всасывающий трубопровод, трубы или короба, соединяющие компрессор с охладителями, нагнетательный трубопровод.

Центробежный компрессор фирмы Демаг снабжен глушителями специальной конструкции на всасывающем, нагнетательном и сбросном трубопроводах. Такие глушители представляют собой трубу или несколько труб определенной длины, концентрично расположенных на газовом трубопроводе и заключенных в сварной кожух. В трубах имеются отверстия, сверху эти трубы обернуты сеткой и звукопоглощающим материалом. Подобными глушителями обычно снабжают и винтовые компрессоры.

Глава IX

Турбодетандеры воздухоразделительных установок

1. Общие сведения о турбодетандерах

Устройство ступени турбодетандера

Турбодетандерами называются машины турбинного (лопаточного) типа, применяемые в холодильных циклах для понижения температуры сжатого газа, его расширением с отдачей внешней работы.

Устройство ступени турбодетандера определяется параметрами потока расширяемого в нем газа: природой газа, его расходом G , начальным давлением p_n , начальной температурой T_n , противодавлением p_k , отношением давлений $\varepsilon = p_n/p_k$ и удельным располагаемым (изоэнтропным) теплопадением (рис. IX-1):

$$\Delta i_{t,s} = i_n - i_{k,s}, \quad (\text{IX-1})$$

где i_n — энтальпия газа в начальном состоянии (при параметрах p_n и T_n);

$i_{k,s}$ — энтальпия, соответствующая состоянию газа при изоэнтропном (обратимом адиабатном) расширении от начального состояния до заданного противодавления p_k .

В настоящее время турбодетандеры воздухоразделительных установок выполняют большей частью с центростремительными ступенями.

Осевая ступень, широко применяемая в паровых и газовых турбинах (за редким исключением), не нашла применения в турбодетандерах. Это объясняется тем, что в области параметров потока, характерных для турбодетандеров воздухоразделительных установок, одноступенчатый осевой турбодетандер вследствие ряда причин малоэффективен [1, 5, 19]. При малых объемных расходах также и многоступенчатый осевой турбодетандер не может быть эффективным вследствие малой высоты лопаток и связанного с этим ухудшением их гидравлических характеристик, а также из-за увеличения относительных потерь на перетекания. Кроме того, при малых размерах осевые лопатки требуют чрезвычайно высокой точности изготовления профилей.

Основные преимущества ступени с центростремительным колесом в сравнении с осевой ступенью (именно в той области параметров потока и осуществимых чисел оборотов где осевые ступени получаются с небольшой

щегося с периферической скоростью u_1 , где расширяется до давления p_2 за колесом. При протекании через каналы колеса газ развивает окружное усилие на лопатках, вследствие чего он производит внешнюю работу вращения ротора и уменьшает свою энергию. У выхода на диаметре D_2 газ выходит из каналов колеса со скоростью c_2 , меньшей c_1 , и через воронку 6 колеса и отводящий патрубок 7 удаляется из ступени.

Для возникновения окружного усилия на лопатках колеса необходимо соответствующее уменьшение момента количества движения потока относительно оси вращения. Это достигается определенными формами сопел направляющего аппарата, каналов рабочего колеса и определенным сочетанием между скоростью вращения колеса и скоростями газа. Для этого, в частности, сопла направляющего аппарата и каналы рабочего колеса выполняют таким образом, чтобы скорость потока на выходе из сопел была наклонена под острым углом α_1 по направлению вращения колеса, а относительная скорость на выходе из каналов рабочего колеса была направлена под острым углом β_2 против направления вращения колеса.

Давление p_1 потока на входе в рабочее колесо обычно больше давления p_2 на выходе. Поэтому для уменьшения перетеканий газа между колесом и корпусом устанавливают уплотнения лабиринтового типа.

В центростремительных ступенях турбодетандеров применяют в различных модификациях центростремительные колеса двух основных типов: центростремительно-радиальные и центростремительно-осевые.

Наиболее часто (в частности, в известном турбодетандере, разработанном акад. П. Л. Капицей [5]) применяют центростремительно-радиальные колеса. В этих колесах (см. рис. IX-2) лопатки, а следовательно, и каналы располагают только в радиальной части колеса: от диаметра D_1 до диаметра D_2 , который несколько больше, чем диаметр горлового сечения выходной воронки D_v . Поток на выходе из каналов колеса направлен примерно радиально, а поворот на осевое направление происходит вне каналов колеса. Так как лопатки не входят в зону поворота, их ограничивающие поверхности могут быть выполнены цилиндрическими. Это резко упрощает изготовление рабочего колеса.

Главным отличием центростремительно-осевого колеса (см. рис. IX-2,б, IX-22, IX-23, IX-27, IX-35) от центростремительно-радиального является поворот потока с радиального направления на осевое внутри каналов колеса. Это достигается вводом лопаток в зону выходной воронки и примерно радиальным расположением их выходных кромок.

При такой конструкции загиб выходной кромки лопатки на угол β_2 в одной (радиальной) плоскости (как в центростремительно-радиальном колесе) невозможен. Поэтому лопатки центростремительно-осевых колес выполняют пространственными и изготовле-

ние этих колес сложнее, чем центростремительно-радиальных.

Центростремительно-радиальные колеса выполняют, как правило, закрытого типа, т. е. с каналами, ограниченными по всему контуру их поперечного сечения стенками (см. рис. IX-2,а).

Центростремительно-осевые колеса выполняют как полузакрытого типа, т. е. с каналами, контур поперечного сечения которых ограничен стенками лишь с трех сторон (см. рис. IX-2,б, IX-22, IX-23 и IX-27), так и закрытого (рис. IX-35).

Колеса полузакрытого типа могут быть сконструированы более прочными, чем колеса закрытого типа.

К. п. д. турбодетандера

Удельная холодопроизводительность равна удельному теплопадению

$$\Delta i_T = i_n - i_k, \quad (IX-2)$$

где i_n — энтальпия газа в начальном состоянии (см. рис. IX-1);

i_k — энтальпия в конечном состоянии.

Из закона сохранения энергии следует, что в идеально теплоизолированном детандере и при условии равенства скоростей газа на входе и выходе из него удельное теплопадение Δi_T эквивалентно удельной внешней работе вне зависимости от того, протекает ли процесс расширения с потерями или без потерь.

Максимальная удельная холодопроизводительность может быть получена только в идеальном турбодетандере, т. е. в таком, у которого отсутствует теплоприток, а процесс расширения протекает без потерь. Поэтому максимальная удельная холодопроизводительность равна располагаемому (изоэнтропному) теплопадению $\Delta i_{T,s}$.

В реальном турбодетандере расширение газа всегда сопряжено с потерями. Поэтому изменение состояния газа в детандере протекает необратимо, т. е. с увеличением энтропии. Вследствие этого конечная точка k всегда находится правее начальной точки n (см. рис. IX-1), энтальпия i_k всегда больше энтальпии $i_{k,s}$ и удельная холодопроизводительность Δi_T всегда меньше располагаемой удельной холодопроизводительности $\Delta i_{T,s}$.

Для характеристики качества турбодетандера с точки зрения получения холода пользуются понятием изоэнтропного к. п. д. или к. п. д. детандера, определяемого отношением

$$\eta_T = \frac{\Delta i_T}{\Delta i_{T,s}} = \frac{i_n - i_k}{i_n - i_{k,s}}. \quad (IX-3)$$

К. п. д. турбодетандера оказывает большое влияние на экономичность холодильного цикла, поэтому к к. п. д. предъявляют высокие требования.

К. п. д. современных турбодетандеров в зависимости от параметров потока, типа турбодетандера и качества его изготовления колеблется от 0,65 до 0,85.

Из уравнения (IX-3) следует, что в том случае, когда расширяемый газ не достигает состояния насыщения (т. е. перегрет), к. п. д. может быть определен по давлению и температуре газа на входе и выходе из турбодетандера. Необходимо иметь в виду, что практически точность указанного метода снижается по мере уменьшения $\Delta i_{T,s}$, поскольку при этом также уменьшается температурный перепад и потому увеличивается влияние неточности замера температур. Так, для воздуха при $\Delta i_{T,s} = 10$ ккал/кг изотропное падение температуры равно примерно 40 град. Поэтому ошибка в замере перепада температур на 1 град соответствует ошибка в величине к. п. д. на 1/40 = 2,5%. Кроме того, на точность определения к. п. д. влияет также точность термодинамической диаграммы, по которой определяют состояние газа.

Области применения турбодетандеров

Во всех случаях, когда параметры потока позволяют сконструировать турбодетандер с требуемым к. п. д., его предпочитают поршневому детандеру, так как в турбодетандере расширяемый газ не загрязняется; кроме того, он отличается большой надежностью в работе, простотой обслуживания, малыми эксплуатационными расходами, компактностью и низкой удельной стоимостью.

Так как в проточной части турбодетандера отсутствуют трущиеся части, турбодетандеры в противоположность поршневым детандерам работоспособны и эффективны при самых низких температурах расширяемого газа вплоть до температуры конденсации. Именно это свойство позволяет при соответствующей мощности строить холодильные циклы с турбодетандерами для самых низких температур в весьма широком диапазоне давлений. В частности, холодильный цикл низкого давления ($p_0 = 6$ атм)* с наименьшей температурой $T_2 = 85^\circ\text{K}$ с расширением в турбодетандере низкого давления ($\epsilon = p_0/p_2 \approx 4$, $T_0 = 115^\circ\text{K}$, $\Delta i_{T,s} = 8-10$ ккал/кг) применяют почти во всех современных газовых воздуходелительных установках.

При соответствующем объемном расходе газа турбодетандер может быть выполнен не только для низкого давления, но для любых значений p_n , ϵ , $\Delta i_{T,s}$. Это создает условия для построения холодильного цикла для любого давления, которое наиболее целесообразно с точки зрения экономичности и других факторов при определенной технологической схеме установки глубокого охлаждения.

В частности, при определенном расходе возможно построение турбодетандеров для ϵ до 30 и Δi_s свыше 50 ккал/кг, необходимых для циклов среднего и высокого давления.

* Давление всюду указано абсолютное.

2. Основы теории центростремительной ступени

Параметры ступени

К. п. д. ступени зависит от ее конструкции и режима работы.

Характерными безразмерными конструктивными параметрами ступени являются относительный диаметр выхода μ , степень парциальности ϵ и форма облопачивания, определяющая углы потока α_1 и β_2 .

Относительный диаметр выхода (см. рис. IX-2)

$$\mu = \frac{D_2}{D_1} \quad (\text{IX-4})$$

С уменьшением μ увеличивается работа центробежной силы в каналах колеса и уменьшается его оптимальное число оборотов; одновременно увеличивается диаметр колеса и уменьшается его относительная ширина.

Степень парциальности. Газ к рабочему колесу может подводиться по всей его окружности (полный подвод) или на части окружности (парциальный подвод). Степень парциальности ϵ — часть длины окружности рабочего колеса, через которую к нему подводится газ. При полном подводе степень парциальности равна единице. Парциальный подвод сопряжен с дополнительными потерями. Однако к нему приходится прибегать, чтобы предотвратить непомерно высокое число оборотов и компенсировать слишком малую ширину рабочего колеса, когда объемный расход V мал, а располагаемое удельное теплопадение Δi_s велико. Парциальный подвод является также одним из средств для регулирования расхода через рабочее колесо изменением числа включенных сопел. Для уменьшения дополнительных потерь от нестационарности при парциальном подводе сопла располагают по возможности непрерывно.

Режим работы ступени полностью определяется начальными параметрами расширяемого газа, противодавлением и числом оборотов колеса. Каждому режиму работы данной ступени соответствует определенное значение расхода и к. п. д.

Характерными безразмерными параметрами режима работы являются отношение давлений $\epsilon = \frac{p_0}{p_2}$, число Re , степень реак-

ции ρ и относительная окружная скорость x_s . Степень реакции ρ . В общем случае падение давления в ступени турбодетандера $p_0 - p_2 = (p_0 - p_1) + (p_1 - p_2)$, в направляющем аппарате $p_0 - p_1$, в рабочем колесе $p_1 - p_2$. Отношениям давлений $\frac{p_0}{p_2}$

в ступени, $\frac{p_0}{p_1}$ в направляющем аппарате и $\frac{p_1}{p_2}$ в рабочем колесе соответствуют (см.

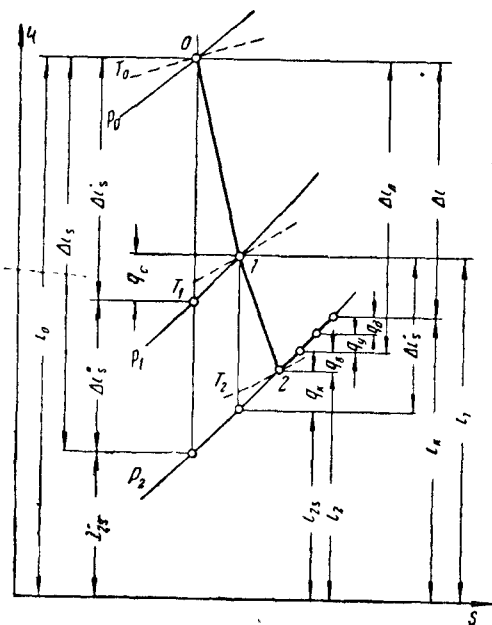


Рис. IX-3. Процесс расширения в центробежной ступени на диаграмме $s-l$

рис. IX-3) располагаемые (изоэнтропные) тепловпадения Δi_s , $\Delta i'_s$ и $\Delta i''_s$. Степень реакции показывает, в какой степени происходит понижение давления и соответствующее ему тепловпадение в соплах и в каналах колеса и определяется по формуле

$$\rho = \frac{\Delta i''_s}{\Delta i'_s + \Delta i''_s} \approx \frac{\Delta i'_s}{\Delta i_s}, \quad (\text{IX-5})$$

где $\Delta i'_s$ — изоэнтропное тепловпадение в каналах рабочего колеса ступени, работающей без потерь.

Ступень турбодетандера, работающую со степенью реакции $\rho > 0$ [или $(p_1 - p_2) > 0$], называют реактивной или ступенью избыточного давления, а работающую со степенью реакции $\rho \approx 0$ (или $p_1 \approx p_2$) активной или ступенью равного давления.

Степень реакции расчетного режима обуславливает геометрию ступени и необходимое число оборотов рабочего колеса. Чем ниже расчетное значение ρ , тем меньше оптимальная окружная скорость u_1 и число оборотов колеса. Однако ступени с малой расчетной степенью реакции не применяют из-за низкого к. п. д.

Относительная окружная скорость x_s — отношение периферической скорости колеса u_1 к располагаемой (изоэнтропной) скорости $c_s = \sqrt{2g\Delta i_s/A} = 91,5\sqrt{\Delta i_s}$, соответствующей изоэнтропному удельному тепловпадению в ступени Δi_s :

$$x_s = \frac{u_1}{c_s}. \quad (\text{IX-6})$$

Относительная окружная скорость определяет кинематику течения газа, обусловленную его перемещением относительно сопел и каналов рабочего колеса, а также вращением последнего.

Подобными режимами геометрически подобных ступеней считают режимы, в которых равны значения M (или ϵ), x_s , Re и показатель адиабаты расширяемого газа. В подобных режимах значения к. п. д. равны.

Течение в соплах

В турбодетандерах обычно применяют направляющие аппараты с суживающимися соплами, у которых площадь в направлении течения уменьшается до конечной (горловой) площади (рис. IX-4). Вследствие того что сопла в радиальной плоскости устанавливают под острым углом по отношению к касательной периферической окружности рабочего колеса, образуется так называемый косой срез ABC .

Адиабатное течение без трения. Такое течение изоэнтропно и, согласно закону сохранения энергии, скорость газа на выходе из сопел

$$c_{1s} = \sqrt{\frac{2g}{A} \Delta i'_s} = 91,5 \sqrt{\Delta i'_s} \text{ м/сек},$$

где $\Delta i'_s$ — располагаемое (изоэнтропное) тепловпадение в сопле, ккал/кг.

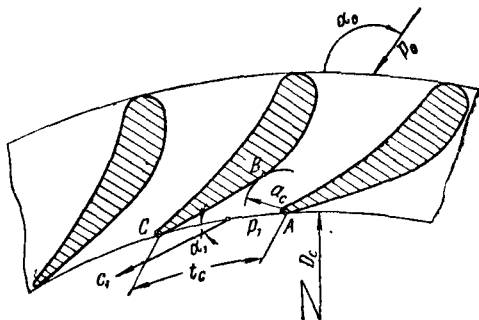


Рис. IX-4. Схема направляющего аппарата центробежного турбодетандера

Если p_0 и p_1 соответственно абсолютные давления газа до сопла и за ним, то в зависимости от отношения давлений p_1/p_0 скорость c_{1s} может быть меньше, равна или больше скорости звука a (скорость распространения возмущений в газе при малых изоэнтропных изменениях давлений):

$$a = \sqrt{kgpv} = \sqrt{zkgRT},$$

где $z = \frac{pv}{RT}$ — коэффициент сжимаемости газа.

При определенном так называемом критическом соотношении давлений

$$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

и соответствующей ей критической температуре

$$T_{кр} = \frac{2T_0}{k+1}$$

плотность потока (расход на единицу площади) в узком (горловом) сечении достигает максимума и в косом срезе не изменяется. Соответственно в узком сечении и косом срезе устанавливается критическая скорость

$$c_{кр} = \sqrt{kgRT_{кр}} \text{ м/сек},$$

которая и есть не что иное, как скорость звука

$$a = \sqrt{kgRT} \text{ м/сек}$$

при критическом режиме для идеального газа ($z = 1$). Таким образом, при $p_1/p_0 = \beta_{кр}$ скорость $c_{1s} = c_{кр} = a_1$ — звуковая и число $M_{c1} = c_{1s}/a_1 = 1$.

Критическое отношение давлений $\beta_{кр} = 0,528$ для $k = 1,4$ (двухатомные газы и воздух) и $\beta_{кр} = 0,487$ для $k = 1,67$ (одноатомные газы).

При $(p_1/p_0) < \beta_{кр}$ в узком сечении устанавливаются критические параметры $p_{кр}$ и $T_{кр}$ и соответствующая им критическая скорость $c_{кр}$. Падение давления от $p_{кр}$ до p_1 и температуры от $T_{кр}$ до T_1 происходит за узким сечением с соответствующим увеличением скорости до $c_{1s} > c_{кр}$. Так как $T_1 < T_{кр}$, то скорость звука на выходе $a_1 < c_{кр}$. Следовательно

Адиабатное истечение с потерями. Скорость истечения из сопел

$$c_1 = 91,5 \sqrt{\eta' \Delta i_s'} =$$

$$= 91,5 \sqrt{(1-\rho) \eta' \Delta i_s'} \text{ м/сек}, \quad (IX-7)$$

где $\eta' < 1$ — коэффициент полезного действия направляющего аппарата, учитывающий уменьшение кинетической энергии вследствие потерь в нем.

Из уравнения (IX-7) следует, что скорость выхода из сопел увеличивается по мере уменьшения степени реакции и достигает максимума в чисто активной ступени ($\rho = 0$).

К. п. д. η' направляющего аппарата зависит от геометрической формы сопел (межлопаточных каналов), шероховатости поверхностей сопел и режима потока (угла натекания α_0 , безразмерных критериев течения Re , M_{c1} и степени парциальности). Величина η' точно может быть определена только экспериментально. Для направляющих аппаратов турбодетандеров (см. стр. 390) ориентировочная зависимость η' от ширины b_c показана на рис. IX-5. Кривая на рис. IX-5 приближенно описывается формулой

$$\eta' \approx 0,91 - \frac{0,19}{b_c}, \quad (IX-8)$$

где b_c — осевая ширина сопла, мм.

Угол выхода из сопел α_1 при $M_{c1} \leq 1$ зависит от тех же параметров, что

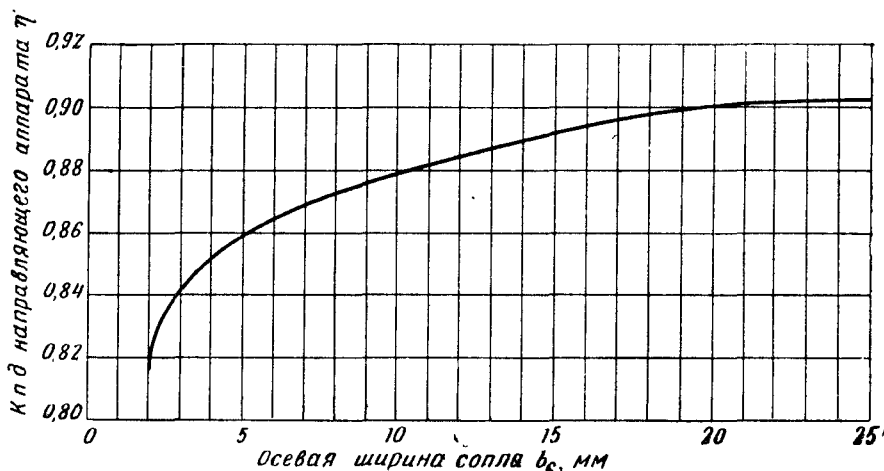


Рис. IX-5. Коэффициент полезного действия направляющего аппарата η' в зависимости от его ширины b_c

но, при $(p_1/p_0) < \beta_{кр}$ скорость истечения c_{1s} — сверхзвуковая и число $M_{c1} = \frac{c_{1s}}{a_1} > 1$.

При $(p_1/p_0) > \beta_{кр}$ критический режим в соплах не достигается. Скорость истечения c_{1s} — дозвуковая и число $M_{c1} < 1$.

и к. п. д., и при малом шаге его приближенно определяют по формуле

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{a_c}{l_c}, \quad (IX-9)$$

где a_c — ширина узкого (горлового) сечения сопла;

l_c — шаг сопел.

При $M_{c1} > 1$ вследствие уменьшения плотности тока в косом срезе угол выхода больше, чем по формуле (IX-9), и может быть определен по приближенной формуле [11]:

$$\alpha_1 = \alpha'_1 + \delta = \alpha'_1 + 57,3^\circ \frac{k+1}{2k} \times \\ \times \frac{\left(1 - \frac{p_1}{p_{кр}}\right)^2}{\frac{p_1}{p_{кр}} \left(1 + k - \frac{p_1}{p_{кр}}\right)} \lg \alpha'_1,$$

где α'_1 — угол, определяемый по формуле (IX-9).

Во избежание больших углов отклонения δ и увеличения потерь суживающиеся сопла для $M_{c1} > 1,1$ обычно не применяют.

Удельная потеря кинетической энергии в направляющем аппарате

$$q_c = \frac{A}{2g} (c_{1s}^2 - c_1^2) = \\ = (1 - \eta') (1 - \rho) \Delta i_s, \quad (\text{IX-10})$$

а соответствующая ей относительная потеря

$$\xi_c = \frac{q_c}{\Delta i_s} = (1 - \eta') (1 - \rho). \quad (\text{IX-11})$$

Расход газа через направляющий аппарат

Количество газа, протекающее через направляющий аппарат (см. рис. IX-4),

$$G = \frac{\pi D_c b_c \epsilon c_1 \sin \alpha_1}{v_1} \quad \kappa\Gamma/\text{сек},$$

где D_c — диаметр окружности выходных кромок лопаток направляющего аппарата, м;

b_c — ширина направляющего аппарата, м;

ϵ — степень парциальности;

c_1 — скорость истечения, м/сек;

v_1 — удельный объем газа на выходе из сопел, м³/кг.

При изэнтропном течении количество вытекающего газа

При отношении давлений $(p_1/p_0) \leq \beta_{кр}$ расход достигает своего максимального значения (критический расход):

$$G_{кр} = F_c \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{kg \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \kappa\Gamma/\text{сек}.$$

Для двухатомных газов ($k = 1,4$) критический расход

$$G_{кр} = 2,145 F_c \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \quad \kappa\Gamma/\text{сек}.$$

Течение в каналах колеса

Относительная скорость w_1 входа (рис. IX-6, а) в каналы колеса является геометрической разностью между абсолютной скоростью

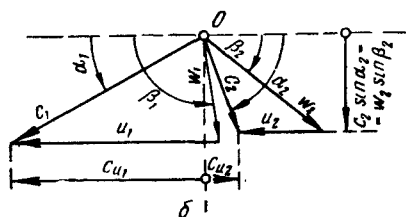
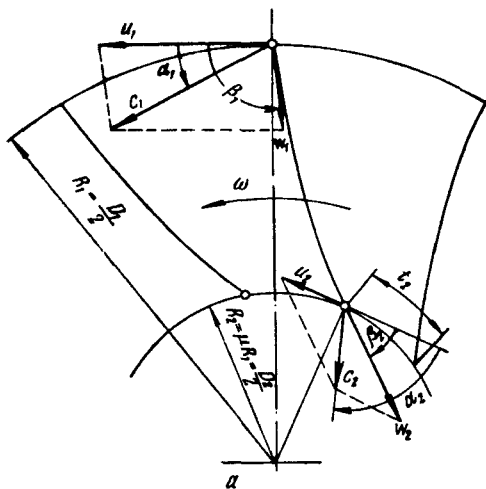


Рис. IX-6. Треугольники скоростей центробежного турбодетандера

$$G = F_c p_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \kappa\Gamma/\text{сек},$$

где F_c — суммарная площадь узких сечений сопел, м²;

p_0 — давление газа перед соплами, кг/м²;

p_1 — давление газа за соплами, кг/м²;

T_0 — температура газа перед соплами, °К;

R — газовая постоянная, кг·м/(кг·град);

k — показатель адиабаты.

ростью c_1 выхода потока из сопел и переносной скоростью на входе в каналы, т. е. окружной (периферической) скоростью u_1 колеса. Абсолютная скорость c_2 выхода потока из каналов колеса является геометрической суммой относительной скорости выхода w_2 из каналов колеса и переносной, т. е. окружной скорости u_2 на выходе из каналов коле-

са. Скорости c_1 и w_1 свойственны потоку до момента начала воздействия на него лопаток, а w_2 и c_2 в момент прекращения воздействия.

В силу свойств геометрического сложения зависимость между скоростями изображают треугольниками скоростей (см. рис. IX-6,б). Обычно отсчет углов в треугольнике входа производят от положительного направления окружной скорости, а в треугольнике выхода от отрицательного направления.

Из треугольника скоростей входа (рис. IX-6,б) на основании теоремы синусов относительная скорость входа в каналы колеса

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}. \quad (\text{IX-12})$$

Угол между направлениями относительной и окружной скоростей при входе в каналы колеса

$$\beta_1 = \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - (u_1/c_1)}. \quad (\text{IX-13})$$

Из уравнения энергии для рабочего колеса следует, что относительная скорость выхода из каналов колеса

$$w_2 = \sqrt{\left(\frac{2g\Delta i_s''}{A} + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2 \right) \eta''}, \quad (\text{IX-14})$$

где $\Delta i_s''$ — изоэнтальпическое теплосодержание в рабочем колесе;

η'' — к. п. д. рабочего колеса, учитывающий уменьшение кинетической энергии в каналах колеса вследствие потерь в них.

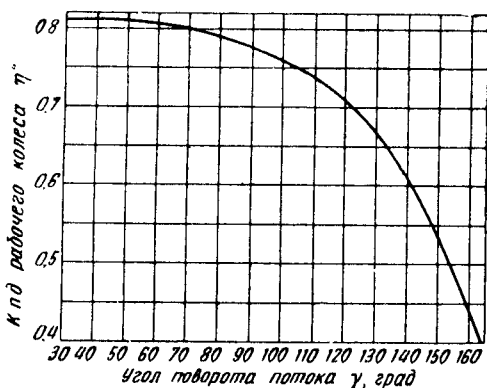


Рис. IX-7. Коэффициент полезного действия рабочего колеса η'' в зависимости от угла поворота потока $\gamma = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$

К. п. д. рабочего колеса η'' зависит от формы (в частности, кривизны) каналов, шероховатости их поверхности, степени парциальности и режима потока (угла натекания β_1 , характера течения и безразмерных критериев течения Re и M). К. п. д. η'' точно может быть определен только экспериментально. На рис. IX-7 показана ориентировочная зависимость к. п. д. рабочего колеса η'' от угла поворота потока в колесе.

Удельная потеря кинетической энергии в каналах колеса (рис. IX-3)

$$q_k = \frac{A\omega_2^2 \left(\frac{1}{\eta''} - 1 \right)}{2g}, \quad (\text{IX-15})$$

а соответствующая ей относительная потеря

$$\zeta_k = \frac{q_k}{\Delta i_s} = \left(\frac{w_2}{c_s} \right)^2 \left(\frac{1}{\eta''} - 1 \right). \quad (\text{IX-16})$$

Угол β_2 относительной скорости при выходе из каналов колеса обусловлен (при докритическом течении) формой канала. При небольшом шаге угол

$$\beta_2 \approx \arcsin \frac{a_2}{t_2},$$

где a_2 — ширина узкого сечения канала на выходе;

t_2 — шаг лопаток на выходе.

Абсолютная скорость выхода из каналов колеса

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2w_2 \cos \beta_2} \text{ м/сек.} \quad (\text{IX-17})$$

Скоростью c_2 определяется величина кинетической энергии потока, выходящего из колеса. Если эта энергия не может быть превращена во внешнюю работу, например в одноступенчатом турбодетандере, то она превращается в тепло и представляет так называемую потерю с выходной скоростью, удельная величина которой (рис. IX-3)

$$q_b = \frac{Ac_2^2}{2g}, \quad (\text{IX-18})$$

а соответствующая ей относительная потеря

$$\zeta_b = \frac{q_b}{\Delta i_s} = \left(\frac{c_2}{c_s} \right)^2. \quad (\text{IX-19})$$

Некоторая величина скорости c_2 , естественно, необходима для отвода газа из колеса. Однако для этой цели имеет значение только составляющая $c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$ (см. рис. IX-6,б), перпендикулярная вектору окружной скорости, в то время как окружная составляющая $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ для отвода потока бесполезна и с этой точки зрения должна быть минимальной. Поэтому целесообразен так называемый нормальный выход ($\alpha_2 = 90^\circ$), так как в этом случае при данных расходе и размерах колеса скорость c_2 , а следовательно, и q_b минимальны.

Течение в каналах центробежного колеса принципиально отличается от течения в каналах осевого колеса; при относительном течении через вращающееся центробежное колесо с конечным числом лопаток (под воздействием центробежного, кориолисова и местного ускорений) возникает градиент скорости потока в поперечном сечении канала, равный удвоенной угловой скорости ω колеса [18]. Вследствие этого относительная скорость течения w убывает в направлении вращения (рис. IX-8, правый канал) и соответственно этому, согласно уравнению Бернулли, давление в канале растет в направлении вращения.

Возникающее таким образом превышение давления со стороны лицевой (напорной) стороны лопатки над тыльной (подсасывающей) и создает ту силу, под действием которой энергия потока передается центробежному колесу.

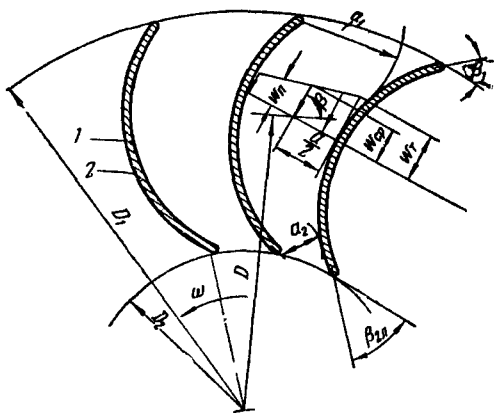


Рис. IX-8. Схема распределения скоростей в каналах рабочего колеса центробежного турбодетандера:

1 — лицевая сторона; 2 — тыльная сторона

С уменьшением числа лопаток эта разность давлений, естественно, возрастает. Соответственно относительная скорость w_t на тыльной стороне лопасти увеличивается, а относительная скорость w_l на лицевой стороне уменьшается.

При малом числе лопаток z_l скорость w_l может стать равной нулю, а при дальнейшем уменьшении их числа — отрицательной, а это, как известно из гидродинамики, связано со срывом потока, вихреобразованием и соответствующим увеличением гидравлических потерь.

Связь между w_t и w_l выражают уравнением

$$w_t = w_l + 2\omega a, \quad (\text{IX-20})$$

где a — ширина канала при диаметре D .

Введя в рассмотрение среднюю скорость

$$w_{cp} = \frac{w_l + w_t}{2},$$

из уравнения (IX-20) находим

$$w_l = w_{cp} - \omega a. \quad (\text{IX-21})$$

Если z_l — число лопаток, β — угол между относительной и окружной скоростями, то

$$a \approx \frac{\pi D \sin \beta}{z_l}.$$

Тогда из уравнения (IX-21) с учетом того, что $\omega D = 2u$, следует

$$w_l = w_{cp} - \frac{2\pi u \sin \beta}{z_l}.$$

Отрыву потока на лицевой стороне лопатки соответствует условие $w_l = 0$. Следовательно, для того, чтобы предотвратить

отрыв потока необходимо, чтобы число лопаток рабочего колеса удовлетворяло следующему условию:

$$z_l \geq \frac{2\pi u \sin \beta}{w_{cp}}. \quad (\text{IX-22})$$

Удельная работа и к. п. д. на лопатках

Однородный поток с секундным расходом G вступает в каналы рабочего колеса на расстоянии R_1 от оси вращения с тангенциальной составляющей абсолютной скорости $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$ (см. рис. IX-6, а) и, следовательно, вносит в колесо момент количества движения $\frac{G}{g} c_1 \cos \alpha_1 r_1$. На радиусе r_2 поток вытекает из каналов с тангенциальной составляющей абсолютной скорости $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2$ и, следовательно, уносит момент количества движения $\frac{G}{g} c_2 \cos \alpha_2 r_2$. На основании теоремы моментов количества движения следует, что при принятой системе отсчета углов на лопатки колеса действует момент

$$M = \frac{G}{g} (c_1 r_1 \cos \alpha_1 + c_2 r_2 \cos \alpha_2).$$

Умножение обеих частей равенства на угловую скорость ω вращения колеса дает мощность рабочего колеса

$$M\omega = \frac{G}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2).$$

Делением на G получают удельную работу на лопатках, т. е. работу $l_{\kappa 2}$, протекающего через колесо газа, отдаваемую лопаткам колеса:

$$l_{\kappa 2} = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (\text{IX-23})$$

или в тепловых единицах

$$\Delta i_{\kappa 2} = \frac{A}{g} (u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2). \quad (\text{IX-23a})$$

Уравнение (IX-23) называется уравнением моментов Эйлера. Из него следует, что удельная работа на лопатках независимо от природы расширяемого газа, конструкции колеса и явлений, в нем происходящих, полностью определяется окружными скоростями и тангенциальными составляющими абсолютных скоростей потока на входе и выходе из каналов колеса.

Рассматривая уравнение (IX-23), чисто геометрически его можно представить в форме

$$l_{\kappa 2} = \frac{(c_1^2 - c_2^2)}{2g} + \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2g} + \frac{(u_1^2 - u_2^2)}{2g} \kappa \Gamma \cdot \text{м/кг}.$$

Это уравнение называют основным уравнением турбины. Оно может быть также выведено из закона сохранения энергии. Основное уравнение турбины принципиально ни-

чего нового по сравнению с уравнением (IX-23) не вносит. Оно лишь в явном виде показывает, что удельная работа на лопатках равна уменьшению кинетической энергии плюс изменение потенциальной энергии при прохождении газа через колесо. При нормальном выходе $\cos \alpha_2 = 0$ и тогда

$$l_{л.н} = \frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (\text{IX-24})$$

или в тепловых единицах

$$\Delta i_{л.н} = \frac{A u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} \text{ ккал/кг.} \quad (\text{IX-24a})$$

Таким образом, к. п. д. на лопатках характеризует сумму потерь кинетической энергии в соплах, каналах колеса и с выходной скоростью.

При нормальном выходе к. п. д. на лопатках

$$\eta_{л.н} = \frac{\Delta i_{л.н}}{\Delta i_s}. \quad (\text{IX-27})$$

На основании (IX-25) и (IX-23a) получается зависимость к. п. д. на лопатках от параметров в явной форме [2]:

$$\eta_{л} = 2x_s (\sqrt{(1-\rho)\eta'} \cos \alpha_1 + \mu \cos \beta_2 \times \\ \times \sqrt{[(1-\rho)\eta' + \rho + \mu^2 x_s^2 - 2x_s \cos \alpha_1 \sqrt{(1-\rho)\eta'}] \eta'' - \mu^2 x_s}), \quad (\text{IX-28})$$

Степень превращения удельного располагаемого теплопотока Δi_s в удельную работу на лопатках $\Delta i_{л}$ характеризуется к. п. д. на лопатках, определяемого отношением

$$\eta_{л} = \frac{\Delta i_{л}}{\Delta i_s}. \quad (\text{IX-25})$$

Гак как (см. рис. IX-3)

$$\Delta i_{л} = (\Delta i'_s + \Delta i''_s) - (q_c + q_k + q_v),$$

$$\text{то } \eta_{л} = \frac{(\Delta i'_s + \Delta i''_s) - (q_c + q_k + q_v)}{\Delta i_s}. \quad (\text{IX-26})$$

из которой видно, что при постоянных значениях коэффициентов η' и η'' к. п. д. на лопатках $\eta_{л}$ существенно зависит от параметров ρ , μ , α_1 , β_2 и параболически от относительной окружной скорости x_s (рис. IX-9). Максимум $\eta_{л}$ достигается примерно при x_s соответствующего минимуму выходной потери, т. е. при нормальном выходе ($\alpha_2 = 90^\circ$). Из уравнений (IX-27), (IX-24a), (IX-7) и (IX-6) следует, что при $\alpha_2 = 90^\circ$ относительная окружная скорость колеса

$$x_{s,н} = \left(\frac{u_1}{c_s} \right)_н = \frac{\eta_{л.н}}{\cos \alpha_1 \sqrt{\eta'}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

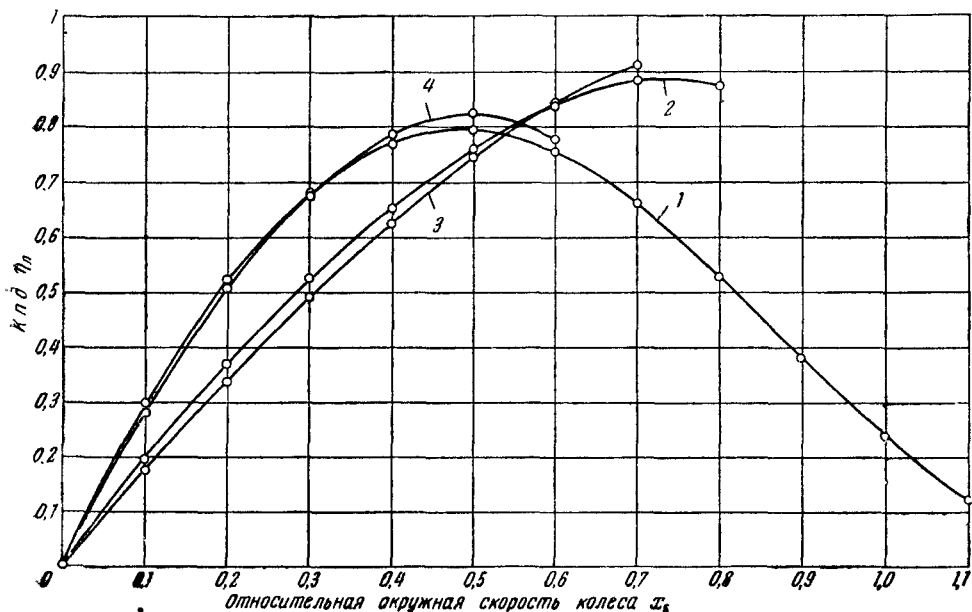


Рис. IX-9. К. п. д. на лопатках $\eta_{л}$ в зависимости от относительной окружной скорости $x_s = u_1/c_s$:

1— $\rho=0$, $\mu=1$; 2— $\rho=0,5$; $\mu=0,5$; 3— $\rho=0,5$, $\mu=0,35$; 4— $\rho=0$; $\mu=0,85$, $\alpha_1=20^\circ$, $\beta_2=30^\circ$, $\varphi=0,95$, $\psi=0,9$

Для центростремительной ступени при $\alpha_1 \leq 20^\circ$

$$\frac{\eta_{л.н}}{\cos \alpha_1 \sqrt{\eta}} \approx 1,$$

поэтому относительная окружная скорость колеса центростремительной ступени, при которой достигаются нормальный выход и максимум $\eta_{л.н}$, равна:

$$x_{с.н} = \left(\frac{u_1}{c_s} \right)_н \approx \frac{1}{2\sqrt{1-\rho}}. \quad (\text{IX-29})$$

Расход газа через колесо

Количество газа, протекающее через рабочее колесо, равно:

$$G = \frac{\pi D_2 b_2 \epsilon \omega_2 \sin \beta_2}{v_2} \text{ кг/сек}, \quad (\text{IX-30})$$

где D_2 — средний диаметр выхода из рабочего колеса, м;

b_2 — ширина колеса на выходе, м;

ϵ — степень парциальности;

ω_2 — относительная скорость выхода газа из каналов колеса, м/сек;

v_2 — удельный объем газа на выходе из каналов колеса, м³/кг.

Дисковое трение колеса

Наружные поверхности дисков рабочего колеса вращаются в газе. Вследствие вязкости этот газ увлекается дисками и в пространстве между корпусом и рабочим колесом возникает своеобразный поток, оказывающий сопротивление вращению колеса. В результате возникает потеря так называемого дискового трения.

На основе экспериментальных исследований [18] выявлено, что мощность дискового трения можно определить по формуле

$$N_d = \beta D_1^2 u_1^3 \gamma_1 \text{ квт}, \quad (\text{IX-31})$$

где D_1 — периферический диаметр колеса, м;

u_1 — периферическая окружная скорость колеса, м/сек;

γ_1 — удельный вес газа в зазоре между корпусом и колесом = $1/v_1$ кг/м³;

β — эмпирический коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса

$$Re = \frac{u_1 D_1 \gamma_1}{\eta_g},$$

η_g — динамический коэффициент вязкости газа, кг·сек/м².

На рис. IX-10 показаны значения динамического коэффициента вязкости газов при низких температурах [7].

Согласно опытам с закрытыми колесами, заключенными в кожух [17], при турбулентном течении ($Re = 10^5 - 10^6$) коэффициент

$$\beta = \frac{13 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[5]{Re}}.$$

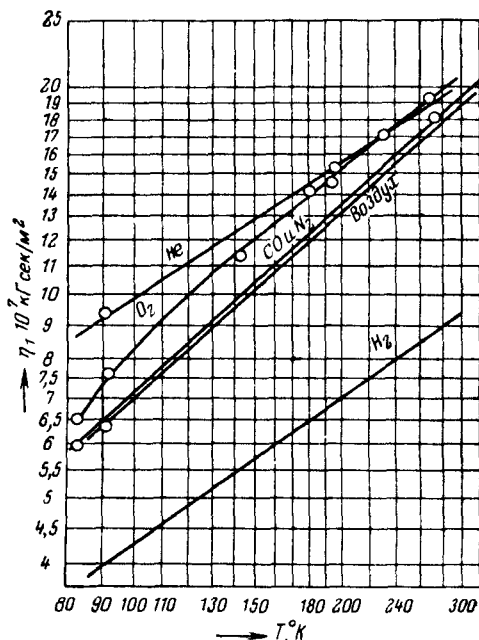


Рис. IX-10. Динамический коэффициент вязкости газов при давлении 1 ат

Из формулы (IX-31) следует, что для данного колеса мощность N_d пропорциональна кубу числа его оборотов; для заданной окружной скорости мощность N_d пропорциональна квадрату диаметра колеса.

Мощность дискового трения переходит к расширяемому газу в виде тепла, вследствие чего его энтальпия повышается. Удельная потеря от дискового трения (см. рис. IX-3)

$$q_d = \frac{N_d}{4,19G}, \quad (\text{IX-32})$$

а соответствующая ей относительная потеря

$$\xi_d = \frac{q_d}{\Delta i_s} = \frac{N_d}{4,19G \Delta i_s}. \quad (\text{IX-33})$$

Для закрытого центростремительно-радиального колеса с односторонним выходом относительная потеря ξ_d (при нормальном выходе) может быть приближенно определена по формуле

$$\xi_d \approx \frac{4,35}{10^4} \cdot \frac{1}{\text{tg} \beta_2} \cdot \frac{1}{\mu^3} \cdot \Phi_d,$$

$$\Phi_d = \frac{\left(1 - \rho + \rho \epsilon^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{k-1}}}{1 - \rho},$$

где ϵ — отношение давлений в ступени.

График функции Φ_d показан на рис. IX-11.

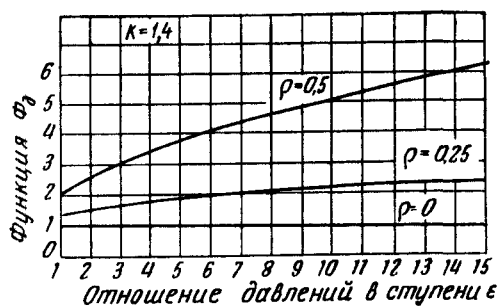


Рис. IX-11. Значение функции Φ_d для двухатомных газов

Утечка газа через уплотнения колеса

В турбодетандерах вследствие низких температур расширяемого газа и высоких скоростей вращения цилиндрических поверхностей, подлежащих уплотнению, как правило, применяют бесконтактные уплотнения лабиринтового типа с зигзагообразным расположением кольцевых зазоров (рис. IX-12). Действие подобного (ступенчатого) уплотнения основано на дросселировании газа при его протекании через ряд

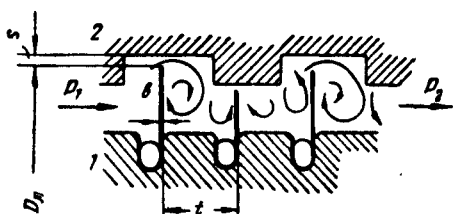


Рис. IX-12. Лабиринтовое уплотнение: 1—ротор; 2—корпус

кольцевых камер, разделенных так называемыми гребнями (тонкими кольцами) и соединенных между собой лишь узкими кольцевыми зазорами диаметром D_d и возможно малым зазором s .

Вследствие увеличения удельного объема газа, дросселируемого в лабиринтовом уплотнении, скорость его увеличивается от щели к щели. Согласно Стодола [18], в последней щели возникает критическая скорость, если

$$p_2 < \frac{0,85p_1}{\sqrt{z_k + 1,5}},$$

где p_1 и p_2 — давление газа до лабиринтового уплотнения и за ним; z_k — число камер.

Полностью устранить протекания при помощи лабиринтового уплотнения невозможно. По Стодола [18], для докритической области, т. е. при

$$p_2 > \frac{0,85p_1}{\sqrt{z_k + 1,5}}$$

величину утечки через кольцевую щель лабиринтового уплотнения определяют по формуле

$$G_y = \alpha f \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z_k \rho_1 v_1}} \quad \text{кг/сек, (IX-34)}$$

где p_1 — давление до лабиринтового уплотнения, кг/м^2 ;

p_2 — давление за лабиринтовым уплотнением, кг/м^2 ;

v_1 — удельный объем газа до лабиринтового уплотнения, $\text{м}^3/\text{кг}$;

f — площадь кольцевой щели, $f = \pi D_d s$;

α — эмпирический коэффициент = 0,8—1,0 [14].

Если G_y — количество газа, перетекающего через ступень, помимо колеса, то относительная величина утечки равна G_y/G . Так как к. п. д. ступени без учета утечки равен η_d , то относительная потеря от утечки

$$\xi_y = \frac{G_y}{G} \eta_d. \quad \text{(IX-35)}$$

Для закрытого центробежно-радиального колеса с односторонним выходом относительная потеря ξ_y (при двустороннем уплотнении и нормальном выходе) может быть приближенно определена по формуле

$$\xi_y = 15 \alpha s \sqrt{\frac{\rho_0}{G(RT_0)^{0,5}} \cdot \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{1}{z_k} \cdot \frac{1}{\text{tg} \beta_2}},$$

где s — кольцевой зазор, м;

ρ_0 — давление газа при входе в ступень, кг/м^2 ;

T_0 — температура газа при входе в ступень, $^\circ\text{K}$;

R — газовая постоянная в $\text{кг} \cdot \text{м} / (\text{кг} \cdot \text{град})$;

G — расход газа, кг/сек .

Для уменьшения утечки зазор s выполняется минимальным. Хорошая конструкция уплотнения особенно важна для колес небольшого диаметра, поскольку ξ_y обратно пропорциональна квадрату корню из расхода.

Для жестких роторов (с докритическим числом оборотов) минимально допустимый кольцевой зазор лабиринтового уплотнения

$$s_{\text{мин}} = \frac{D_d}{1000} + 0,2 \text{ мм},$$

где D_d — диаметр кольцевого зазора, мм.

Для гибких роторов (с закритическим числом оборотов) величину зазора s выбирают, исходя из величины амплитуды колебаний при переходе через критическое число оборотов. Оптимальные конструктивные соотношения (рис. IX-12): толщина гребня $b = 0,5 s$; шаг $t = (3-6) s$ (шаг должен быть не менее величины, необходимой для предотвращения касаний).

Число камер z_k выбирают максимальное. Выбор ограничен возможностью рационального размещения камер в конструкции. Обычно число камер должно быть не менее пяти.

К. п. д. ступени

Помимо потерь кинетической энергии в соплах, каналах колеса и с выходной скоростью, учитываемые к. п. д. на лопатках η_d , к. п. д. ступени учитывает также потери от дискового трения, от перетекания через уплотнения рабочего колеса, от перетекания через уплотнения вала и потери вследствие внешнего теплопритока. Пренебрегая двумя последними потерями, вследствие того, что они малы, к. п. д. ступени на основании закона сохранения энергии определяют по формуле

$$\eta_c = \eta_d - (\xi_y + \xi_d). \quad (IX-36)$$

В идеально теплоизолированном одноступенчатом турбодетандере к. п. д. ступени η_c практически равен изоэнтропному к. п. д. детандера, определяемому по формуле (IX-3). К. п. д. ступени η_c , так же, как и к. п. д. на лопатках η_d зависит от всех параметров ступени и параболически от относительной окружной скорости x_s и так же, как и η_d , достигает максимума при значении x_s , приблизительно соответствующем нормальному выходу.

Изменение к. п. д. ступени в зависимости от x_s приближенно определяют по формуле [11]:

$$\eta_c \approx \eta_{\max} \frac{x_s}{x_{\text{опт}}} \left(2 - \frac{x_s}{x_{\text{опт}}} \right), \quad (IX-37)$$

где $\eta_{\max}$ — максимальное значение к. п. д. ступени;

$x_{\text{опт}}$ — оптимальная относительная окружная скорость, соответствующая $\eta_{\max}$.

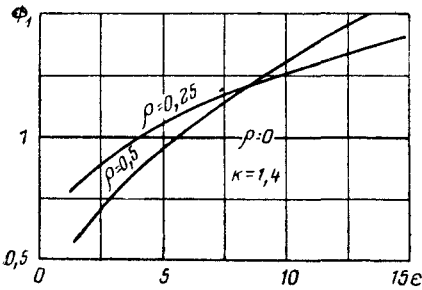


рис. IX-13 Значение функции Φ_1 в зависимости от отношения давлений ϵ и степени реакции ρ

Для ступени с закрытым центробежно-радиальным колесом одностороннего выхода зависимость к. п. д. (при нормальном выходе) от параметров выражают приближенно формулой [2]:

$$\eta_c = 1 - \left(0,09 + \frac{0,19}{k_c \mu^{3/2}} \right) (1 - \rho) - \frac{\mu^2 (k_k + k_b)}{(1 - \rho)} - \frac{k_d}{\mu^3} - k_y \sqrt{\frac{\rho}{\mu}}, \quad (IX-38)$$

$$k_c = 10^3 \sqrt{\frac{0,1 G v_{1s} t g \beta_2}{\pi \sin^2 \alpha_{1s} \Phi_1}} \text{ м.м.},$$

$$\Phi_1 = \left(1 - \rho + \rho \epsilon^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{k-1}} (1 - \rho), \quad (\text{рис. IX-13}),$$

$$k_k = \frac{1}{4 \cos^2 \beta_2} \left(\frac{1}{\eta''} - 1 \right);$$

$$k_b = \frac{t g^2 \beta_2}{4};$$

$$k_d = 4,35 \cdot 10^{-4} \frac{\Phi_d}{t g \beta_2};$$

$$k_y = 15 \alpha_s \sqrt{\frac{p_0}{G (RT_0)^{0,5}} \cdot \frac{1}{z_k} \cdot \frac{1}{t g \beta_2}}.$$

Дифференцированием уравнения (IX-38) по μ при постоянном ρ получим уравнение для оптимального значения относительного диаметра выхода $\mu_{\text{опт}}$ закрытого центробежно-радиального колеса с односторонним выходом:

$$\frac{0,285}{k_c} (1 - \rho) \mu_{\text{опт}}^{3/2} + 0,5 k_y \sqrt{\rho} \mu_{\text{опт}}^{5/2} + 3 k_d = \frac{2 (k_k + k_b)}{(1 - \rho)} \mu_{\text{опт}}^5. \quad (IX-39)$$

Уравнение (IX-39) решают графически.

Диаметр и число оборотов рабочего колеса

При $\alpha_1 \leq 20^\circ$ значения u_1 и D_1 центробежно-радиального колеса с односторонним выходом в зависимости от параметров потока (G , v_2 , Δi_s) и выбранных параметров ступени (ρ , β_2 , μ) определяют исходя из условия нормального выхода (IX-29) по приближенным формулам.

Периферическая окружная скорость колеса

$$u_1 \approx 45,75 \sqrt{\frac{\Delta i_s}{1 - \rho}} \text{ м/сек.} \quad (IX-40)$$

Периферический диаметр

$$D_1 \approx C \sqrt{\frac{G v_2}{\mu^3 t g \beta_2} \frac{1 + d}{1 - d}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1 - \rho}{\Delta i_s}} \text{ м.} \quad (IX-41)$$

где $C \approx 0,185$ для центробежно-радиального колеса;

$C \approx 0,085$ для центробежно-осевого колеса;

d — отношение $D_{\text{вт}}/D_{\text{в}}$ (см. рис. IX-22 и IX-23).

Число оборотов

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{\pi D_1} \text{ об/мин.} \quad (IX-42)$$

В формулах (IX-40), (IX-41) и (IX-42)
 G — расход газа через ступень, кг/сек ;
 v_2 — удельный объем газа на выходе из ступени, $\text{м}^3/\text{кг}$;

Δi_s — удельное располагаемое теплопадение в ступени, ккал/кг .

Из формул (IX-40), (IX-41) и (IX-42) следует, что периферическая окружная скорость колеса, соответствующая оптимальному к. п. д. ступени, практически зависит только от располагаемого теплопадения в ступени Δi_s и степени реакции ρ ; она увеличивается с увеличением Δi_s и ρ ; диаметр рабочего колеса уменьшается, а его число оборотов соответственно увеличивается с уменьшением объемного расхода Gv_2 и с увеличением располагаемого теплопадения Δi_s , относительного диаметра μ , степени реакции ρ и угла β_2 .

Пределы применения одноступенчатых турбодетандеров

Для простоты центростремительные турбодетандеры, как правило, выполняют одноступенчатыми. Однако это не всегда возможно, так как применение одноступенчатого центростремительного турбодетандера для произвольных параметров потока, т. е. для произвольных значений отношения давлений $\epsilon = p_0/p_2$, располагаемого удельного теплопадения Δi_s и объемного расхода $V_2 = Gv_2$, ограничивается сжимаемостью газа, прочностью, размерами и числом оборотов рабочего колеса.

Сжимаемость газа ограничивает величину максимального отношения давления в ступени $\epsilon_{\text{макс}}$, поскольку для эффективного расширения избегают сверхзвуковых скоростей ($M > 1$). На рис. IX-14, на котором

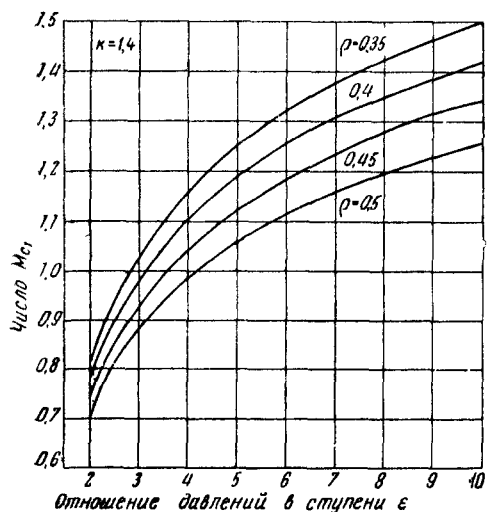


Рис. IX-14. Число M_{c1} в зависимости от отношения давлений ϵ и степени реакции ρ для двухатомных газов

показана зависимость числа $M_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{kgRT_1}}$

на выходе из сопел от ϵ и ρ при изэнтропном течении, видно, что в граничном случае, т. е. при звуковом истечении из сопел ($M_{c1} = 1$) и обычных для одноступенчатого центростремительного турбодетандера значениях $\rho = 0,4—0,5$, максимально возможное отношение давлений $\epsilon_{\text{макс}} = 3,15—4,15$. При реальном течении вследствие подогрева газа и уменьшения скорости, связанных с неизбежными потерями, значение $\epsilon_{\text{макс}} \approx 5$. Если на выходе из сопел, допускают сверхзвуковые скорости и связанные с этим дополнительные потери, то $\epsilon_{\text{макс}}$ может быть значительно больше 5. Однако и в этом случае величина $\epsilon_{\text{макс}}$ ограничена, так как скорости, приближающиеся к звуковым в относительном течении через каналы колеса, нежелательны: на входе во избежание потерь от скачков уплотнения, а на выходе для предотвращения «запирания» по достижении критической скорости.

Величина максимально располагаемого удельного теплопадения $(\Delta i_s)_{\text{макс}}$, которую можно эффективно использовать в одной ступени, ограничивается прочностью рабочего колеса, так как для данной конструкции и материала колеса его запас прочности при вращении обратно пропорционален квадрату окружной скорости. Закрытые центростремительно-радиальные колеса (рис. IX-21), изготовленные из алюминиевых сплавов типа АК-6, проверены в условиях низких температур при окружной скорости $u \approx 225 \text{ м/сек}$. Этому, согласно формуле (IX-40), при $\rho = 0,4—0,5$ соответствует максимально располагаемое удельное теплопадение $(\Delta i_s)_{\text{макс}} \approx 15—12 \text{ ккал/кг}$. По-видимому, у надлежаще сконструированных колес закрытого или тем более полузакрытого типа будет необходимый запас прочности и при больших окружных скоростях и $(\Delta i_s)_{\text{макс}}$ может быть соответственно выше указанных значений.

Нижний и верхний пределы объемного расхода V_2 не поддаются точному ограничению. Нижний предел объемного расхода ограничивается не только минимально выполнимыми размерами проточной части (колеса, направляющего аппарата и т. д.), но главным образом увеличением числа оборотов с уменьшением $V_2 = Gv_2$ (IX-42) и падением к. п. д. с уменьшением размеров ступени. Последнее обстоятельство объясняется тем, что с уменьшением размеров ступени, во-первых, увеличиваются относительные потери от утечки, так как абсолютная величина утечки пропорциональна первой степени, а расход — второй степени диаметра колеса. Кроме того, с уменьшением диаметра колеса увеличивается относительная величина зазоров и толщина кромок уплотнительных гребней. Во-вторых с уменьшением размеров увеличиваются гидравлические потери вследствие увеличения относительной толщины выходных кромок лопаток направляющего аппарата и лопаток

колеса, а также вследствие уменьшения чисел Re и увеличения относительной шероховатости поверхностей проточной части. Наконец, с уменьшением размеров увеличивается относительная потеря от трения диска.

Наименьший из одноступенчатых воздушных турбодетандеров низкого давления (см. рис. IX-32) выполнен с рабочим колесом диаметром 55 мм при 60000 об/мин. Однако описаны экспериментальные турбодетандеры и значительно меньших размеров, например с диаметром рабочего колеса 15 мм и 240 000 об/мин (на подшипниках скользящего трения с газовой смазкой). Верхний предел объемного расхода ограничивается лишь размерами и массой машины. В настоящее время работают одноступенчатые центробежные турбодетандеры воздуходелительных установок низкого давления, предназначенные для максимального расхода 60000 кг/ч, что соответствует $V_2 = 3 \text{ м}^3/\text{сек}$; диаметр колеса при этом равен 660 мм (см. рис. IX-24). Однако это не предел объемного расхода, так как нет никаких видимых трудностей в изготовлении колес значительно большего диаметра.

Таким образом, в ряде случаев параметры потока не позволяют осуществить рациональную конструкцию турбодетандера в одноступенчатом исполнении: при больших ϵ возможно ухудшение к. п. д. вследствие сверхзвуковых течений; при больших изэнтропных теплопадениях Δi_s одноступенчатое исполнение часто невозможно с точки зрения прочности колеса; наконец, иногда при определенном соотношении между $V_2 = Gv_2$ и Δi_s необходимое число оборотов (IX-42) столь высокое, что неосуществимо с точки зре-

ния работы подшипников, виброустойчивости ротора или отдачи работы во вне. В подобных случаях уменьшают ϵ и величину располагаемого удельного теплопадения в ступени переходом на двух- или многоступенчатый турбодетандер.

Возможность распределения располагаемого теплопадения между отдельными ступенями многоступенчатого турбодетандера в значительной мере зависит от того, насажены ли рабочие колеса на общий вал и, следовательно, вращаются ли они с одинаковым числом оборотов (однороторная конструкция) (см. рис. IX-33), или они вращаются с индивидуальным числом оборотов (многороторная конструкция) (рис. IX-15). Использование турбодетандеров многороторной конструкции более целесообразно и обладает рядом преимуществ, из которых основными являются: возможность выбора рационального распределения теплопадения по ступеням и возможность конструктив-

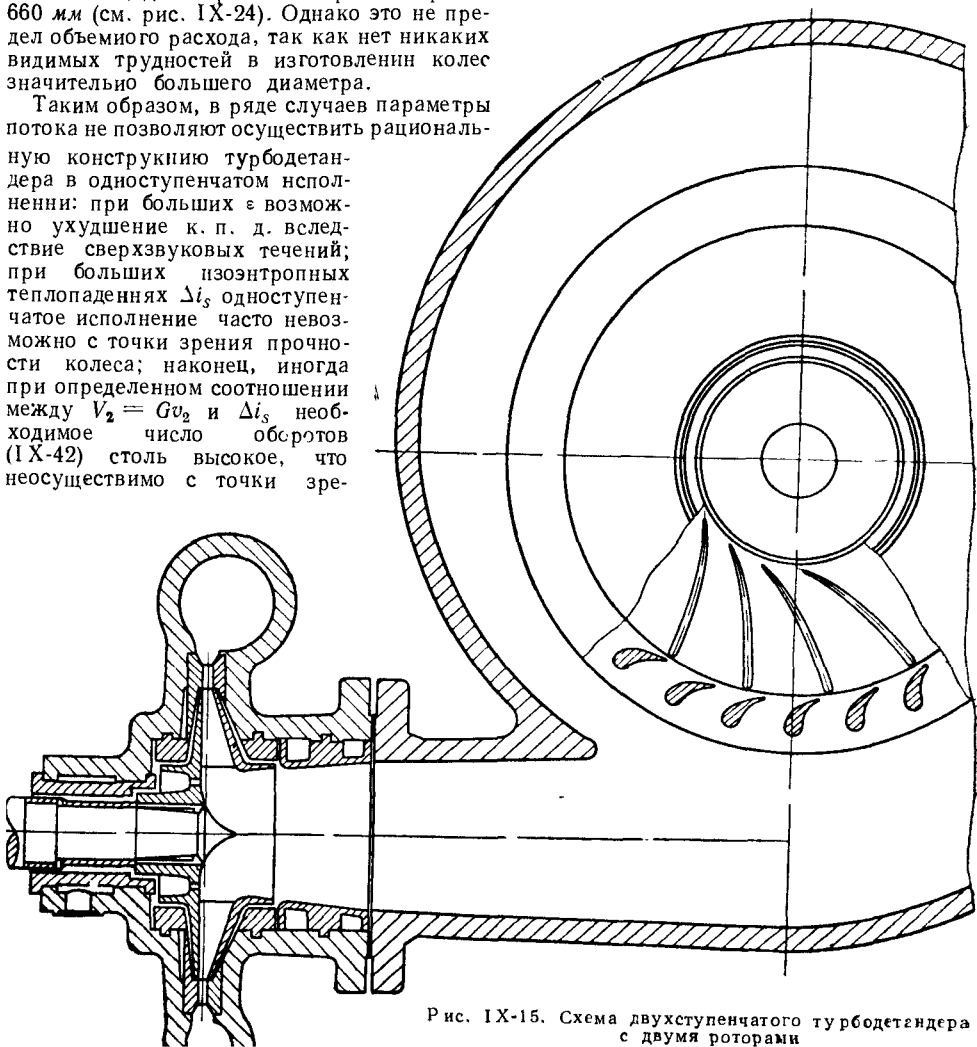


Рис. IX-15. Схема двухступенчатого турбодетандера с двумя роторами

ного выполнения каждой ступени с оптимальными размерами и оптимальным числом оборотов, соответствующим объемному расходу и теплопадению данной ступени. Следует иметь в виду, что многоступенчатое исполнение связано с дополнительными потерями при движении потока от ступени к ступени, но потеря с выходной скоростью уменьшается обратно пропорционально числу ступеней.

Расчет ступени и направляющего аппарата

При расчете ступени турбодетандера известны род газа и параметры потока: G , p_0 , T_0 и p_2 . Число оборотов n выбирают обычно свободно, оно ограничивается только конструктивными возможностями (вибрация, подшипники).

Под расчетом ступени понимают определение периферической окружной скорости рабочего колеса, его основных размеров в меридиональной плоскости и числа оборотов; определение основных размеров направляющего аппарата; оценка к. п. д. и мощности ступени.

Методика и последовательность расчета приведены в табл. IX-1. Расчет производят из условия обеспечения возможно малых потерь. К. п. д. на лопатках η_d , согласно уравнению (IX-28), непосредственно вытекающему из уравнения моментов Эйлера, определяется пятью независимыми: параметрами ступени (α_1 , β_2 , ρ , μ , x_s) и коэффициентами η' и η'' . При расчете всеми семью величинами приходится задаваться заранее. Их выбор и увязка связаны с трудностями. Раньше всего потому, что коэффициенты полезного действия η' и η'' , учитывающие потери кинетической энергии соответственно в направляющем аппарате и рабочем колесе, не всегда известны. Вычислить их невозможно как вследствие сложности явлений, так и потому, что η' и η'' зависят от очень большого количества факторов: формы лопаток и каналов, шероховатости их поверхностей, параметров потока, параметров ступени (конструктивных и режима). В первом приближении оценить величины η' и η'' можно, руководствуясь кривыми на рис. IX-5 и IX-7. Точные значения η' и η'' можно получить только экспериментально.

Кроме того, важно параметры ступени выбирать и увязывать так, чтобы элементы конструкции (в частности, направляющий аппарат, рабочее колесо и их лопатки, подшипники, зубчатые зацепления) можно было выполнить прочными, износостойкими и технологичными, а машину в целом механически надежной в эксплуатации с достаточной величиной зазоров в уплотнениях, достаточным удалением числа оборотов ротора от критических значений, допустимыми

окружными скоростями в зубчатых зацеплениях и на шейках валов). Эти требования не всегда совместимы с требованиями максимального к. п. д.

Относительно выбора параметров ρ , α_1 , β_2 , x_s и μ заметим следующее.

П а р а м е т р ρ . С уменьшением степени реакции ρ снижаются величина оптимальной окружной скорости, а также потери: выходная, дисковая и от перетекания. Однако с уменьшением ρ увеличиваются скорости течения в соплах и каналах колеса, число M на входе в колесо и кривизна каналов колеса. Поэтому слишком малые значения ρ невыгодны. Обычно ступени выполняют с $\rho \approx 0,5$, поскольку при этом значении ρ число M в относительном течении на входе в колесо, кривизна каналов колеса и средняя скорость течения в них минимальны, а входные кромки лопаток рабочего колеса направлены под углом $\beta_1 \approx 90^\circ$, т. е. примерно радиально, что целесообразно с точки зрения прочности колеса. Иногда в случае малых расходов во избежание чрезмерно высоких чисел оборотов, а также для снижения потерь от утечки степень реакции принимают меньше, чем 0,5. Так же поступают в случае больших располагаемых удельных теплопадений Δi_s для предотвращения недопустимой с точки зрения прочности величины окружной скорости колеса. Однако степень реакции не должна быть меньше величины, обеспечивающей ускоренное течение в каналах колеса и дозвуковое истечение из сопел. Для двухатомных газов последнее условие удовлетворяется, если $\rho \geq (0,83 - \epsilon^{-0,286}) / (1 - \epsilon^{-0,286})$.

У г л ы α_1 и β_2 . С уменьшением угла выхода из сопел α_1 снижается выходная потеря и увеличивается относительная ширина b_c/D_1 направляющего аппарата. Уменьшение угла β_2 тоже благоприятно сказывается на уменьшении выходной потери. Однако с уменьшением угла α_1 увеличивается кривизна сопел и каналов колеса, а также окружная ширина выходных кромок сопловых лопаток. Малые углы α_1 требуют также увеличения числа рабочих лопаток колеса (IX-22) для предотвращения отрыва. Все это приводит к увеличению потерь кинетической энергии в соплах. Уменьшение угла выхода из каналов колеса β_2 дает те же результаты в каналах колеса; кроме того, с уменьшением угла β_2 увеличивается диаметр колеса и угол его раскрытия в меридиональной плоскости. Поэтому углы α_1 и β_2 не могут быть слишком малы. Углы α_1 и β_2 в центробежных турбодетандерах соответственно равны $10-20^\circ$ и $25-35^\circ$.

П а р а м е т р x_s . Относительную окружную скорость колеса x_s для одноступенчатого турбодетандера и последней ступени многоступенчатого (поскольку в этих случаях выходная энергия целиком превращается в тепло) выбирают таким образом, чтобы абсолютная скорость выхода из каналов колеса была возможно меньшей. Для этого x_s должно быть таким, чтобы угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

МЕТОДИКА И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ С ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫМИ СТУПЕНЯМИ
(см. рис. IX-2 и IX-3)

Показатели	Обозначение	Размерность	Формула или способ определения	Примерные расчеты			
				одноступенчатые воздушные турбодетандеры низкого давления ¹	двухступенчатый воздушный турбодетандер среднего давления ²		
					I ступень	II ступень	
Объемный расход при 0 °С и 760 мм рт. ст.	V_n	$\text{м}^3/\text{ч}$	—	60 000	500	10 000	10 000
Температура на входе в ступень	T_0	°К	Задается или известна из расчета предшествующей ступени	115	118	175	120
Давление на входе в ступень	P_0	$\text{кг}/\text{м}^2$	То же	52 000	60 000	300 000	62 000
Давление за рабочим колесом	P_2	$\text{кг}/\text{м}^2$	Задается или выбирается	13 000	14 000	62 000	13 000
Отношение давлений в ступени	ϵ	—	$\epsilon = \frac{P_0}{P_2}$	4	4,29	4,84	4,77
Расход газа, проходящего через ступень	G	$\text{кг}/\text{сек}$	$G = \frac{V_n \gamma}{3600}$, где γ — удельный вес газа при 0 °С и 760 мм рт. ст.	21,55	0,1796	3,59	3,59
Энтальпия на входе в ступень	i_0	$\text{ккал}/\text{кг}$	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам P_0 и T_0	1913	1929	2238	1942
Конечная энтальпия при изэнтропном расширении в ступени	i'_{2s}	$\text{ккал}/\text{кг}$	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам P_0 , i_0 и P_2	1663	1665	1852	1660
Располагаемое теплосодержание в ступени	Δi_s	$\text{ккал}/\text{кг}$	$\Delta i_s = \frac{i_0 - i'_{2s}}{M}$, где M —молекулярный вес газа	8,63	9,12	13 33	9,76
Располагаемая скорость	c_s	$\text{м}/\text{сек}$	$c_s = 91,5 \sqrt{\Delta i_s}$	269	276	334	286
Степень реакции	ρ	—	Выбирается	0,52	0,45	0,5	0,5
Угол абсолютной скорости выхода из сопел	α_1	град.	»	15	12	13	14
Угол относительной скорости выхода из каналов колеса	β_2	»	»	30	30	32	32
Число камер лабиринтового уплотнения рабочего колеса	z_k	—	»	7	5	6	6

Кольцевой зазор лабиринтового уплотнения рабочего колеса	s	m	* $\mu = \frac{D_2}{D_1}$. Выбирается или вычисляется по формуле (IX-39)	0,0005	0,0003	0,0004	0,0004
Относительный диаметр выхода	μ	—		0,43	0,53	0,47	0,43
Относительная окружная скорость рабочего колеса	x_s	—	$x_s = \frac{u_1}{c_s}$. Выбирается	0,67	0,63	0,66	0,66
Располагаемое теплопадение в направляющем аппарате	$\Delta i'_s$	ккал/кг	$\Delta i'_s = (1 - \rho) \Delta i_s$	4,15	5,02	6,66	4,88
Давление на выходе из сопел	p_1	кг/м ²	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам p_0 , i_0 и изотропному теплопадению $M \Delta i'_s$	28 000	28 500	15 000	30 500
К. п. д. направляющего аппарата	η'	—	Выбирается по экспериментальным данным. В первом приближении оценивается по рис. IX-5 с последующей проверкой по ширине b_c	0,895	0,830	0,850	0,870
Скорость выхода из сопел	c_1	м/сек	$c_1 = 91,5 \sqrt{\eta' \Delta i'_s}$	177	187	218	189
Энтальпия на выходе из сопел	i_1	ккал/кг	$i_1 = i_0 - M \eta' \Delta i'_s$	1806	1809	2074	1820
Температура на выходе из сопел	T_1	°К	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам p_1 и i_1	97	98	146	100
Коэффициент сжимаемости на выходе из сопел	z_1	—	Определяется на диаграмме z , p по параметрам p_1 и T_1	0,933	0,933	0,890	0,930
Удельный объем на выходе из сопел	v_1	м ³ /кг	$v_1 = \frac{z_1 R T_1}{p_1}$	0,0946	0,0936	0,0253	0,0889
Скорость звука на выходе из сопел	a_1	м/сек	$a_1 = \sqrt{z_1 k g R T_1}$	191	192	228	193
Число M по абсолютной скорости выхода из сопел	M_{c_1}	—	$M_{c_1} = c_1/a_1$	0,93	0,97	0,95	0,98
Окружная скорость на входе в каналы колеса	u_1	м/сек	$u_1 = x_s c_s$ (в дальнейшем согласуется с прочностью колеса)	180	174	220	189
Относительная скорость входа в каналы рабочего колеса	w_1	м/сек.	Вычисляется по формуле (IX-12)	46,7	39,8	49,7	45,9
Угол относительной скорости входа в каналы рабочего колеса	β_1	град.	Вычисляется по формуле (IX-13)	100	77,5	99,5	97,1
Число M по относительной скорости входа в каналы рабочего колеса	M_{w_1}	—	$M_{w_1} = w_1/a_1$	0,24	0,21	0,22	0,24
Угол поворота потока	γ	град.	$\gamma = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$	50	72,5	52,5	50,9

Продолжение табл. IX-1.

Показатели	Обозначение	Размерность	Формула или способ определения	Примерные расчеты			
				одноступенчатые воздушные турбодетандеры низкого давления	двухступенчатый воздушный турбодетандер среднего давления	II ступень	
						I ступень	II ступень
К.п.д. рабочего колеса	η''	—	Выбирается по экспериментальным данным. В первом приближении определяется по рис. IX-7 в функции угла γ	0,81	0,80	0,81	0,81
Конечная энтальпия при изотропном расширении в рабочем колесе	i_{2s}	ккал/кмоль	Определяется по термодинамической диаграмме по параметрам P_1, i_1 и P_2	1675	1686	1873	1678
Располагаемое теплопадение в рабочем колесе	$\Delta i''_s$	ккал/кг	$\Delta i''_s = \frac{i_1 - i_{2s}}{M}$	4,52	4,20	6,90	4,89
Относительная скорость выхода из каналов рабочего колеса	w_2	м/сек	Вычисляется по формуле (IX-14)	105	109	135	107
Окружная скорость на выходе из каналов колеса	u_2	м/сек	$u_2 = \mu u_1$	77,4	92,2	104,0	81,1
Абсолютная скорость выхода из каналов рабочего колеса	c_2	м/сек	Вычисляется по формуле (IX-17)	54,4	54,8	72,2	57,4
Угол абсолютной скорости выхода из каналов рабочего колеса	α_2	град.	$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{u_2}{w_2 \sin \beta_2}} \right)$	75,4	87,4	81,5	80,5
Удельная потеря кинетической энергии в соплах направляющего аппарата	q_c	ккал/кг	Вычисляется по формуле (IX-10)	0,436	0,853	1,0	0,634
Удельная потеря кинетической энергии в каналах рабочего колеса	q_k	ккал/кг	Вычисляется по формуле (IX-15)	0,310	0,361	0,508	0,322
Удельная потеря кинетической энергии с выходной скоростью	q_v	ккал/кг	Вычисляется по формуле (IX-18)	0,352	0,358	0,622	0,394
Удельное теплопадение на лопатках	$\Delta i'_l$	ккал/кг	$\Delta i'_l = (\Delta i'_c + \Delta i''_v) - (q_c + q_k + q_v)$ Проверка по формуле (IX-23 а)	7,57	7,65	11,43	8,42
К.п.д. на лопатках рабочего колеса	η_l	—	$\eta_l = \Delta i'_l / \Delta i'_s$	0,878	0,838	0,858	0,863
Энтальпия на выходе из каналов рабочего колеса	i_2	ккал/кмоль	$i_2 = i_{2s} + M q_k$	1684	1697	1889	1687

T_2	Температура на выходе из каналов рабочего колеса	°К	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам P_2 и i_2	83,6	84,5	113,4	83,5
z_2	Коэффициент сжимаемости на выходе из каналов рабочего колеса	—	Определяется на диаграмме z, p по параметрам P_2 и T_2	0,953	0,955	0,903	0,953
x_2	Степень сухости на выходе из каналов рабочего колеса	—	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам P_2 и i_2	0,972	0,979	1,0	0,965
v_2	Удельный объем на выходе из каналов рабочего колеса	$\text{м}^3/\text{кг}$	$v_2 = \frac{x_2 z_2 R T_2}{P_2}$	0,1744	0,1646	0,0483	0,1733
a_2	Скорость звука на выходе из каналов колеса	$\text{м}/\text{сек}$	$a_2 = \sqrt{z_2 k g R T_2}$	179,5	181	203	179
M_{w_2}	Число M по относительной скорости выхода из каналов колеса	—	$M_{w_2} = w_2/a_2$	0,585	0,603	0,665	0,598
M_{c_2}	Число M по абсолютной скорости выхода из каналов колеса	—	$M_{c_2} = c_2/a_2$	0,302	0,303	0,356	0,321
D_B	Диаметр выходной воронки рабочего колеса	м	$D_B = \sqrt{\frac{4Gv_2}{\pi w_2 \sin \beta_2} + D_{B1}^2}$, D_{B1} —диаметр втулки вала, проходящего через воронку	0,325	0,028	0,056	0,118
D_2	Средний диаметр выхода из рабочего колеса	м	$D_2 = (1,05-1,10) D_B$ для центростремительно-радиального колеса и $D_2 = 0,5 (D_B + D_{B1})$ для центростремительно-осевого колеса	$D_{B1}=0,12$ 0,223	$D_{B1}=0,01$ 0,019	0,062	0,128
D_1	Периферический диаметр рабочего колеса	м	$D_1 = D_2/\sin \beta_2$	0,520	0,036	0,132	0,298
n	Число оборотов рабочего колеса	$\text{об}/\text{мин}$	$n = \frac{60u_1}{\pi D_1}$	6600	92500	31 900	12 100
y	Радиальный зазор между направляющим аппаратом и рабочим колесом	м	Выбирается. Ориентировочно $y = 0,005 D_1 + 0,0005$	0,003	0,00075	0,001	0,002
D_c	Диаметр направляющего аппарата на выходе	м	$D_c = D_1 + 2y$	0,526	0,0375	0,134	0,302
b_c	Ширина направляющего аппарата на выходе	м	$b_c = \frac{Gv_1}{\pi D_c c_1 \sin \alpha_1}$	0,0272	0,0037	0,0044	0,0074
b_2	Ширина рабочего колеса на выходе	м	$b_2 = \frac{Gv_2}{\pi D_2 w_2 \sin \beta_2}$	0,102	0,009	0,0125	0,0273

Продолжение табл. IX-1.

Показатели	Обозначение	Размерность	Формула или способ определения	Примерные расчеты				
				одноступенчатые воздушные турбодетандеры низкого давления ¹	двухступенчатый воздушный турбодетандер среднего давления ²		I степень	II степень
					7·10 ⁻⁷	10·10 ⁻⁷		
Динамический коэффициент вязкости газа на выходе из сопел	γ_1	кг·сек/м ²	Определяется из рис. IX-10 по температуре T_1	6,75·10 ⁻⁷	7·10 ⁻⁷	10·10 ⁻⁷	10·10 ⁻⁷	7·10 ⁻⁷
Число Рейнольдса	Re	—	$Re = \frac{u_1 D_1}{\gamma_1 g v_1}$	150·10 ⁶	9,8·10 ⁶	119·10 ⁶	119·10 ⁶	92·10 ⁶
Мощность дискового трения	N_d	квт	Вычисляется по формуле (IX-31)	7,9	0,038	2,33	2,33	2,22
Относительная потеря от дискового трения	ξ_d	—	$\xi_d = \frac{N_d}{4,19 G \Delta i_s}$	0,010	0,0055	0,012	0,012	0,015
Средний диаметр кольцевых зазоров лабиринтового уплотнения колеса	D_L	м	Ориентировочно $D_L = (1,1 - 1,2) D_B$	0,375	0,032	0,068	0,068	0,138
Площадь кольцевых зазоров переднего и заднего лабиринтовых уплотнений колеса	f	м ²	Величина D_L уточняется при конструировании $f = 2\pi D_L s$	0,00108	0,00006	0,00017	0,00017	0,00034
Утечка через лабиринтовые уплотнения колеса	G_y	кг/сек	Вычисляется по формуле (IX-34)	0,487	0,027	0,339	0,339	0,164
Относительная потеря от утечки через лабиринтовые уплотнения колеса	ξ_y	—	$\xi_y = \frac{G_y}{G} \gamma_L$	0,019	0,125	0,080	0,080	0,039
Расчетный к.п.д. ступени	η_c	—	$\eta_c = \eta_L - \xi_d - \xi_y$	0,849	0,708	0,766	0,766	0,809
Расчетная мощность ступени	N_c	квт	$N_c = 4,19 G \Delta i_s \eta_c$	663	4,90	154	154	119
Конечная энтальпия на выходе из ступени	i_k	ккал/кгмоль	$i_k = i_0 - M \Delta i_s \eta_c$	1701	1744	1942	1942	1714
Конечная температура на выходе из ступени	T_k	°K	Определяется на термодинамической диаграмме по параметрам p_2 и i_k	83,6	86,6	120	120	83,5

Примечания: 1. Турбодетандеры рассчитаны по диаграмме $s-i$ (приложение IX-1). Колеса центробежно-осевые.
2. Турбодетандер рассчитан по диаграмме $s-T$ (приложение IX-11). Колеса центробежно-радиальные.

В первом приближении для $\alpha_1 \leq 20^\circ$

параметр $x_s = \frac{1}{2\sqrt{1-\mu}}$. Для отдель-

ных ступеней многоступенчатого турбодетандера x_s может быть несколько меньше этого значения (т. е. может быть некоторая закрутка против вращения) в зависимости от того, какая часть выходной энергии может быть использована в последующей ступени.

П а р а м е т р μ . С уменьшением относительного диаметра выхода μ снижается выходная потеря и уменьшается средняя скорость течения в каналах колеса. При этом, однако, одновременно увеличивается диаметр колеса и растут потери от дискового трения и от утечки. Кроме того, слишком малое значение μ может привести к замедленному течению в каналах колеса вследствие того, что в этом случае работа центробежной силы может оказаться большей, чем энергия в относительном движении при входе в колесо. Наконец, слишком малые значения μ сопряжены с малыми относительными ширинами b_c/D_1 , а большие значения μ — с большими углами раскрытия колеса в меридиональной плоскости. Поэтому применяют умеренные значения относительного диаметра выхода: $\mu = 0,4-0,5$ для колес с односторонним выходом и $\mu = 0,35-0,45$ для колес с двусторонним выходом. Ориентировочно опти-

мальное значение μ радиально-центростремительного закрытого колеса с односторонним выходом может быть определено при помощи формулы (IX-39).

Обычно в турбодетандерах расширяемый газ находится в состоянии, близком к кривой фазового перехода. В этой области уравнения состояния весьма сложны и приближены и аналитическое вычисление по ним параметров состояния сложно, трудоемко и неточно. Поэтому при расчете турбодетандеров параметры состояния всегда определяют при помощи термодинамических диаграмм, составленных на основе экспериментальных данных. Расчет при помощи диаграмм не только точен, но и нагляден.

Диаграммы состояния для расчета воздушных турбодетандеров даны в приложениях: диаграмма $s-i$ (приложение IX-I), диаграмма $s-T$ (приложение IX-II) и диаграмма $p-z$ (приложение IX-III).

Расчет улитки

Для экономичной работы центростремительной ступени необходимо, чтобы режим течения через рабочее колесо в относительном движении был установившимся.

Рабочее колесо представляет собой осесимметричную конструкцию. Поэтому для установившегося относительного течения че-

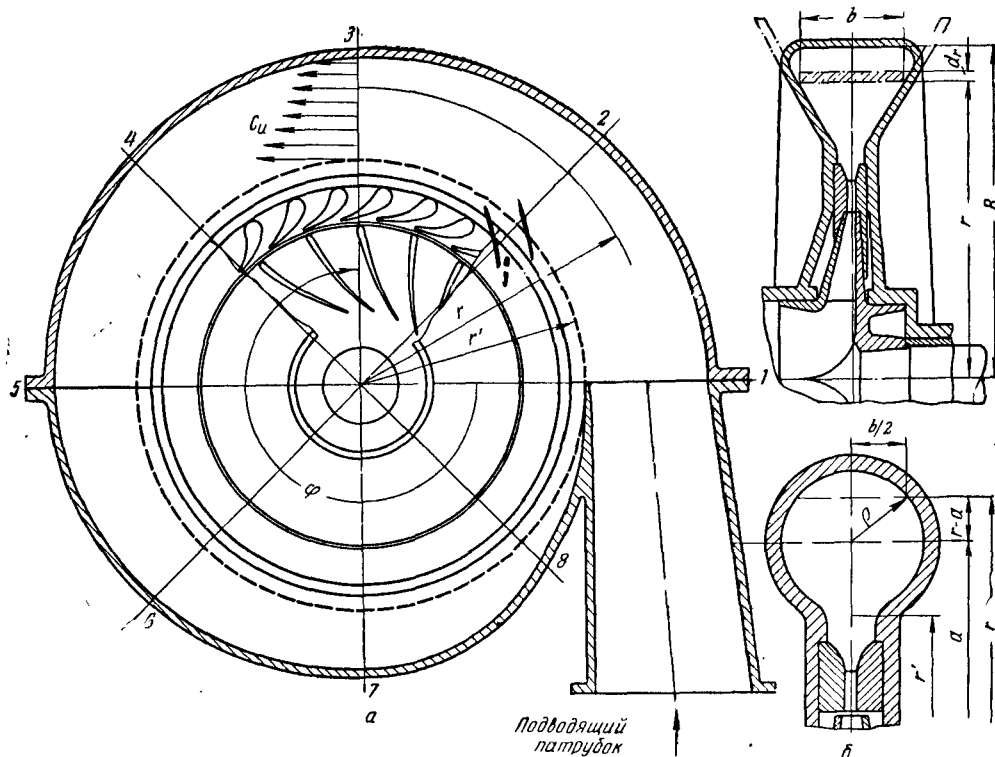


Рис. IX-16. Подвод газа к соплам
а—улитка; б—улитка круглого сечения

рез него необходимо, чтобы течение через сопла также было осесимметричным. Для этого подвод газа к соплам выполняют в виде соответствующим образом спрофилированной улитки (рис. IX-16,а) с постепенно уменьшающимися в направлении вращения колеса сечениями от 1 до 8. Примаыкающий к входу в сечение 1 подводный патрубок выполняют конфузорным для выравнивания поля скоростей при входе в улитку.

При отсутствии трения поток в улитке не подвергается воздействию внешних сил и момент количества движения остается неизменным. Поэтому для обеспечения осесимметричного входа в сопловый аппарат улитку профилируют из условия свободного течения в ней:

$$rc_u = \text{const} = K, \quad (\text{IX-43})$$

где r — текущий радиус (IX-16,а);

c_u — окружная составляющая скорости, постоянная для окружности радиуса r .

Условие (IX-43) является исходным для профилирования улитки произвольного сечения.

Через малый элемент площади bdr (заштрихованный на рис. IX-16,а) меридионального сечения, находящегося в конце дуги φ спирали, протекает объем газа $dV_\varphi = bdr c_u = K bdr/r$. Если r' — радиус конца спирали, то через все рассматриваемое сечение между радиусом r' и наружным радиусом R протекает объем

$$V_\varphi = K \int_{r'}^R \frac{bdr}{r}.$$

Этот объем соответствует доле общего объема V (поступающего в направляющий аппарат на дуге φ). Поэтому также $V_\varphi = V\varphi/360$. Приравниванием обоих выражений для V_φ получается зависимость

$$\varphi = \frac{360K}{V} \int_{r'}^R \frac{bdr}{r}, \quad (\text{IX-44})$$

где V — объем при входе в улитку.

При помощи уравнения (IX-44) возможно графическое определение изменения угла φ в зависимости от радиуса R , а следовательно, и формы улитки.

Широко применяют улитку круглого сечения, которая отличается повышенной прочностью. В случае применения улитки круглого сечения (рис. IX-16,б) интеграл в уравнении (IX-44) может быть решен в общем виде, что при обозначениях, приведенных на рис. IX-16,а и б, приводит к следующему уравнению:

$$\rho = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2r' \frac{\varphi}{C}}, \quad (\text{IX-45})$$

$$\text{где } C = \frac{720\pi K}{V}.$$

В начальном сечении улитки, т. е. при $\varphi = 360^\circ$, радиус ρ принимает свое наибольшее значение:

$$\rho_{\text{макс}} = \frac{V}{2\pi K} + \sqrt{r' \frac{V}{\pi K}}. \quad (\text{IX-46})$$

Ход расчета улитки круглого сечения следующий: по выбранной средней скорости в улитке $c_{\text{ул}}$ определяют ее максимальный радиус:

$$\rho_{\text{макс}} = \sqrt{\frac{V}{\pi c_{\text{ул}}}}; \quad (\text{IX-47})$$

устанавливают величину радиуса r' и по уравнению (IX-46) вычисляют константу K ; по уравнению (IX-45) вычисляют искомые значения ρ в функции φ .

Для уменьшения гидравлических потерь величину $c_{\text{ул}}$ выбирают возможно меньшей. Однако с уменьшением $c_{\text{ул}}$ размер улитки увеличивается, что невыгодно ввиду возрастания габаритов машины и холодопотерь. Приемлемые размеры улитки получают при

$$c_{\text{н}} = (0,06 - 0,2) \sqrt{8380 \Delta i_s}, \quad (\text{IX-48})$$

где Δi_s — располагаемое удельное теплопадение в ступени, ккал/кг.

В тех случаях, когда радиус $\rho_{\text{макс}}$ мал по сравнению с r' , т. е. когда улитка сравнительно тесная, но течение происходит по закону $rc_u = \text{const}$, скорость c_u в любой точке сечения мало отличается от ее среднего значения. Поэтому часто улитку проектируют приближенно, исходя из постоянства окружной составляющей скорости c_u по всем сечениям. При этом площадь сечений изменяется пропорционально расходу, но течение уже не является осесимметричным, а радиусы сечений круглой улитки определяют по формуле

$$\rho = \rho_{\text{макс}} \sqrt{\frac{\varphi}{360}}. \quad (\text{IX-49})$$

Регулирование расхода

При эксплуатации воздухооразделительной установки требуемая холодопроизводительность может изменяться в результате изменения производительности установки; изменения температуры атмосферного воздуха и температуры воздуха, подаваемого в блок; изменения количества отбираемой жидкости; накопления жидкости после кратковременных остановок и т. п. Поэтому для рациональной эксплуатации необходимо регулировать холодопроизводительность турбодетандера $Q = G \Delta i$. Если принять в первом приближении, что состояние газа до турбодетандера и давление за ним во время эксплуатации остаются неизменными, то регулирование сводится к регулированию расхода G с возможно малым падением удельной холодопроизводительности $\Delta i = \Delta i_{\text{гс}}$.

В зависимости от конкретных условий, в частности в зависимости от изменения холодопотерь по времени и требуемой экономичности, регулирование расхода газа, проходящего через турбодетандер, осуществляется дросселированием на входе, изменением сечений сопел поворотными лопатками направляющего аппарата и изменением степени паричальности.

Регулирование расхода дросселированием газа на входе в турбодетандер. При этом способе регулирования расход изменяется примерно пропорционально давлению p_0^* за дросселем. Однако эффективность этого способа ухудшается с уменьшением отношения p_0^*/p_0 по двум причинам: во-первых, вследствие повышения энтропии в процессе дросселирования от давления p_0 до давления $p_0^* < p_0$ располагаемое удельное теплопадение Δi_s уменьшается до $\Delta i_s^* < \Delta i_s$; при этом относительная потеря располагаемого теплопадения

$$\xi = \frac{\Delta i_s - \Delta i_s^*}{\Delta i_s}$$

растет с уменьшением расхода (т. е. с уменьшением отношения p_0^*/p_0), но тем слабее, чем выше начальное давление p_0 и температура T_0 (рис. IX-17); во вторых, с уменьшением отношения p_0^*/p_0 падает также и к. п. д. ступени η_c как вследствие уменьшения расхода G , так и вследствие отклонения относительной окружной скорости x_s от ее оптимального значения в результате уменьшения располагаемого удельного теплопадения ($\Delta i_s^* < \Delta i_s$).

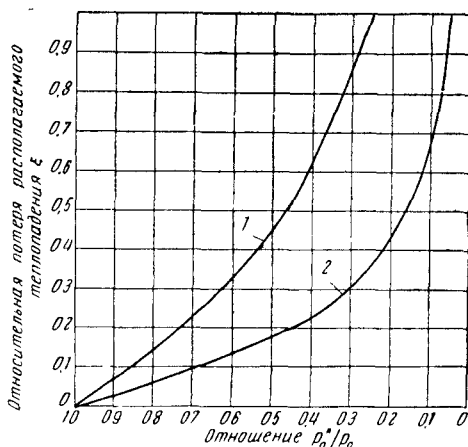


Рис. IX-17. Относительная потеря располагаемого теплопадения в зависимости от степени дросселирования:

1 — $p_0 = 5,7 \text{ ат}$, $T_0 = 120^\circ \text{ К}$, $p_2 = 1,4 \text{ ат}$; 2 — $p_0 = 30 \text{ ат}$, $T_0 = 175^\circ \text{ К}$, $p_2 = 1,4 \text{ ат}$

венно, необходимы определенные зазоры Δb_c . При повороте лопаток газ не дросселируется ($\Delta i_s = \text{const}$), но изменяются ширины горлового сечения a_c и угол выхода из сопел $\alpha_1 = \arcsin \frac{a_c}{t_c}$. Соответственно этим величинам изменяется расход. Следует под-

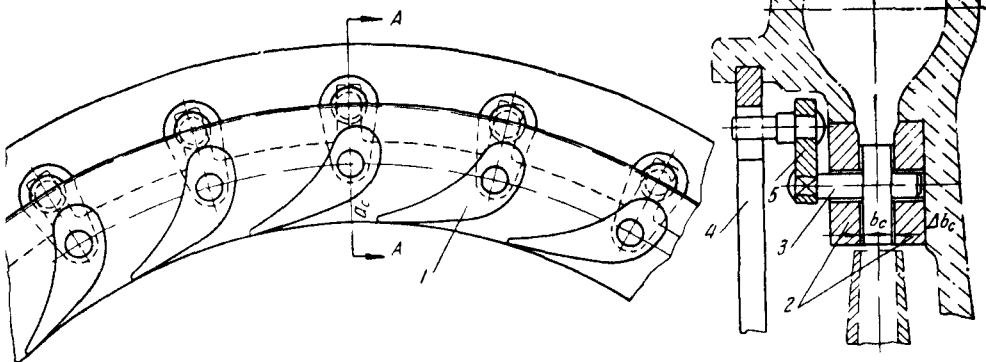


Рис. IX-18. Направляющий аппарат с поворотными лопатками

Регулирование расхода поворотными лопатками направляющего аппарата. Конструктивное выполнение принципиально такое же, как и поворотных направляющих аппаратов гидравлических турбин Френсиса (рис. IX-18): каждая лопатка 1 жестко соединена с осью 3 и приводится во вращение кривошипом 5 при помощи подвижного относительно корпуса кольца 4. Для предотвращения заедания лопаток о щеки 2, естес-

черкнуть, что при номинальном режиме к. п. д. η_c должен быть несколько ниже, чем в случае направляющих аппаратов с неподвижными лопатками вследствие наличия упомянутых зазоров Δb_c , а при отклонении от номинального режима к. п. д. η_c должен уменьшаться еще вследствие изменения угла α_1 и степени реакции p в сравнении с их величинами при номинальном режиме. Однако, по некоторым данным [16], это уменьшение к. п. д. протекает весьма плавно.

Применение поворотных направляющих аппаратов вследствие тяжелых условий работы (отсутствие смазки, возможная высадка льда и уголекислоты эрозия) предъявляет высокие требования к их конструированию, изготовлению и эксплуатации.

Регулирование расхода изменением степени парциальности отключением групп сопел. При этом способе регулирования удельная холодопроизводительность с уменьшением расхода, так же, как и при регулировании поворотным направляющим аппаратом, уменьшается только лишь в результате падения к. п. д. Как показывает опыт, падение к. п. д. с уменьшением расхода даже в реактивных центростремительных турбодетандерах умеренное; при уменьшении парциальности от 1 до 0,75 относительное уменьшение к. п. д. (по сравнению с полным подводом) составляет в среднем лишь 1,2% на каждые 5% уменьшения парциальности [13,19], а в активных турбодетандерах не превосходит 0,8% [3]. Поэтому регулирование отключением сопел как более экономичное по сравнению с регулированием дроселированием на входе и конструктивно несложное широко применяют в активных турбодетандерах (см. рис. IX-29, IX-30) и иногда в реактивных центростремительных турбодетандерах (см. рис. IX-24).

3. Конструктивное выполнение турбодетандеров

Направляющий аппарат

В турбодетандерах, как правило, применяются только суживающиеся сопла, по крайней мере, до чисел $M_{c1} = 1,15$. Входную и выходную кромки лопаток выполняют параллельными оси вращения колеса.

Из соображений простоты изготовления, а в случае применения поворотного направляющего аппарата по необходимости две стенки соплового канала выполняют плоскими и перпендикулярными оси вращения колеса, т. е. осевая ширина щели остается по всей длине канала равной b_c (см. рис. IX-18 и IX-19). Сужение канала достигают его профилированием лишь в плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса. Обычно профильные стенки выполняют в виде цилиндрических поверхностей с образующими, параллельными оси вращения колеса, что облегчает также механическую обработку каналов.

Конструктивно сопловой аппарат выполняют из двух дисков (рис. IX-19). В лопаточном диске 1 фрезеруют сопловые каналы. Покрывной диск 2 крепится к лопаточному диску винтами 3, пропущенными через лопатки. Зазор между торцами лопаток и покрывным диском для предотвращения неупорядоченного течения газа выполняют минимально возможным (ориентировочно не более 0,01 мм).

При конструировании сопел придерживаются следующих соотношений (рис. IX-20): ширина узкого (горлового) сечения

$$a_c = (0,8 - 1) b_c;$$

шаг сопел (на окружности выходных кромок)

$$t_c \approx \frac{a_c}{\sin \alpha_1};$$

радиальная ширина соплового аппарата

$$B \approx \frac{t_c}{C_u} \cdot \frac{2 \sin \alpha_1 \sin (\alpha_0 + \alpha_1)}{\sin \alpha_0} \approx 2 \frac{a_c}{C_u} \times \frac{\sin (\alpha_0 + \alpha_1)}{\sin \alpha_0},$$

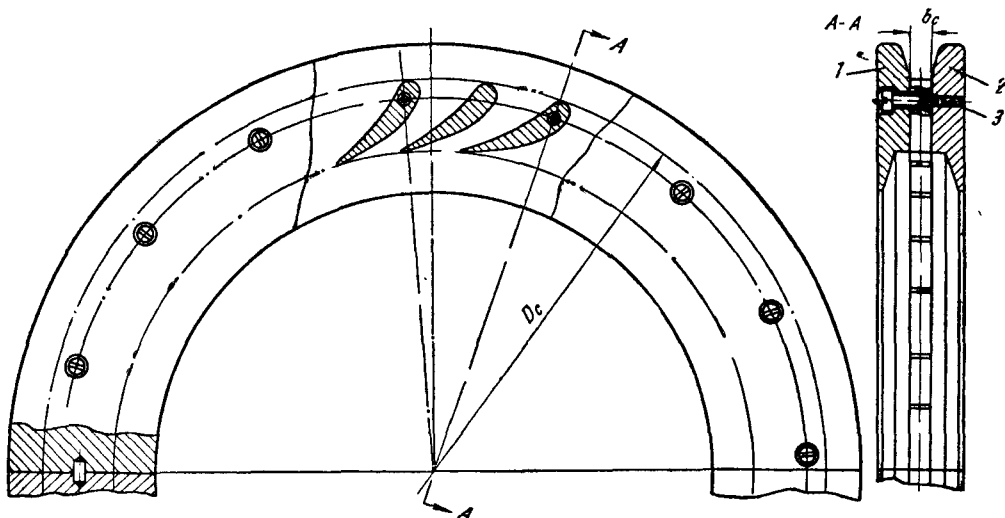


Рис. IX-19. Направляющий аппарат центростремительного турбодетандера

где C_u — коэффициент нагрузки в интервале

$$1 \geq M_{c1} > 0,6, C_u = \left(\frac{0,34}{M_{c1}^2} + 0,15 \right);$$

α_0 — угол входа в сопла,

$$\alpha_0 \approx (\pi - \arctg \frac{c_{0r}}{c_{yл}});$$

c_{0r} — радиальная составляющая скорости

на входе в сопла, $c_{0r} = \frac{Gv_0}{\pi D_c' b_c}$;

$c_{yл}$ — средняя скорость в улитке;
число сопел

$$z_c = \frac{\pi D_c}{t_c} \approx \frac{\pi \sin \alpha_1}{\frac{a_c}{b_c} \cdot \frac{b_c}{D_c}}. \quad (IX-50)$$

Относительная ширина направляющего аппарата b_c/D_c пропорциональна кубу относительного диаметра μ [2]. Следовательно, число сопел z_c увеличивается с уменьшением μ , относительной ширины ушкового сечения a_c/b_c и с увеличением угла α_1 .

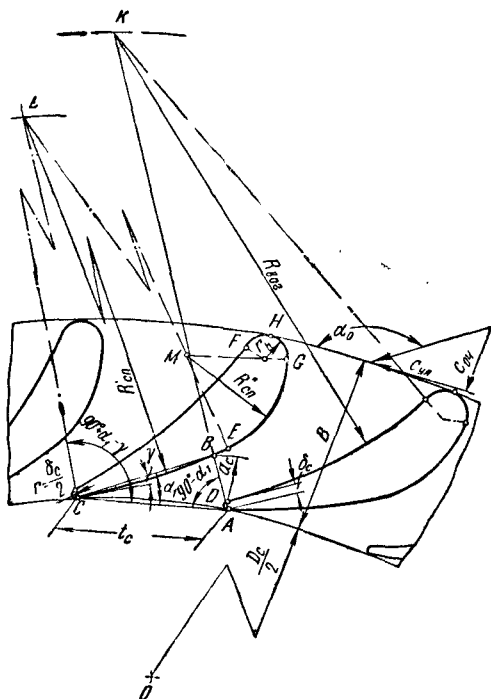


Рис. IX-20. Профилирование направляющего аппарата центробежного турбодетандера

Входную кромку лопатки (носик) выполняют относительно толстой, а выходную для уменьшения потерь, связанных с отрывом на выходе, возможно более тонкой. Толщина δ_c выходной кромки ограничивается только технологией изготовления, прочностью и износом. Ориентировочно $\delta_c = (0,25—0,9)$ мм, но не более $0,1 a_c$.

Для уменьшения гидравлических потерь профиль сопла выполняют непрерывно суживающимся и очерченным плавными кривыми (ради простоты изготовления в основном окружностями) с возможно меньшими разрывами кривизны. Иногда лопатки соплового аппарата выполняют в виде тонких прямых пластин (турбодетандеры П. Л. Каниши).

Профиль соплового канала (рис. IX-20), очерченный дугами окружностей по известным значениям D_c , B , a_c и δ_c , можно строить следующим образом. Из центра O радиусом $D_c/2$ проводят окружность выходных кромок и радиусом $(0,5 D_c + B)$ — окружность входных кромок. На окружность входных кромок на расстоянии шага

$t_c = \frac{\pi D_c}{z_c}$ наносят ответственные точки A и C двух смежных лопаток. Из концов хорды AC проводят две прямые: AK под углом $(90^\circ - \alpha_1)$ и CL под углом $(90^\circ + \alpha_1 - \gamma)$, где угол $\gamma = 2—5^\circ$. На прямой AK откладывают отрезок $AD = \delta_c$ и $DB = a_c$. Спинка лопатки вне канала формируется дугой CE окружности радиуса $R_{сп}$, пересекающей точки C и B с центром L на прямой CL . Величину радиуса $R_{сп}$ вычисляют аналитически из условий построения. Дуга $BE \approx (0,15—0,25)a_c$. Часть спинки EG очерчивается дугой окружности радиусом $R_{сп}'$, центр которой M находится на радиусе LE . Вогнутая сторона лопатки очерчивается дугой DF окружности радиусом $R_{вог}$, центр которой K находится на прямой AK . Выходная кромка лопатки закругляется радиусом $r = \delta_c/2$, а входная кромка (носик) очерчивается окружностью радиусом r_n , касающейся окружности входных кромок в точке H и сопрягающейся со спинкой лопатки в точке G и с вогнутой частью в точке F . Радиусы $R_{сп}'$, $R_{вог}$ и r_n подбирают пробным построением исходя из условий получения плавно сужающегося канала и необходимой для прочности или размещения поворотной оси толщины лопатки. Желательно, чтобы радиус $R_{сп}'$ был не более чем в пять раз больше радиуса $R_{сп}$ и угол, обрамемый скелетной линией лопатки и окружностью входных кромок, был равен или несколько меньше угла натекания α_0 .

Рабочие колеса

Конструкция колеса зависит от типа колеса, т. е. является ли оно центробежно-радиальным (рис. IX-21) или центробежно-осевым (рис. IX-22, IX-23, а также рис. IX-27, IX-35) с односторонним или двусторонним выходом (см. рис. IX-25, IX-31); числа дисков, т. е. является ли колесо закрытым (см. рис. IX-21, IX-35) или полузакрытым (см. рис. IX-22, IX-23, IX-27); числа и формы уплотнений: двусторонние

1 при $z_c \geq 24$.

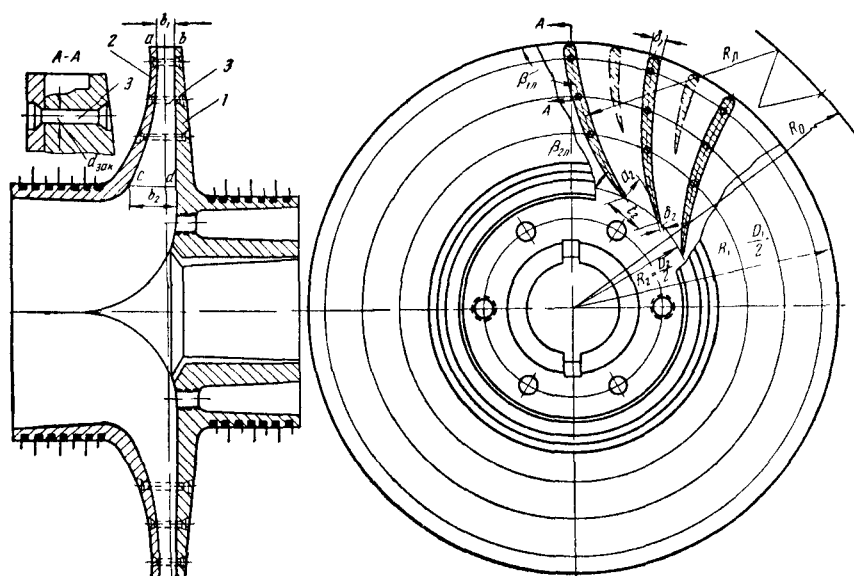


Рис. IX-21. Закрытое центробежно-радиальное колесо

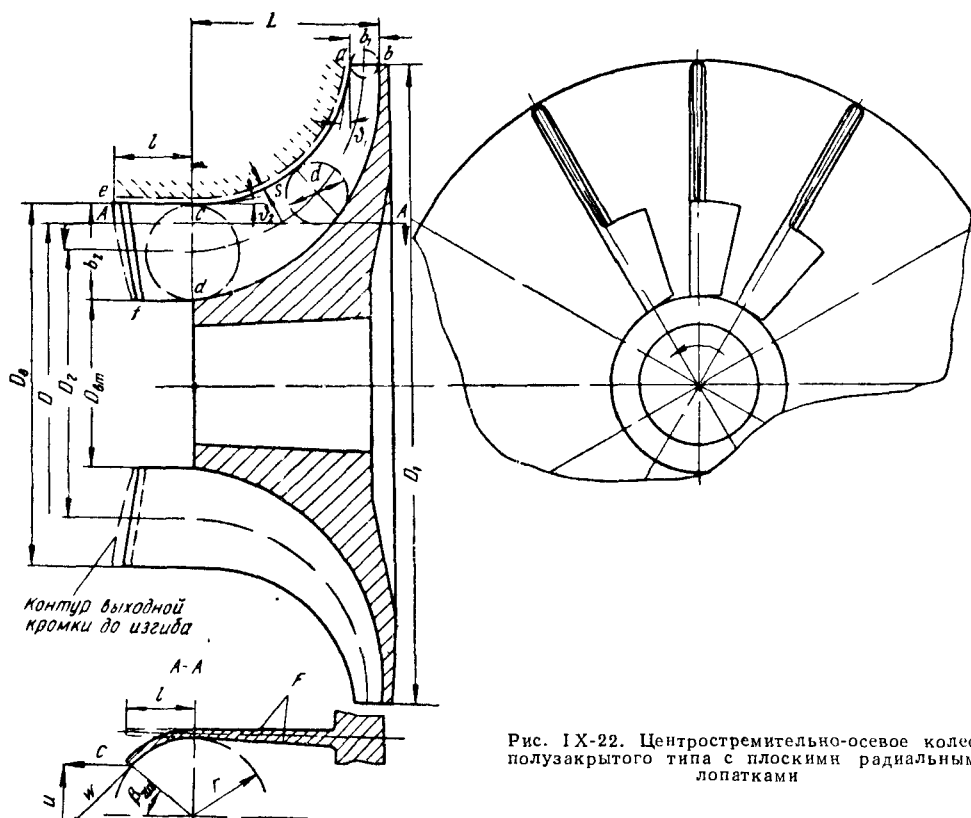


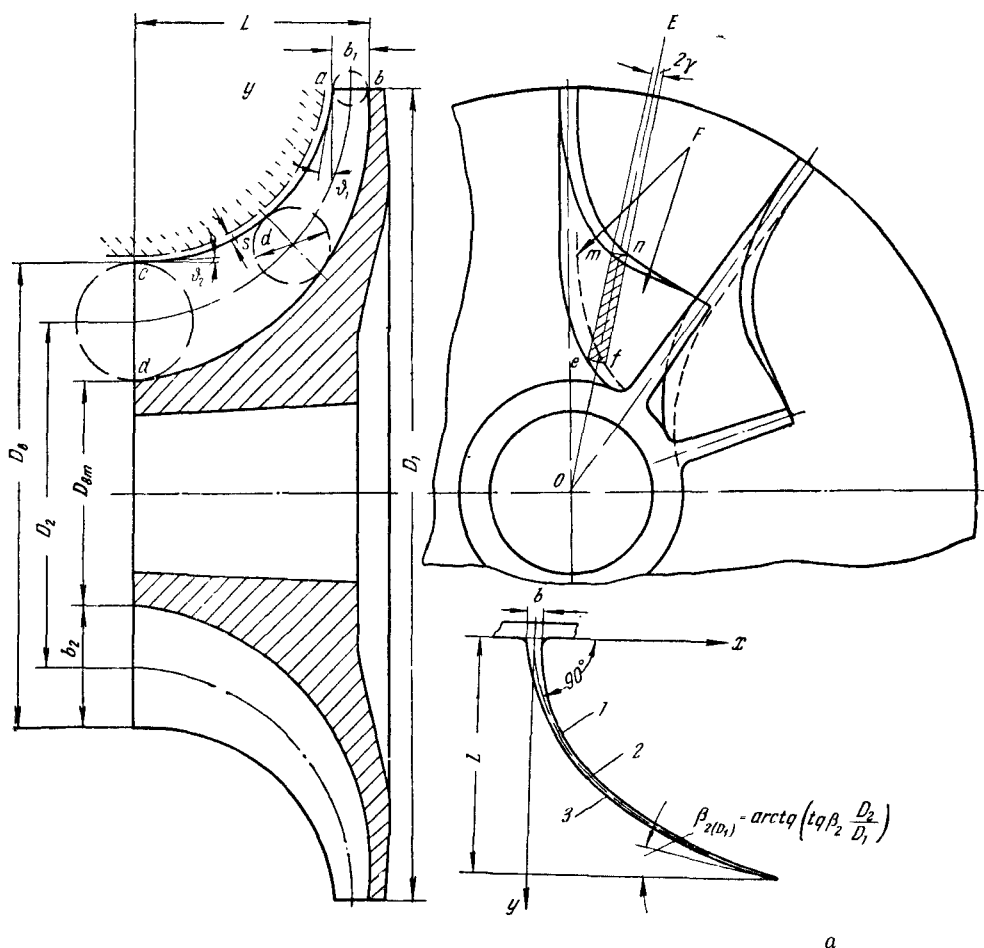
Рис. IX-22. Центробежно-осевое колесо полузакрытого типа с плоскими радиальными лопатками

уплотнение (см. рис. IX-21), одностороннее переднее (см. рис. IX-28) или одностороннее заднее; материала и запасов прочности; профиля меридионального сечения колеса; числа лопаток колеса; профиля лопаток и способа их соединения с дисками.

Колеса турбодетандеров из соображений увеличения прочности, уменьшения шеро-

ду каналами, а также для увеличения жесткости колеса зазор между лопатками и покрывным диском у клепаных колес выполняют малым (ориентировочно от 0,01 до 0,04 мм).

При вращении рабочего колеса в нем под действием сил инерции собственной массы (центробежные силы) возникают напряже-



a

Рис. IX-23. Центробежительно-осевое колесо полузакрытого типа с винтовыми лопатками: а—развертка на плоскость сечения лопатки соосным цилиндром диаметра D_1 ; 1—линия лицевой поверхности лопатки; 2—средняя поверхность лопатки; 3—линия тыльной поверхности лопатки

ховатости, а также вследствие мелкосерийности, как правило, изготавливают резанием из кованных или штампованных заготовок. Лопатки у полузакрытых колес всегда, а у закрытых, как правило, выполняют вместе с валовым диском.

Закрытые колеса (см. рис. IX-21) выполняют клепаными: покрывной диск 2 соединяют с валовым диском 1 при помощи заклепок 3, пропущенных сквозь тело лопаток. При такой конструкции каналы закрытого колеса не загромождены и могут быть обработаны с высокой степенью чистоты. Для предотвращения перетекания газа меж-

ния, пропорциональные квадрату окружной скорости и плотности материала. Поэтому для повышения запаса прочности, уменьшения влияния концентраций напряжений и уменьшения массы рабочие колеса турбодетандеров изготавливают из металлов с возможно малой плотностью и высокой прочностью и пластичностью как при нормальных, так и при низких температурах.

В табл. IX-2 приведены механические показатели материалов, применяемых для изготовления колес турбодетандеров.

Для уменьшения притока тепла и увеличения прочности валового диска изготавливают

вал минимального диаметра и относительно большой длины. Поэтому для получения жесткого вала, т. е. с докритическим числом оборотов, колесо выполняют возможно более легким и с небольшим запасом прочности, но не менее двух по отношению к пределу текучести в случае пластических материалов и не менее трех по отношению к временному сопротивлению в случае относительно хрупких материалов.

плавным изменением кривизны так, чтобы поворот с радиального направления на осевое был плавным и диаметры окружностей d , вписанных между контурами, монотонно возрастали от $d=b_1$ на входе до $d=b_2$ на выходе. Желательно, чтобы радиусы кривизны были не меньше радиуса колеса.

Ширину полузакрытых колес выполняют в пределах $L=(0,18-0,36)D_1$. Углы ϑ_1 и ϑ_2 выполняют в пределах $0-15^\circ$. Вход-

ТАБЛИЦА IX-2. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ
ДЛЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОДЕТАНДЕРОВ (ПРИ НОРМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ)

Вид изделия	ГОСТ или АМТУ	Плотность, г/см ³	Временное сопротивление, кг/мм ²	Предел те- кучести, кг/мм ²	Относитель- ное удлине- ние, %	Ударная вязкость, кг·м/см ²	Твердость по Бринеллю НВ
Штамповки из алюминиевого сплава АК6, закаленные и искусственно состаренные	ГОСТ 4784—49	2,8	>39	>28	≥10	1,2	≥100
Штамповки из алюминиевого сплава АК8, закаленные и искусственно состаренные	ГОСТ 4784—49	2,8	>42	>30	≥8	1,6	>110
Поковки из титанового сплава ВТ-4, отожженные	АМТУ 388—59	4,4	85—105	—	>10	3,5	255—320
Поковки из стали 1Х18Н9Т, закаленные	ГОСТ 5949—51	7,9	>65	>23	≥66	22	230

Расчет дисков колеса на прочность обычно производят с учетом лишь возникающих при вращении центробежных сил собственных масс [9, 10, 12]. Поскольку расчет колес может быть выполнен лишь в грубом приближении, то в ответственных случаях прочность колес проверяют моделированием на основе подобия.

Центростремительные колеса закрытого типа вследствие наличия в них ослабленного выходным отверстием покрывного диска менее прочны, чем полузакрытые. Центростремительные колеса, изготовленные из алюминиевых сплавов, проверены в работе при низких температурах (85 °К) при окружной скорости $u_1 = 225$ м/сек, но могут быть выполнены, по-видимому, для значительно больших скоростей: примерно до 300 м/сек в случае закрытых колес и порядка 400 м/сек в случае полузакрытых колес.

Профиль меридионального сечения колеса. Ширину входной кромки b_1 для предотвращения потерь от удара потока о торцы дисков колеса вследствие неизбежных неточностей в монтаже выполняют несколько большей, чем осевую ширину сопла:

ориентировочно

$$b_1 = (1,1 - 1,15) b_c + 0,4 \text{ мм.}$$

Передний ac и задний bd контуры меридионального сечения выполняют прямыми в сочетании с кривыми (рис. IX-21) или только кривыми (рис. IX-22 и IX-23) с возможно

ную часть профиля часто выполняют радиально направленной.

Число лопаток колеса влияет как на потери, так и на его конструкцию. Обычно при выборе числа лопаток исходят из условий [4] обеспечения выхода потока из каналов колеса под требуемым углом β_2 при возможно меньших гидравлических потерях, предотвращения отрыва потока при входе в колесо, а также и связанного с этим падения к. п. д. н. эрозии лопаток направляющего аппарата.

В центростремительно-радиальных колесах ширина s решетки фиксирована

$$s = 0,5 (D_1 - D_2),$$

а средний шаг лопаток

$$t = \frac{\pi (D_1 + D_2)}{2z_n},$$

где z_n — число лопаток.

Следовательно, в центростремительно-радиальных колесах число лопаток и средний относительный шаг $\left(\frac{t}{s}\right)$ связаны отношением

$$z_n = \frac{\pi(1 + \mu)}{(1 - \mu) \left(\frac{t}{s}\right)}.$$

Для обеспечения требуемого угла β_2 выхода потока целесообразно отношение t/s определять по полуэмпирической формуле

$$\frac{t}{s} = \frac{C_u}{2} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2 \cdot \sin (\beta_1 + \beta_2)}, \quad (\text{IX-51})$$

где C_u — эмпирический коэффициент.

В центростремительных осевых колесах число $z_{л2}$ длинных лопаток в первом приближении может быть определено исходя из известной ширины s_2 решетки на диаметре D_2

$$z_{л2} = \frac{\pi D_2}{t_2} = \frac{\pi D_2}{s_2 \left(\frac{t_2}{s_2} \right)},$$

где t_2 — шаг лопаток на развертке соосного цилиндра диаметром D_2 ;

$\frac{t_2}{s_2}$ — относительный шаг, вычисляемый по формуле (XI-51) при $\beta_1 = 90^\circ$, $C_u = 0,65-0,8$ и заданном угле β_2 .

Для предотвращения отрыва на входе число $z_{л1}$ лопаток в этом месте для всех видов колес должно удовлетворять условию (IX-22), которое на основе геометрических соотношений треугольника входа преобразуется к виду

$$z_{л1} \geq \frac{2\pi \sin (\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \alpha_1} \sin \beta_1.$$

Если $z_{л1}$ оказывается намного больше, чем $z_{л2}$, что возможно, например, при малых углах α_1 , то облопачивание выполнят многорысунным. Для этого часть лопаток в количестве $z_{л2}$ выполняют длинными, т. е. простирющимися от входа до выхода, а между ними помещают укороченные лопатки (рис. IX-21, штрих-пунктир) в таком количестве, чтобы общее количество лопаток на входе было порядка $z_{л1}$. Обычно достаточно двухъярусное облопачивание. Уменьшать число лопаток на входе по сравнению с $z_{л1}$ нужно осторожно. Увеличение же, по-видимому, на к. п. д. влияет слабо, что было подтверждено еще в известном турбодетандере акад. П. Л. Капицы [5], где количество лопаток на входе в колесо в четыре раза превышало их количество на выходе.

Следует подчеркнуть, что часто оптимальное с точки зрения потерь число лопаток оказывается несущественно большим с конструктивной и технологической точек зрения.

Лопатки центростремительных радиальных колес. Входную ab и выходную cd кромки (см. рис. IX-21) выполняют прямолинейными, параллельными оси колеса. Каналы колеса в плоскости, перпендикулярной оси вала, выполняют плавно сужающимися. Для этого среднюю

(скелетную) линию лопатки выполняют в виде плавной кривой (например, параболы). Однако ради простоты изготовления среднюю линию чаще выполняют в виде дуги окружности радиуса $R_{л1}$ (с центром на окружности радиуса R_0), пересекающей окружность диаметра D_1 под углом $\beta_{л1}$, а окружность диаметра D_2 — под углом $\beta_{л2}$. Углы $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$ выполняют равными или несколько меньшими соответствующих углов потока β_1 и β_2 .

Величины радиусов $R_{л1}$ и R_0 определяют по формулам:

$$R_{л1} = \frac{R_1^2 - R_2^2}{2(R_1 \cos \beta_{л1} + R_2 \cos \beta_{л2})}; \quad (\text{IX-52})$$

$$R_0 = \sqrt{R_1^2 + R_{л1}^2 - 2R_1 R_{л1} \cos \beta_{л1}}. \quad (\text{IX-53})$$

Лопатка может быть крыловидной формы или, что на практике из соображений простоты изготовления делают чаще, в виде части кольца толщиной δ_1 с плавным утонением к выходу до толщины δ_2 .

Толщину δ_1 лопатки выбирают, учитывая прочность на изгиб под влиянием центробежной силы и возможность размещения на лопатке заклепок. Ориентировочно диаметр заклепок

$$d_{зак} = (0,006 D_1 + 1) \text{ мм.}$$

Толщину δ_2 выходной кромки для уменьшения потерь доводят до возможно малого значения, допустимого из соображений возможности изготовления, прочности и износа. Желательно, чтобы толщина δ_2 не превышала 12% ширины a_2 узкого сечения на выходе.

Для обеспечения расчетного угла β_2 ширина узкого сечения

$$a_2 \approx t_2 \sin \beta_2. \quad (\text{IX-54})$$

Лопатки центростремительных радиальных колес. Входную кромку выполняют прямолинейной, параллельной оси вращения колеса, а выходную — пространственной (рис. IX-22) или радиальной (рис. IX-23).

Из условия нормального выхода ($\alpha_2 = 90^\circ$) угол $\beta_{2(D)}$ вдоль выходной кромки выполняют уменьшающимся от центра к периферии, согласно уравнению

$$\beta_{2(D)} = \arctg \frac{c_2}{u}, \quad (\text{IX-55})$$

где c_2 — постоянная по всей выходной кромке абсолютная скорость выхода;

u — окружная скорость элемента выходной кромки на текущем диаметре D , $u = \frac{\pi D n}{60}$ (рис. IX-22).

В наиболее часто встречающемся случае радиального входа в колесо ($\beta_1 = 90^\circ$) лопатки выполняют плоскими (рис. IX-22) или винтовыми (рис. IX-23).

Плоские лопатки (рис. IX-22) состоят из радиально направленной плоской части $abcd$ и профильной части $cdfe$, профилируемой в соответствии с требуемым изменением угла $\beta_{2(D)}$ согласно уравнению (IX-55). Поток в колесе с плоскими лопатками совершает два поворота: в меридиональной плоскости на угол 90° и у профильной части на угол $90^\circ - \beta_{2(D)}$.

Ради простоты изготовления профильную часть сначала выполняют плоской и радиально направленной, а требуемый переменный угол $\beta_{2(D)}$ получают ее последующим загибом на оправке. Если применить цилиндрическую оправку радиуса r , то для изменения угла $\beta_{2(D)}$ согласно уравнению (IX-55), длину l незагнутой профильной части на текущем диаметре D определяют, как это следует из построения на рис. IX-22, по формуле

$$l = \frac{\pi r (90^\circ - \beta_{2(D)})}{180^\circ},$$

где $\beta_{2(D)}$ — угол, вычисленный по уравнению (IX-55).

Иногда профильную часть лопатки выполняют отдельно от радиальной. В этом случае профильные части крепят к отдельному кольцу (см. рис. IX-27), образуя так называемый выходной спрямляющий аппарат. Такая конструкция дает большую свободу в профилировании, чем в случае цельных лопаток.

Винтовые лопатки (рис. IX-23). Лопатки профилируют, исходя из условия предотвращения в лопатках напряжений изгиба от центробежных сил. Для этого лицевую и тыльную поверхности F лопаток (рис. IX-23) выполняют линейчатыми так, чтобы средняя линия OE произвольного сечения $emnf$ лопатки нормального к оси вала колеса была направлена радиально. При таком профилировании поверхность, содержащая средние линии нормальных сечений (средняя поверхность), представляет собой линейчатую поверхность, образованную радиальными лучами. При этом поверхности F фрезеруют пальцевой фрезой, ось которой наклонена под постоянным углом γ к радиальному лучу, образующему среднюю поверхность.

Развертки на плоскость сечений средней линейчатой поверхности лопатки цилиндрами, соосными с осью вала колеса, обладают следующим свойством: для данной координаты y в направлении оси вала вторая (тангенциальная) координата x изменяется пропорционально диаметру D секущего цилиндра. Вследствие этого угол $\beta_{2(D)}$ наклона элементов радиально расположенной выходной кромки уменьшается от центра к пе-

риферии, согласно уравнению (IX-55); средняя поверхность однозначно определяется плоской разверткой кривой ее сечения соосным цилиндром диаметром D_1 . Эту развертку выполняют в виде плоской кривой (например, параболы), пересекающей под углом 90° ось x и под углом $\beta_{2(D_1)} = \arctg \left(\tg \beta_{2(D_1)} \frac{D_2}{D_1} \right)$,

отстоящую от оси x на расстоянии L , параллельную ей прямую. На чертеже эту развертку кривой задают координатами x, y . Кроме того, для построения шаблона на чертеже колеса указывают также координаты x, y плоских разверток линий сечений лицевой и тыльной поверхностей лопатки с соосным цилиндром диаметром D_1 . Эти координаты однозначно определяются видом средней поверхности, углом γ и шириной корня лопатки.

Особенности изготовления колес. Для предотвращения периодически действующих гидродинамических и инерционных сил, вызываемых несимметричностью рабочего колеса, все поверхности вращения, концентрические его оси, выполняют с высокой степенью симметрии: допуски на радиальные и осевые биения не превышают 0,02 мм.

Для уменьшения нагрузки на подшипники и амплитуды колебаний ротора рабочие колеса выполняют с возможно меньшим дебалансом, т. е. с возможно меньшим смещением (эксцентриситетом) e центра тяжести колеса относительно его оси вращения. В практике изготовления колес турбодетандеров величину эксцентриситета статической балансировкой доводят до такой величины, чтобы обусловленная им центробежная сила инерции $\omega^2 e G/g$, действующая синхронно вращению, не превышала веса колеса, т. е. чтобы

$$\frac{\omega^2 e}{g} \leq 1,$$

где ω — угловая скорость вращения колеса.

Следовательно, при статической балансировке эксцентриситет доводят до величины

$$e \leq \frac{g}{\omega^2} = \frac{g}{\left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2} \approx \frac{9 \cdot 10^8}{n^2} \text{ мк, (IX-56)}$$

где n — число оборотов колеса в минуту.

Метод балансировки на «призмах» для высокооборотных колес неприменим, поскольку этим методом в принципе невозможно обнаружить эксцентриситеты, меньшие, чем коэффициент трения качения, который для стали по стали равен примерно 50 мк. Поэтому статическую балансировку колес турбодетандеров производят в специальных приспособлениях.

Для предотвращения дебаланса соединение рабочего колеса с валом должно обеспечить неподвижность и соосность между ними при всех режимах работы. Для этого в турбодетандерах ввиду высоких чисел оборотов

крутящий момент от колеса к валу передается силами трения, например затягиваемым коническим соединением с конусностью 1/10. Это соединение весьма удобно для сборки и разборки.

В качестве материала для температур до 85°C применяют литейную латунь ЛК80-3Л (ГОСТ 1019—47). Для предотвращения последующего коробления литье после обдирки подвергают старению.

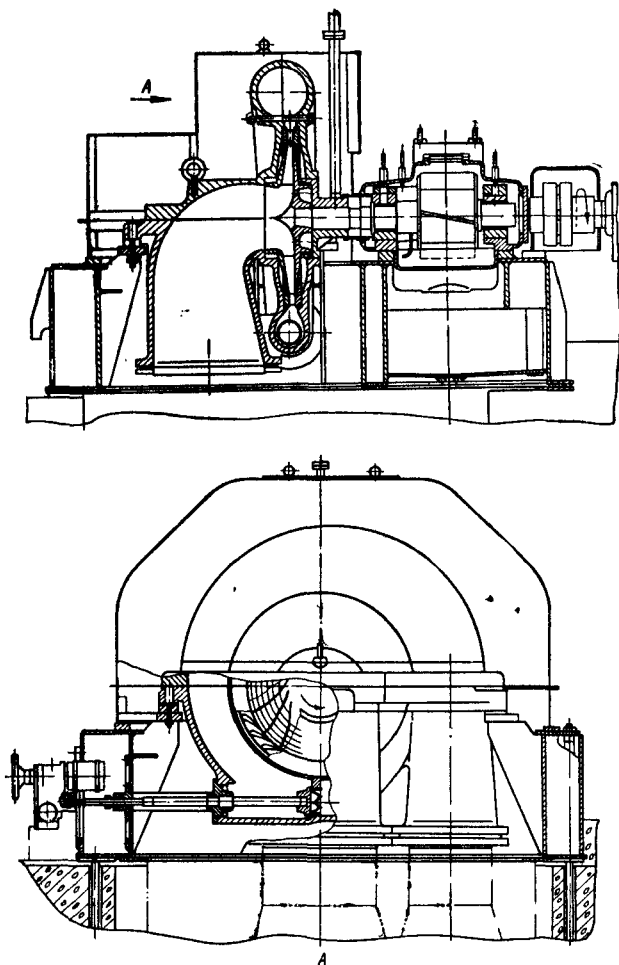


Рис. IX-24. Турбодетандер низкого давления мощностью 500 кат (ВНИИКИМАШ); колесо центробежно-радиальное. $D_1=660$ мм, $n=5150$ об/мин; регулирование расхода изменением парциальности от 1 до 0,8

Для проверки доброкачественности изготовления рабочие колеса подвергают испытанию вращением при числе оборотов, превышающем рабочее на 10—15% в течение 3—5 мин, в специальных камерах, безопасных для обслуживающего персонала в случае разрыва колеса.

Корпус

Ввиду относительной сложности формы корпус, как правило, выполняют литым.

Корпусы выполняют как с разъемом (рис. IX-24—IX-26), так и без разъема (рис. IX-27—IX-33). Корпусы с разъемом более удобны для монтажа и ревизии, но сложнее и вызывают некоторые трудности в отношении герметизации разъема. Однако, как показывает опыт, правильный выбор размеров фланцев, диаметра и шага скрепляющих болтов, а также доводка плоскости разъема (шабрение, притирка) обеспечивают герметичность без применения прокладок для давлений до 30 кг/см^2 .

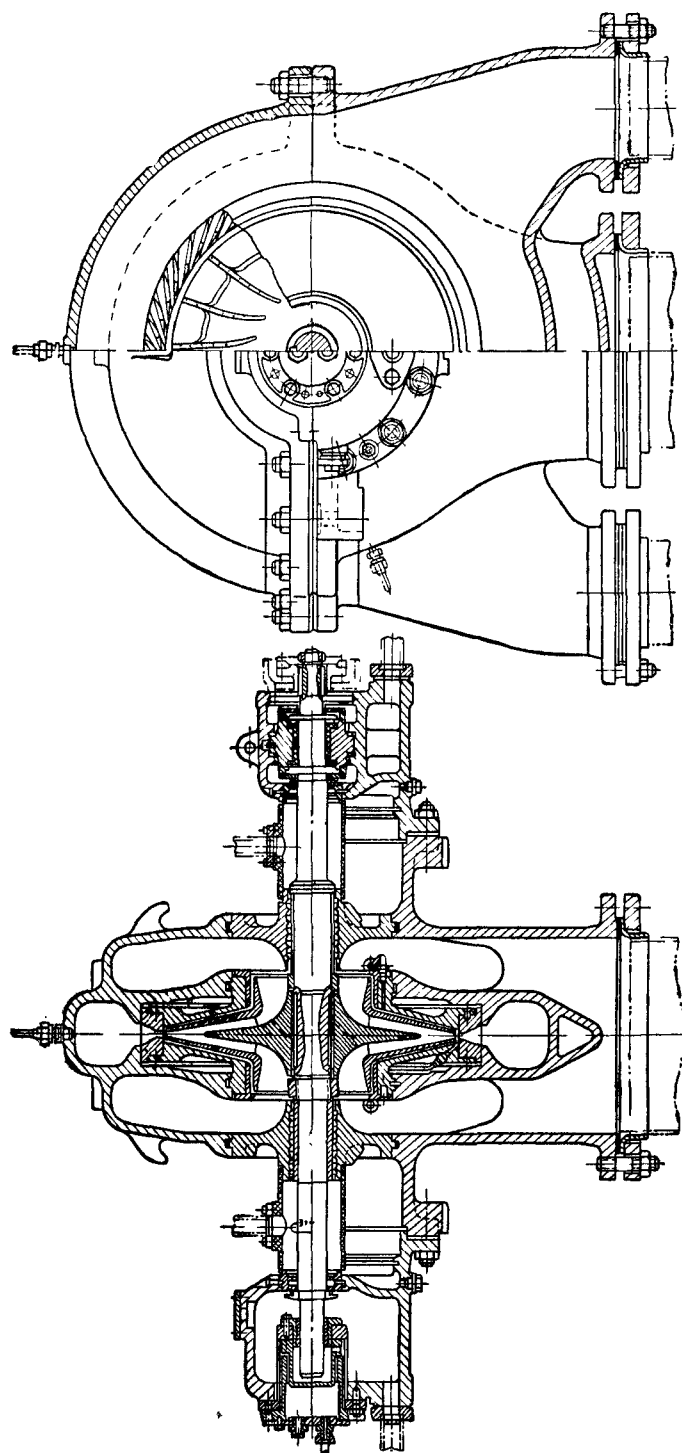


Рис. IX-25. Турбодетандер низкого давления мощностью 180 кет (ВНИИКИМАШ); колесо центробежно-радиальное двустороннего выхода, $D_1 = 450$ мм, $n = 7200$ об/мин

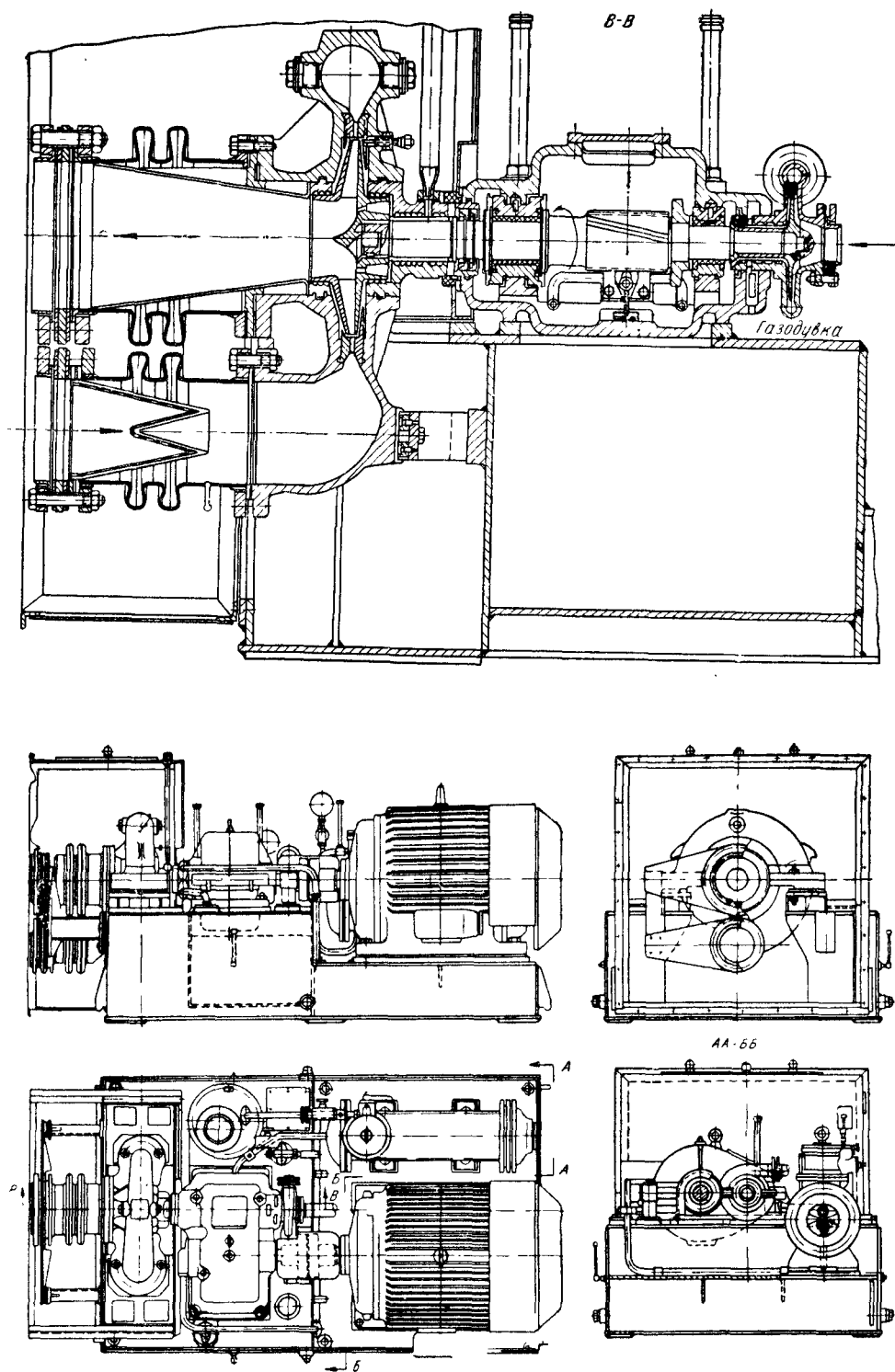


Рис. IX-26. Турбодетандер низкого давления мощностью 90 квт (ВНИИКИМаш); колесо центробежно-радиальное, $D_1=290$ мм, $n=11900$ об/мин; свободный конец вала использован для привода одноступенчатой газодувки, требующейся в технологическом процессе блока для прокачки небольшого количества газа

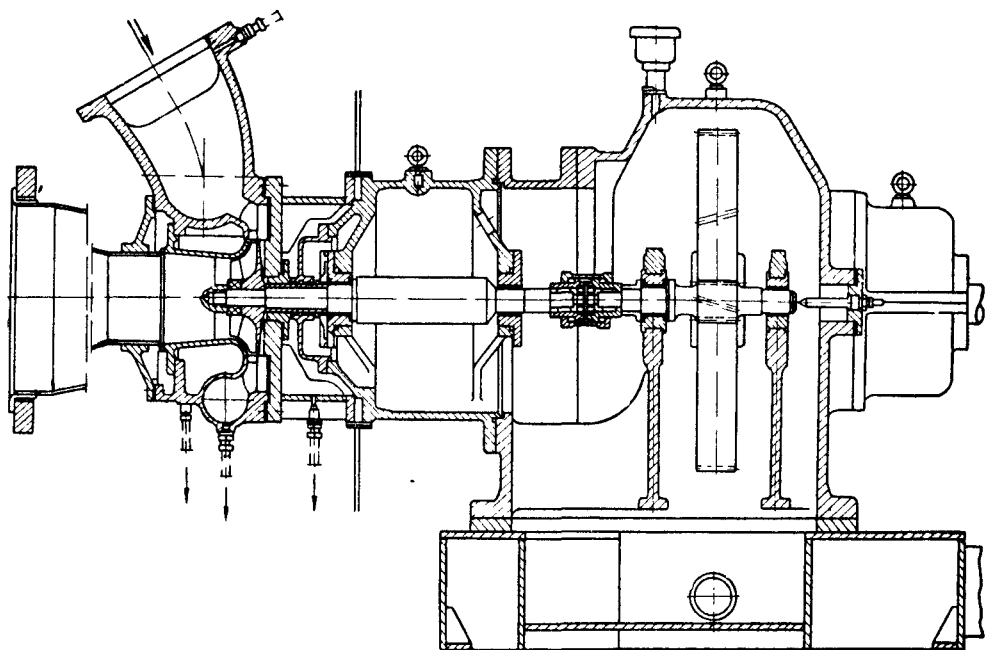


Рис. IX-27. Турбодетандер низкого давления мощностью 180 квт (Коуб Стил); колесо центробежно-осевое полузакрытое, $D_1=250$ мм, $n=14\,500$ об/мин

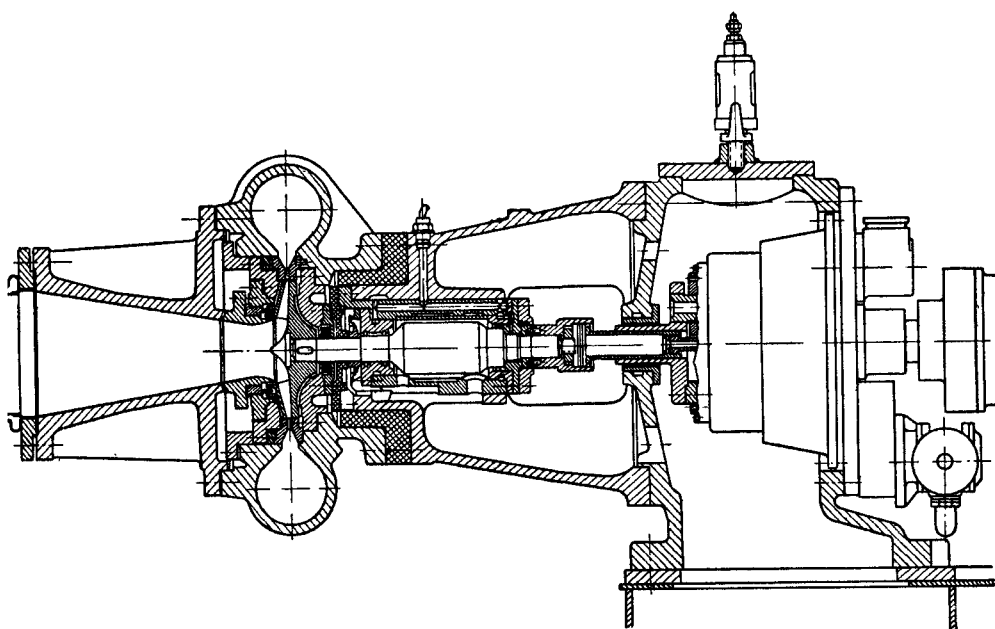


Рис. IX-28. Турбодетандер низкого давления (Линде); колесо центробежно-радиальное $D_1=300$ мм

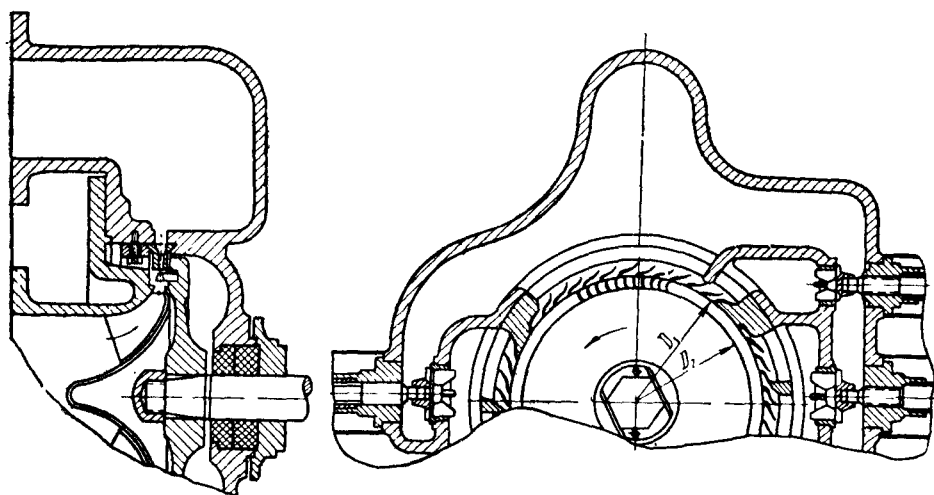
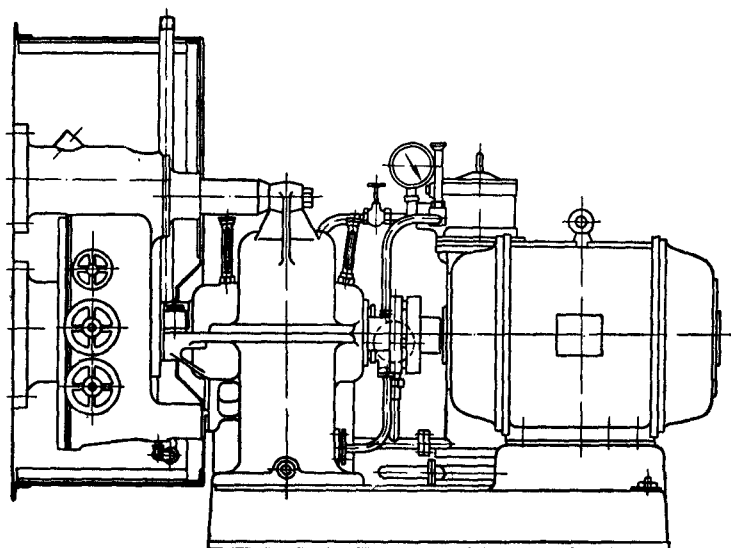


Рис. IX-29. Турбодетандер низкого давления мощностью 45 кВт (ВНИИКИМАШ); колесо центробежно-радиальное с активным облопачиванием, $D_1=312$ мм, $n=7200$ об/мин; регулирование расхода изменением парциальности от 0,70 до 0,21. Уплотнение вала угольными кольцами

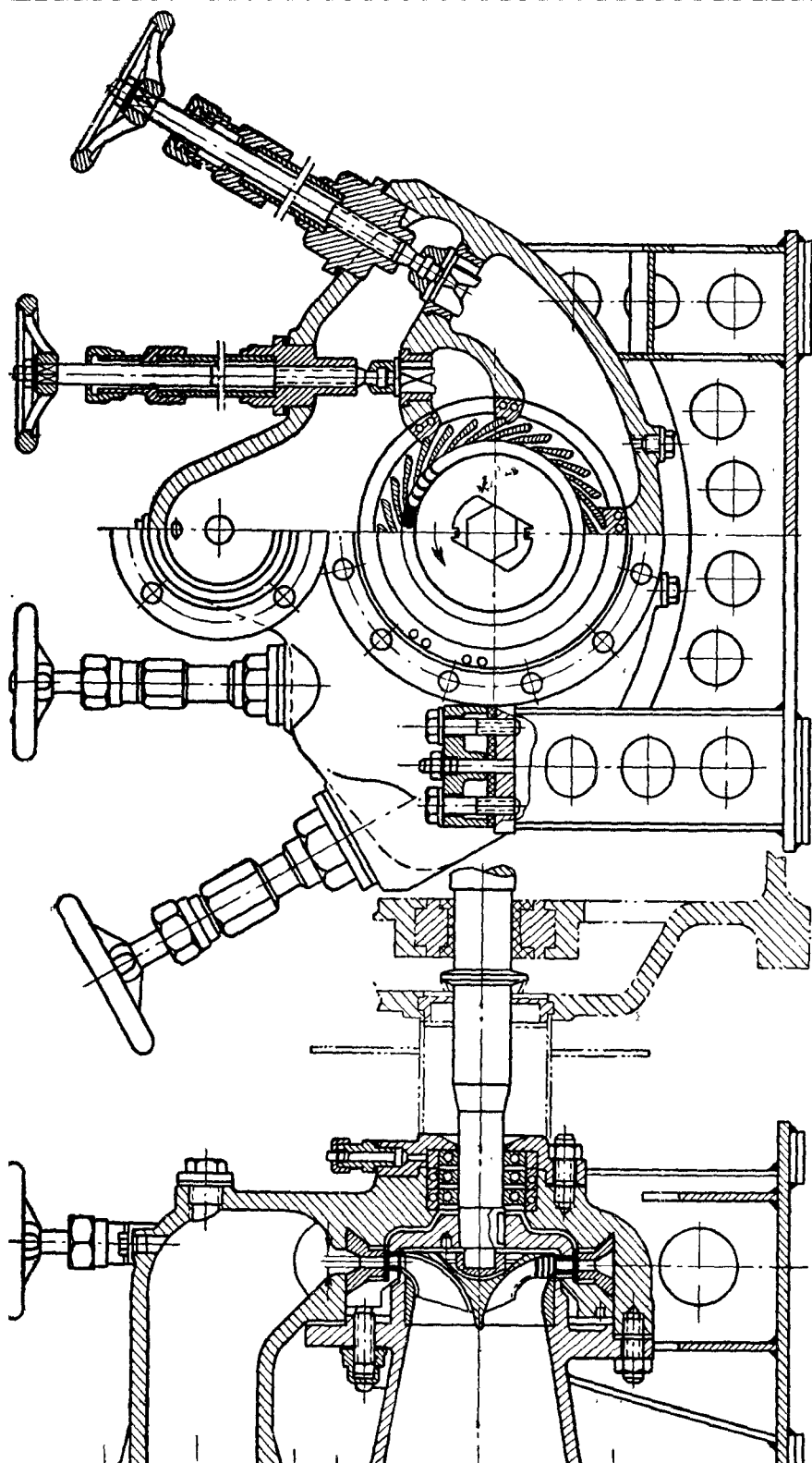


Рис. IX-30. Турбодетандер низкого давления мощностью 28 кет (ВНИИКИМАШ); колесо центробежно-радиальное с активным уплотнением, $D_1=140$ мм, $n=15500$ об/мин. Регулирование расхода изменением парциальности от 1 до 0,32. Уплотнение вала угольными кольцами

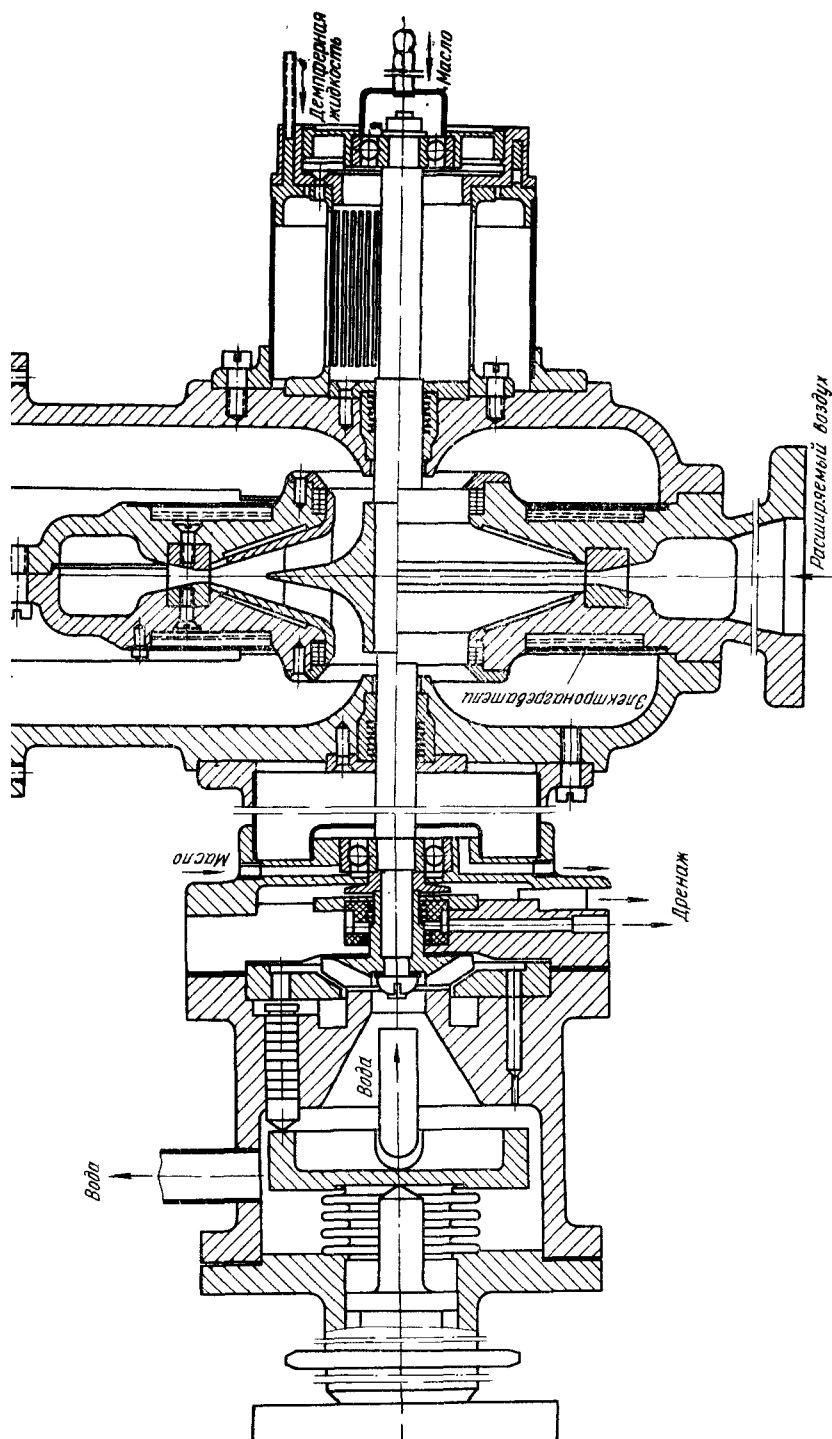


Рис. IX-31. Турбодетандер низкого давления мощностью 6 л.с. (ИФП АН СССР); колесо центробежно-радиальное двустороннего выхода, $D_1=80$ мм, $n=45\,000$ об/мин; подшипники шариковые с капельной смазкой; торможение водяным центробежным насосом

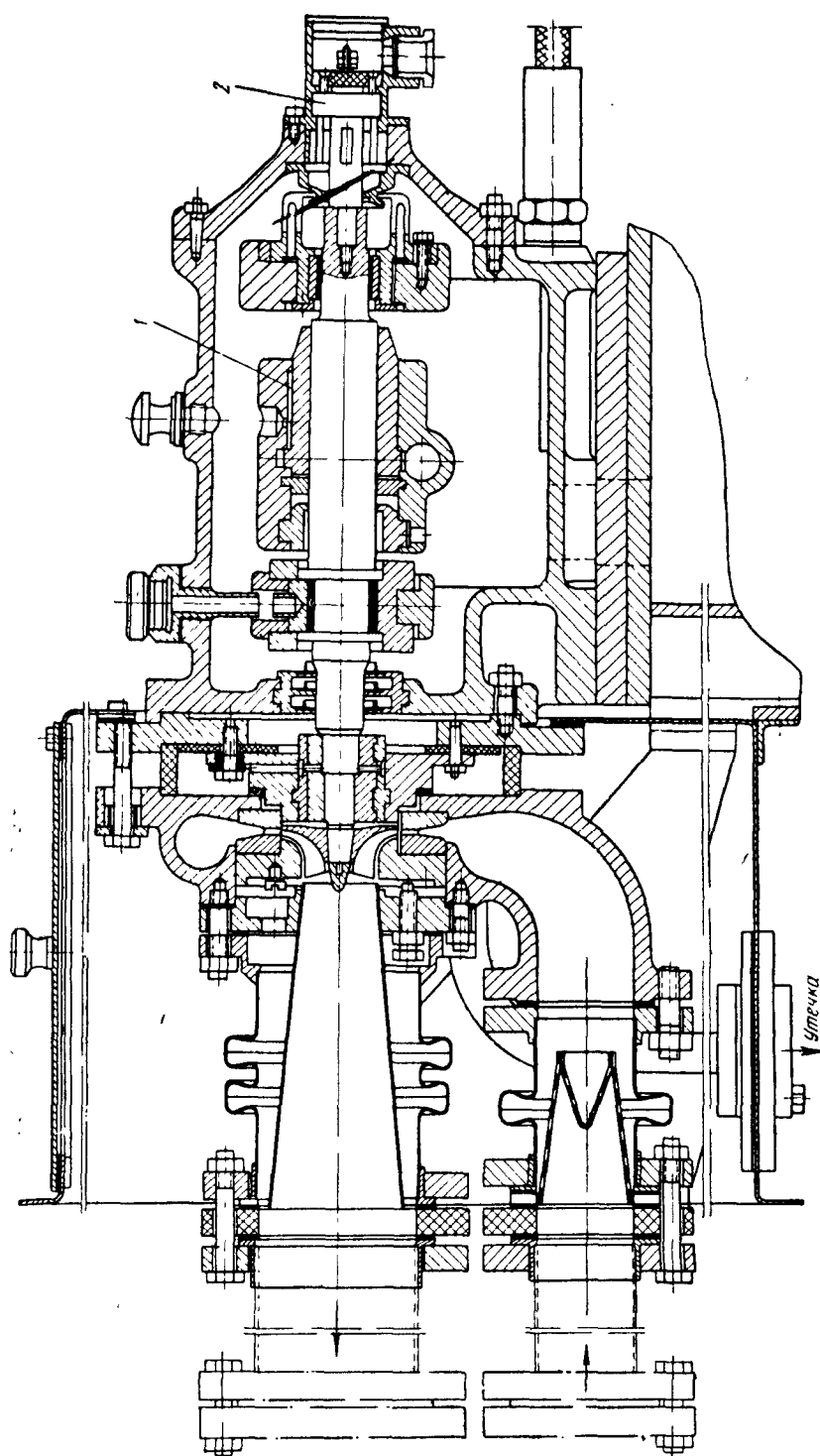


Рис. IX-32. Турбодетандер низкого давления мощностью 5 квт (ВНИИКИМШ); колесо центробежно-осевое полузакрытое, $D_1=55$ мм, $n=60\ 000$ об/мин; подшипники скользящего трения со смазкой маслом под давлением; торможение масляным тормозом; 1 — тормоз; 2 — электроиндукционный тахометр

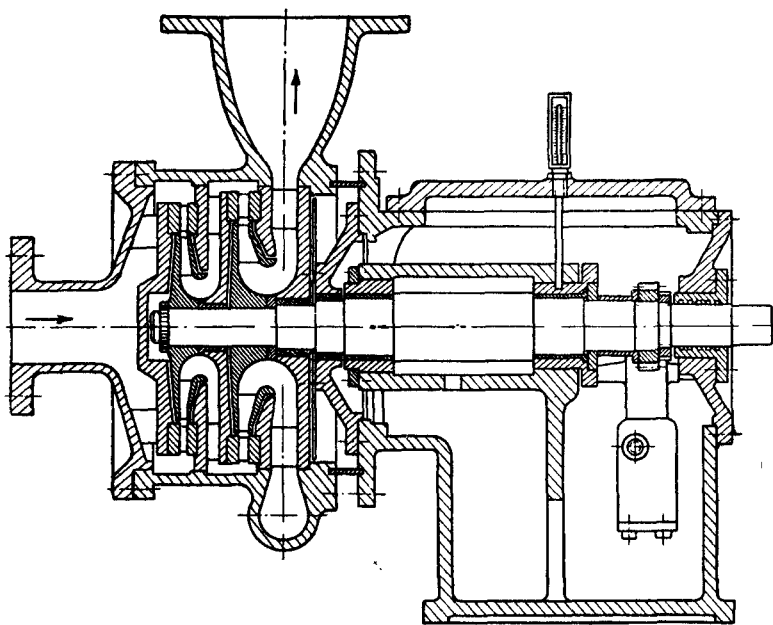


Рис. IX-33. Двухступенчатый турбодетандер низкого давления (Кларк)

Ротор

Материал вала ротора выбирают в зависимости от температуры среды, в которой работает его напряженная часть. В случае размещения колеса вне опор (на консольном вылете) (рис. IX-27, а также рис. IX-28, IX-32, IX-33) его наиболее напряженная часть находится в теплой зоне, а поэтому хладопрочные материалы не требуются. Когда же рабочее колесо размещено между опорами (см. рис. IX-25, IX-31) и, следовательно, наиболее нагруженная часть вала находится в холодной зоне, вал изготавливают из хладопрочной стали IX18H9T. Наиболее часто колеса крепят непосредственно на консольном конце вала шестерни зубчатого редуктора (рис. IX-35, IX-36, а также рис. IX-24, IX-26, IX-29); в этом случае материал вала выбирают из соображений прочности и износостойкости зубьев.

Для уменьшения теплопритока через вал и потерь трения в подшипниках диаметр цапф выбирают возможно меньшим, соотносясь с прочностью, критическим числом оборотов ротора и работоспособностью подшипников.

Размеры вала определяют в зависимости от прочности при совместном действии крутящего и изгибающих моментов (допускаемые напряжения от приведенного момента — до 400 кг/см^2); допустимого прогиба (прогиб под собственным весом не должен превышать известную часть минимального зазора в лабиринтовом уплотнении); критического числа оборотов ротора.

При креплении колеса на консольном вылете вал обычно выполняют жестким (с до-

критическим числом оборотов). Длину и диаметр консоли выбирают исходя из допускаемого теплопритока через изоляцию и вал, но с таким расчетом, чтобы первое критическое число оборотов ротора было больше рабочего не менее чем на 25%.

При креплении колеса между опорами для уменьшения стеснения выходных воронок колеса вал изготавливают небольшого диаметра, а для размещения изоляции подшипники приходится относить далеко. Поэтому вал обычно получается гибким. В таких случаях для предотвращения больших амплитуд колебаний ротора при переходе через критическое число оборотов одну из опор устанавливают на демфере [6, 8] (см. рис. IX-25, IX-31).

Для спокойной работы ротора вал выполняют с высокой степенью чистоты и высокой геометрической точностью. Обычно чистота обработки цапф и шеек не ниже 10-го класса, а свободных цилиндрических поверхностей — не ниже 6-го класса чистоты ГОСТ 2789—59. Допустимое радиальное биение шеек и посадочных мест под колеса и другие вращающиеся детали — не более $0,01 \text{ мм}$, а остальных цилиндрических поверхностей — в пределах половины допуска.

Для предотвращения вибраций ротор уравнивают тщательным изготовлением вала и колес, статической балансировкой последних и их соосной посадкой на вал. Динамическую балансировку ротора в целом производят обычно лишь в случае двух и более колес, посаженных на один вал. Допустимый динамический дебаланс ротора определяется допустимой нагрузкой на подшипники.

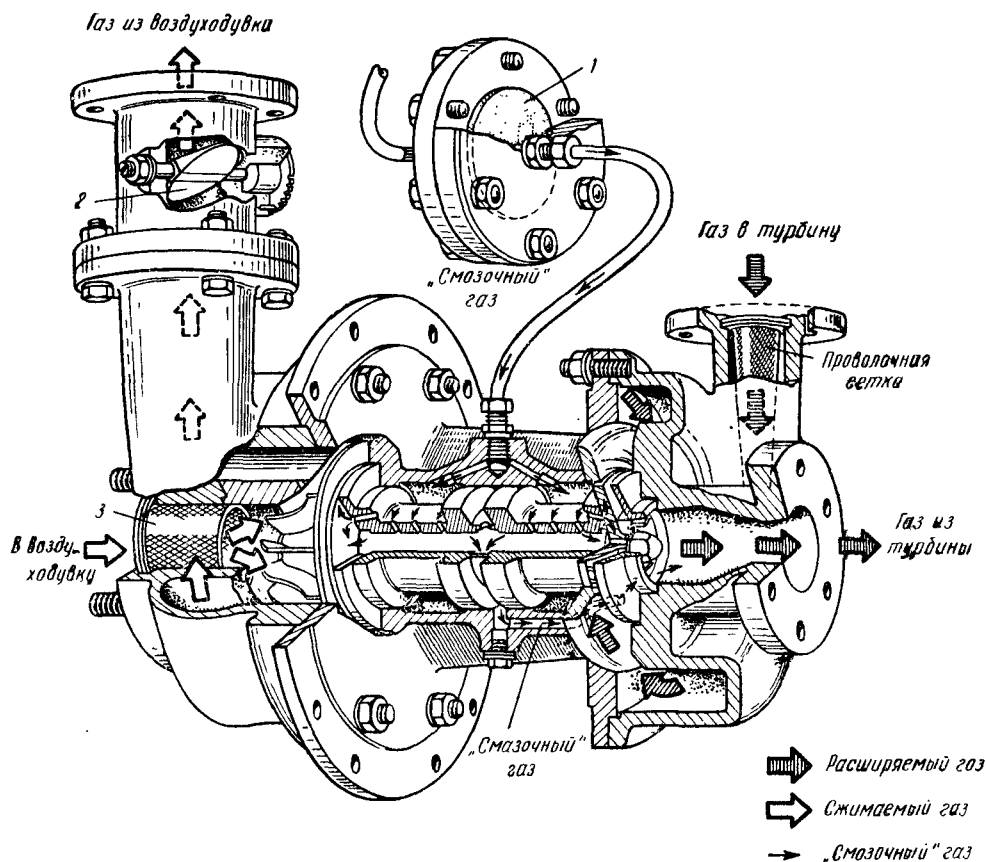


Рис. 1X-34. Турбодетандер низкого давления мощностью 4 квт (Лукас), колесо центробежно-радиальное, $D_1=60$ мм, $n=70\,000$ об/мин; подшипники скользящего трения со смазкой воздухом под давлением; торможение воздухоуловкой с центробежным полузакрытым колесом:

1 — фильтр «смазочного» газа; 2 — дроссельный клапан; 3 — проволочная сетка

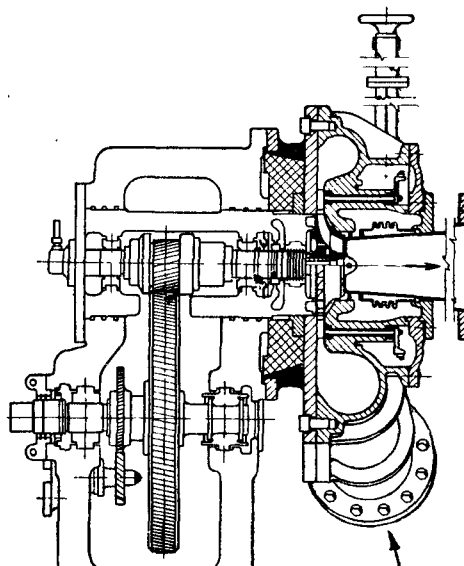


Рис. 1X-35. Турбодетандер низкого давления мощностью 150 квт (Броун-Бовери); колесо центробежно-осевое закрытое, $D_1=236$ мм, регулирование расхода поворотными лопатками направляющего аппарата

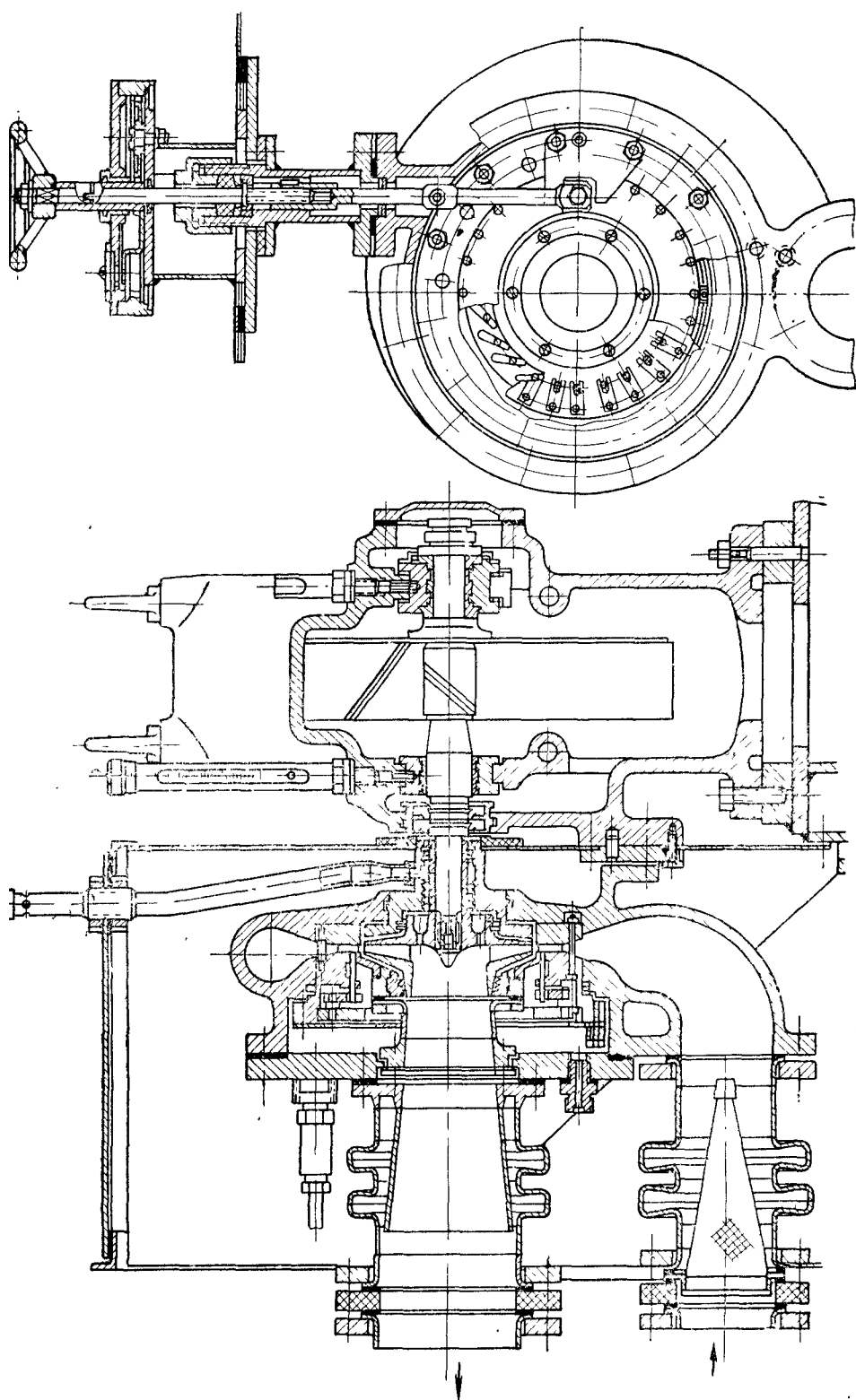


Рис 1X-36 Турбодетандер низкого давления мощностью 28 кэл (ВНИИКИМАШ), колесо центробежительно-радиальное, $D_1 = 136$ мм, $n = 27\,000$ об/мин; регулирование расхода поворотными лопатками направляющего аппарата

Подшипники

В турбодетандерах долговечность работы подшипников имеет большее значение, чем потеря от трения в них. В связи с этим подшипники качения в промышленных турбодетандерах обычно не применяют, так как вследствие высокого числа оборотов ротора характеристика nd (d — диаметр цапфы вала, n — число оборотов) настолько высока, что не может быть обеспечена надежная работа подшипников качения. Кроме того, применение подшипников качения не вносит также упрощения в систему смазки, ибо вследствие высоких значений характеристики nd проточная смазка неизбежна. Шарикоподшипники применяют иногда в лабораторных турбодетандерах (см. рис. IX-31), поскольку в этом случае простота важнее долговечности. При этом необходимо демпфирование ротора [6].

Обычно в промышленных турбодетандерах применяют подшипники скольжения с принудительной циркуляционной масляной смазкой. Эти подшипники в условиях работы турбодетандеров надежны и экономичны, так как благодаря высокому числу оборотов ротора (5000—100 000 об/мин) скорость скольжения высокая (20—110 м/сек), а потому может быть осуществлено чисто жидкостное трение; при этом пленка масла демпфирует колебания.

Расстояние между подшипниками и рабочим колесом, выбираемое из соображений критического числа оборотов ротора, является, как показывает опыт, также вполне достаточным для предотвращения промерзания подшипников; благодаря этому для смазки можно применять обычные турбинные масла.

Для уменьшения тепловыделения, а также влияния неточностей изготовления и монтажа при сохранении достаточной несущей способности вкладыши выполняют относительно короткими: отношение длины к диаметру порядка 0,8—1,0.

Вкладыши подшипников заливают высококачественным баббитом центробежным способом по предварительно пролуженной поверхности. Приставание баббита к вкладышам проверяется керосином.

Для обеспечения самоустановки вкладышей по оси вращения вала их сочленение с корпусом осуществляют на относительно узкой цилиндрической поверхности с переходной посадкой порядка А/П.

Диаметральный зазор между цапфой и вкладышем выполняют от 0,001 до 0,003 диаметра цапфы шабровкой с числом пятен не менее 4 на 1 см².

В турбодетандерах малой мощности с весьма высокими числами оборотов ротора в последнее время иногда применяют подшипники скольжения с газовой смазкой (см. рис. IX-34). Такие подшипники требуют исключительно высокой культуры производства и эксплуатации. Данные о надежности и долговечности этого вида опор в промышленных эксплуатационных условиях турбодетандеров отсутствуют.

Устройства для торможения

Из экономических соображений стремятся к использованию внешней работы, получаемой в турбодетандере.

В промышленных турбодетандерах с мощностью выше 15 квт работа турбодетандера обычно преобразуется в электрическую энергию и отдается в сеть. В качестве электрогенераторов применяют асинхронные электродвигатели с числом оборотов, несколько превышающим синхронное (см. рис. IX-24, IX-26, IX-29). Торможение электрогенератором удобно в отношении запуска турбодетандера на полное число оборотов и вследствие постоянной частоты тока позволяет автоматически поддерживать постоянную угловую скорость ротора турбодетандера при колебаниях нагрузки, неизбежных, например, в моменты переключения регенераторов; это благоприятно для механической надежности работы турбодетандера.

Торможение газодувками, хотя они и лучше подходят для непосредственного привода от турбодетандеров, чем электрогенераторы, на практике применяют редко, главным образом из-за того, что сжатый газ не всегда может быть рационально использован, а для больших мощностей газодувки конструктивно неудобны. Иногда турбодетандеры соединяют с турбокомпрессором, подающим воздух в блок разделения, но обычно и в этом случае необходим зубчатый редуктор.

В турбодетандерах малой мощности с очень высокими числами оборотов ротора для упрощения машины и возможности некоторого регулирования числа оборотов в качестве тормоза применяют одноступенчатые газодувки или водяные насосы, рабочие колеса которых укрепляют непосредственно на валу турбодетандера (см. рис. IX-31, IX-34), или масляные тормоза (см. рис. IX-32).

Редуктор

Оптимальное число оборотов ротора турбодетандера, как правило, значительно выше максимального числа оборотов электрогенераторов переменного тока нормальной частоты (3000 об/мин). Поэтому при торможении электрогенератором между ним и турбодетандером устанавливают зубчатую передачу обычно в виде цилиндрического одноступенчатого редуктора (см. рис. IX-24, IX-26, IX-27, IX-29, IX-30, IX-35, IX-36) с передаточным отношением до 10 или планетарного типа (см. рис. IX-28).

Редуктор является весьма ответственным элементом турбодетандера и от его механической надежности в значительной степени зависит надежность всего агрегата. Окружные скорости в зубчатом зацеплении редуктора вследствие больших чисел оборотов обычно очень высокие — порядка 40—

90 м/сек, поэтому применяют исключительно косозубые передачи с зубьями, нарезанными прецизионными фрезами на прецизионных станках, с высокой точностью и чистотой (не ниже класса Г, согласно ГОСТ 8889—58) и с принудительной циркуляционной смазкой. Быстроходную шестерню выполняют обычно заодно с валом и вследствие высоких контактных напряжений изготавливают из легированной кованой стали высокой категории прочности (в зависимости от напряжений из стали с прочностной категорией КП63А—КП80А по ГОСТ 8479—57). Венец зубчатого колеса в зависимости от напряжений изготавливают из кованой качественной углеродистой или легированной стали с прочностной категорией КП32А—КП63А по ГОСТ 8479—57.

Система смазки

Ввиду высокого числа оборотов и высоких окружных скоростей на шейках валов и начальных окружностях зацеплений редукторов применяют принудительно-циркуляционные системы смазки под давлением с охлаждением масла в водяных холодильниках (рис. IX-37).

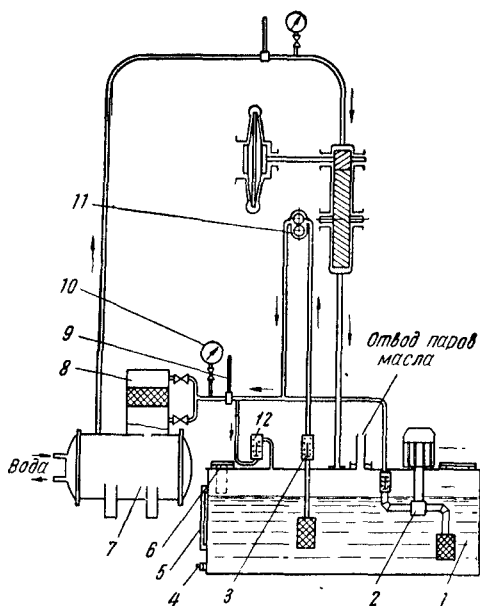


Рис. IX-37. Схема смазки:

1—маслябак; 2—вспомогательный насос; 3—обратный клапан; 4—слив масла; 5—указатель уровня; 6—люк для заливки масла; 7—маслоохладитель; 8—фильтр масла; 9—термометр; 10—манометр; 11—главный масляный насос; 12—сбросной клапан

Для подачи масла применяют только зубчатые насосы, для которых характерна высокая надежность работы. При наличии зубчатого редуктора насосы приводятся от одного из его валов. Кроме того, устанавливают вспомогательный насос с ручным или

автономным электроприводом для смазки перед запуском и при выбеге. Необходимое давление масла регулируется сбросным клапаном, устанавливаемым на нагнетании.

При наличии редуктора обычно применяют турбинное масло марки 30 (УТ) по ГОСТ 33—53; при отсутствии редуктора применяют несколько менее вязкое масло.

При входе в редуктор и подшипники температуру масла поддерживают обычно на уровне 35—45 °С, а давление — в пределах 1—2 ат (избыточное).

Для фильтрации масла в циркуляционную систему (на нагнетательном трубопроводе) включают масляный фильтр с ситами из латунных провололочных тканых сеток с числом ячеек 6000—10 000 на 1 см². Допускаемая скорость фильтрации 5—6 л/ч на 1 см² площади сетки (брутто).

Масло обычно охлаждают при помощи включенных на нагнетательной линии холодильников кожухо-трубного типа с протеканием масла в межтрубном пространстве.

Для хорошего отстоя масла маслябак выполняют достаточного объема (не менее трех-пятиминутного расхода масла).

Для контроля давления и температуры циркуляционного масла устанавливают соответствующие манометры и термометры.

Устройства

для защиты от разгона

В условиях эксплуатации турбодетандеров основной причиной разгона, т. е. недопустимого увеличения числа оборотов, является обесточивание сети.

Для предотвращения разгона предусматривают систему защиты, автоматически прекращающую подачу газа в турбодетандер. Для этого непосредственно перед подводящим патрубком турбодетандера (рис. IX-38) устанавливают отсечной клапан с воздушным сервоприводом, на который подается импульс при исчезновении напряжения на клеммах электрогенератора или превышении заданного числа оборотов ротора. Схема системы защиты от разгона с подачей импульса при исчезновении напряжения на клеммах электрогенератора изображена на рис. IX-39. Эту схему применяют при турбодетандерах средней мощности; ее основными элементами являются отсечной клапан 1, золотниковый воздухораспределитель 2 и электромагнитный выключатель 3. Последний подключают к сети после линейного контактора 4. При полном исчезновении напряжения электромагнитный выключатель при помощи воздухораспределителя воздействует на сервопривод. В результате отсечной клапан закрывается и доступ газа в турбодетандер прекращается.

Электромагнитный выключатель (рис. IX-40) состоит из электромагнита 1, тяги 2, соединенной с вращающимся рычагом 3, и пружины растяжения 4, нижний конец которой неподвижен, а верхний соединен

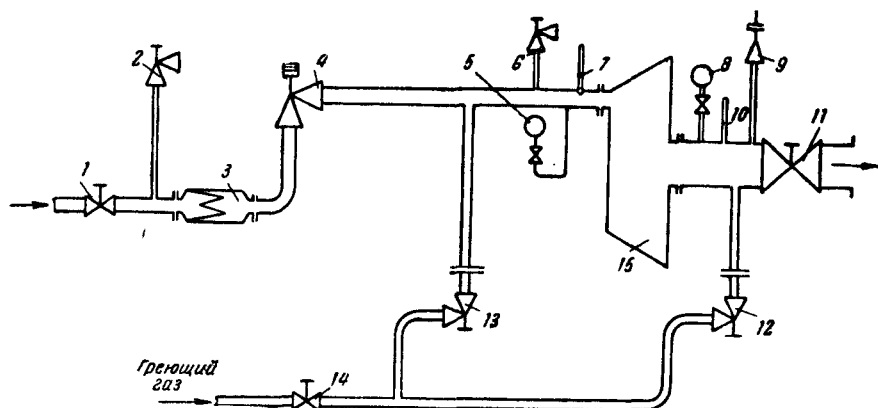


Рис. IX-38. Схема оснащения коммуникационных трубопроводов турбодетандера арматурой, контрольно-измерительными приборами и линиями обогрева:

1—запорный вентиль на входе в турбодетандер; 2—вентиль продувки фильтра; 3—сетчатый фильтр; 4—отсечной клапан с сервомотором, управляемый датчиком системы защиты от разгона; 5 и 8—манометры; 6—продувочный вентиль; 7 и 10—термометры; 9—предохранительный клапан на линии низкого давления; 11—задвижка на выходе газа из турбодетандера; 12—вентиль подачи горячего газа в турбодетандер; 13—вентиль подачи горячего газа в отсечной клапан и фильтр; 14—вентиль подачи горячего газа; 15—турбодетандер

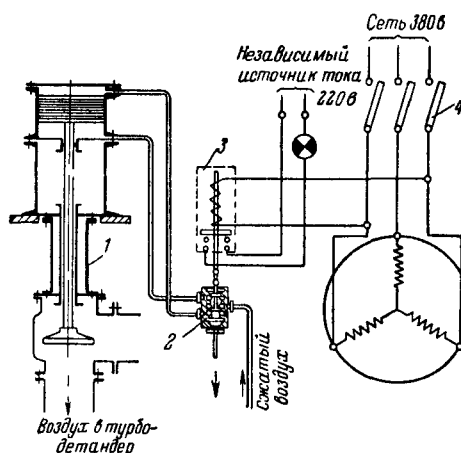


Рис. IX-39. Схема системы для защиты от разгона с подачей импульса при исчезновении напряжения

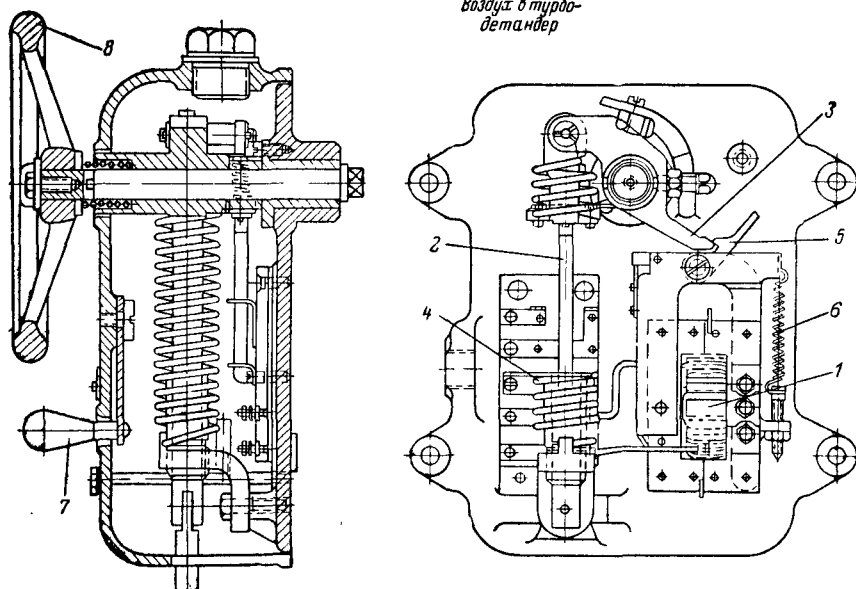


Рис. IX-40. Электромагнитный выключатель

с рычагом 3. При наличии напряжения в цепи электрогенератора катушка электромагнита находится под током.

При повороте рычага 3 по часовой стрелке при помощи маховика 8 тяга 2 занимает свое верхнее положение и при напряжении в электромагните удерживается собачкой 5. Связанный шарнирно с тягой 2 золотник воздухораспределителя также занимает верхнее положение и воздух под давлением от питающего трубопровода блока разделения (см. рис. IX-39) проходит в нижнюю полость цилиндра сервопривода, верхняя полость которого соединена с атмосферой. Поршень сервопривода и клапан при этом находятся в верхнем положении и воздух проходит в турбодетандер.

В случае исчезновения напряжения в цепи электрогенератора катушка электромагнита 1 (см. рис. IX-40) обесточивается, якорь и собачка 5 под воздействием пружины 6 поворачиваются по часовой стрелке и рычаг 3 освобождается.

Под воздействием пружины 4 тяга 2 и вместе с ней золотник воздухораспределителя опускаются вниз и тогда сжатый воздух поступает в верхнюю полость цилиндра сервопривода, а нижняя соединяется с атмосферой. В результате этого отсечной клапан закрывается и доступ воздуха в турбодетандер прекращается. Ручка 7 служит для аварийного отключения.

В некоторых турбодетандерах импульс на воздухораспределитель подается при превышении установленного числа оборотов при помощи устройства, основанного на действии центробежных сил.

Конструкции турбодетандеров

Конструкции турбодетандеров разнообразны и зависят от их мощности N , термодинамических параметров расширяемого потока (p_0 , T_0 , ϵ , Δi_{T_3}) и требуемого диапазона регулирования. Основные данные турбодетандеров приведены в табл. IX-3.

Для воздушных и азотных турбодетандеров низкого давления, применяемых главным образом в воздухоразделительных газовых установках, характерны следующие термодинамические параметры потока:

$p_0 = 5-6 \text{ ат}$, $T_0 = 115-130^\circ\text{К}$, $\epsilon = 4-5$ и $\Delta i_{T_3} = 8-10 \text{ ккал/кг}$. Вследствие низких значений ϵ и Δi_{T_3} турбодетандеры низкого давления, как правил, выполняют одноступенчатыми (см. рис. IX-24 и IX-34) и редко двухступенчатыми (см. рис. IX-33). Иногда применяют колеса с двусторонним выходом (см. рис. IX-25 и IX-31).

Центростремительные ступени турбодетандеров выполняют большей частью с центростремительно-радиальными закрытыми колесами (см. рис. IX-24, IX-25, IX-26, IX-28, IX-31, IX-34 и IX-36), но применяют также и центростремительно-осевые колеса как закрытого типа (см. рис. IX-35), так и полузакрытого (см. рис. IX-27 и IX-32).

При одинаковых параметрах потока и ступени средний диаметр D_2 выхода у центростремительно-осевого колеса равен $0,5(D_B + D_{вг})$, т. е. меньше диаметра D_B выходной воронки, в то время как у центростремительно-радиальных колес диаметр D_2 равен или больше D_B . Вследствие этого при одинаковых параметрах потока и ступени периферический диаметр колеса $D_1 = D_2/\mu$ меньше, а его число оборотов и ширина b_c направляющего аппарата у ступени с центростремительно-осевым колесом больше, чем у ступени с центростремительно-радиальным колесом. Поэтому у ступени с закрытым центростремительно-осевым колесом потери от дискового трения и в направляющем аппарате несколько меньше, чем у ступени с центростремительно-радиальным закрытым колесом. Эта разница в потерях, однако, уменьшается с увеличением мощности (размера турбодетандера).

У центростремительно-осевых колес полузакрытого типа потери дискового трения и в каналах колеса вследствие отсутствия покрывного диска даже ниже, чем у центростремительно-осевого закрытого колеса. Однако из-за наличия переднего зазора s (см. рис. IX-22 и IX-23) ступеням с полузакрытыми колесами свойственна дополнительная потеря от перетекания. Для экономичной работы передний зазор s выполняют малым, что предъявляет высокие требования к конструированию, изготовлению и эксплуатации.

У полузакрытых колес давление на передней стороне диска меньше, чем на тыльной. Поэтому они подвержены значительному осевому усилию (направленному к выходу), для восприятия которого необходим мощный упорный подшипник. Осевое усилие может быть уравновешено соответствующим лабиринтовым уплотнением на тыльной стороне диска, что связано, однако, с уменьшением к. п. д. вследствие увеличения потерь от перетекания.

Как уже отмечалось, полузакрытые колеса могут быть сконструированы для более высоких окружных скоростей, чем закрытые.

При не очень высоких требованиях к к. п. д. и необходимости широкого диапазона регулирования расхода применяют центростремительно-радиальные ступени с высоким значением относительного диаметра выхода ($\mu = 0,85-0,95$) при весьма малых степенях реакции ($\rho \approx 0$) с соответствующим облопачиванием рабочего колеса (см. рис. IX-29, IX-30).

Из-за небольшой величины кинематического коэффициента вязкости холодных газов [$\nu = (0,4-1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$] и больших скоростей течения (до 250 м/сек) для потока в турбодетандерах (несмотря на малые размеры) характерны большие числа Re (в соплах турбодетандеров низкого давления $Re = 1,5 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6$). Поэтому для обеспечения минимальных гидравлических потерь, соответствующих аэродинамически гладкой поверхности, чистота (по ГОСТ 2789-59)

ТАБЛИЦА IX-3 ТУРБОДЕТАНДЕРЫ

Марка	Расширя- емый газ	Расход газа кг/ч	Температура газа на входе в тур- бодетандер, °К	Давление газа на входе, атм	Число оборотов ротора в минуту	Тормозной электро- генератор			Диаметр пат- рубков, мм	
						мощ- ность квт	напря- жение в	число оборо- тов мин	подво- дящий	отво- дящий
ТДР-0,6- -8М	Воздух	800	123	$\frac{8}{2}$	60 000	—	—	—	45	75
ТДР-3-6	»	3500—2500	130	$\frac{6}{1,4}$	27 000	40	$\frac{220}{380}$	3000	70	100
ТДР-16	»	4000	126	$\frac{7,5}{1,4}$	17 400	40	$\frac{220}{380}$	3000	85	155
ТДР-15	»	9600	118	$\frac{5,7}{1,4}$	11 900	100	$\frac{220}{380}$	3000	155	225
ТДР-19	»	15 000	125	$\frac{5,85}{1,5}$	6900	160	$\frac{220}{380}$	3000	225	305
ТДР-14А	»	19 500	117	$\frac{5,8}{1,4}$	6900	250	$\frac{220}{380}$	3000	225	305
ТДР-42-5	»	50000—40000	115	$\frac{5,2}{1,3}$	5670	630	6000	3000	355	500
ТДР-19-6	»	24 000	117	$\frac{5,8}{1,4}$	6900	250	$\frac{220}{380}$	3000	225	305
ТДР-50-5	Воздух	60000—48000	115	$\frac{5,2}{1,3}$	5150	630	6000	3000	355	500
ТД-3100-6/1	Азот	3900—1250	121	$\frac{5,7}{1,3}$	15 500	30	$\frac{220}{380}$	3000	90	145
ТД-3300- 16/6	Воздух	4100—2900	145	$\frac{16}{6}$	15 500	40	$\frac{220}{380}$	3000	70	100
КТ-3600	Азот	5000—1700	138	$\frac{5,5}{1,2}$	7200	55	$\frac{220}{380}$	3000	135	210

поверхностей проточной части должна быть очень высокой. приблизительно 11-й класс для сопел, 10-й для каналов колеса и наружных поверхностей дисков и 8-й для канала улитки. Следует, однако, подчеркнуть, что такую чистоту не только трудно выполнить, но и не всегда удастся сохранить при эксплуатации. Поэтому на практике довольствуются более грубой обработкой поверхностей.

Рабочие колеса двустороннего выхода всегда крепят посередине вала (см. рис. IX-25 и IX-31), а одностороннего — на конце вала (см. рис. IX-27, IX-28, IX-32 и IX-34). При торможении турбодетандера электрогенератором через зубчатый редуктор рабочее колесо часто крепят непосредственно на

консольном конце вала быстроходной шестерни (см. рис. IX-24, IX-26, IX-29, IX-35 и IX-36), обычно выполненного для этого жестким, т. е. с докритическим числом оборотов.

Корпус турбодетандера крепят с учетом обеспечения свободы температурных деформаций (во избежание напряжений) и минимальных смещений корпуса для предотвращения недопустимого эксцентриситета между ротором и корпусом, что может привести к увеличению утечки через лабиринты вследствие нарушения concentричности кольцевой щели, беспокойному ходу в результате смещения колеса по отношению к сопловому аппарату и аварии из-за задевания ротора о неподвижные детали.

НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Марка смазочного масла	Заполнение маслом бака, л	Количество охлаждающей воды, л/с/ч	Габариты агрегата, мм			Масса агрегата, кг	Особенности конструкции
			длина	ширина	высота		
Турбинное Л	40	0,9	700	820	590	225	Центростремительный реактивный, торможение — масляным тормозом
То же	125	3	1920	860	1070	1170	Центростремительный реактивный
Турбинное УТ	120	3	1740	1035	1055	1500	Центростремительный реактивный, регулирование — дросселированием
То же	170	5	2330	1210	1205	2400	То же
» »	130	6,5	2825	1700	1460	3600	» »
» »	130	8	3000	1700	1460	3950	» »
» »	470	12	4675	2240	1730	10 500	Центростремительный реактивный, регулирование — отключением сопел
» »	130	8	3000	1700	1460	3950	Центростремительный реактивный, регулирование — дросселированием
» »	470	12	4675	2240	1730	10 550	Центростремительный реактивный, регулирование — отключением сопел
» »	115	2,5	1650	1145	1060	1250	Центростремительный активный, регулирование — отключением сопел
» »	90	3	1625	900	1070	1150	То же
» »	30	3,5	1825	1340	1300	1680	» »

Предотвращение эксцентриситета при охлаждении у турбодетандеров с колесом одностороннего выхода иногда обеспечивают креплением корпуса непосредственно к стойке подшипников (см. рис. IX-27 и IX-28) или к корпусу редуктора (см. рис. IX-29, IX-35 и IX-36). Крепление больших корпусов таким способом затруднительно, поэтому корпус детандера и редуктора крепятся иногда на фундаментной плите (см. рис. IX-24). При этом для обеспечения наименьшего вертикального смещения осей в результате разогрева корпуса редуктора и охлаждения корпуса турбодетандера расстояние между осью ротора и опорными плоскостями корпусов выполняют минимально возможным, а для предотвращения

смещения осей в горизонтальной плоскости ставят соответствующую систему направляющих шпонок.

Для предотвращения смещений корпуса вследствие укорочения коммуникационных труб при охлаждении между ними и патрубками турбодетандера устанавливают компенсаторы (см. рис. IX-26 и IX-32).

Для предотвращения сдвига ротора по отношению к корпусу, что может привести к перекрытию направляющего аппарата, а в случае касания вращающихся частей о корпус даже к аварии, ротор надежно фиксируют в осевом направлении двусторонним упорным подшипником.

Для теплоизоляции холодную часть турбодетандера (корпус) размещают в кожухе

(см. рис. IX-24, IX-26, IX-29 и IX-32), заполненном изоляцией.

В качестве изоляции применяют минеральную вату для недемонтируемой при ревизиях части корпуса и шелковые очесы— для демонтируемой.

Все элементы турбодетандерного агрегата (турбодетандер, редуктор, тормозной электрогенератор, маслоохладительник) монтируют на общей фундаментной раме, внутри которой обычно располагают маслобак (см. рис. IX-26 и IX-27). При мощности свыше 150—200 *квт* тормозной электрогенератор монтируют на отдельной раме.

4. Монтаж и эксплуатация турбодетандеров

Монтаж

Обычно турбодетандерный агрегат поступает на монтажную площадку в собранном виде и операции монтажа сводятся к разборке, расконсервации, вторичной сборке, установке на фундамент, присоединению трубопроводов, арматуры и обкатке.

Арматуру, контрольно-измерительные приборы и систему обогрева, необходимые для эксплуатации турбодетандера, монтируют вне турбодетандера (на трубопроводах подвода и отвода газа) и поэтому их обычно включают в технологическую схему воздушоразделительного блока. На рис. IX-38 изображена примерная схема расстановки арматуры и контрольно-измерительных приборов турбодетандера.

При монтаже турбодетандеров особое внимание следует уделить предотвращению деформаций корпуса и обеспечению высокой чистоты проточной части машины и масло-системы.

Первое требование вызвано тем, что для уменьшения потерь от перетеканий и утечек лабиринтовые уплотнения турбодетандеров выполняют с минимальными зазорами. Вследствие этого незначительные деформации корпуса могут привести к недопустимым контактам между вращающимися и неподвижными деталями уплотнений.

Для предотвращения передачи усилий на корпус турбодетандера вследствие укорочения коммуникационных трубопроводов при их охлаждении должны быть предусмотрены соответствующие компенсаторы.

Монтаж трубопроводов, а также их присоединение к патрубкам турбодетандера во избежание возникновения напряжений или смещений корпуса производят с особой тщательностью.

При присоединении трубопроводов к патрубкам турбодетандеров смещение корпуса контролируют индикатором.

Чистота проточной части необходима не только из-за малых размеров сечений и за-

зоров, в связи с чем попадание твердых частиц (припой, сварочный металл, окалина, частицы насадки регенераторов и т. п.) может привести к аварии, но и потому, что в центробежных турбодетандерах рабочее тело при протекании через каналы колеса подвержено действию центробежной силы. Вследствие этого твердые частицы, как обладающие большей плотностью, чем расширяемый газ, отбрасываются назад к сопловому аппарату и его лопатки подвергаются износу, причем продукты эрозии действуют как абразивный материал. Таким образом, попадание даже небольшого количества посторонних твердых частиц приводит к быстрому увеличению шероховатости и часто к недопустимому износу соплового аппарата. Поэтому все аппараты, трубопроводы и арматура, через которые проходит газ на пути в турбодетандер, должны быть тщательно очищены от посторонних тел, грязи, пыли и т. п., а на первый период эксплуатации воздушоразделительной установки перед турбодетандером рекомендуется устанавливать временный фильтр для задержки случайно оставшейся пыли.

Впоследствии, когда аппаратура воздушоразделительной установки будет освобождена от посторонних частиц, временный фильтр можно удалить.

Операции монтажа следует производить в строгом соответствии с инструкцией по монтажу данной машины, а при отсутствии такой инструкции целесообразно придерживаться определенной последовательности.

Прежде всего проверяют комплектность оборудования, материалов и средств монтажа. Затем производят разборку всех узлов агрегата, удаление консервирующих покрытий, тщательную очистку и промывку бензином маслобака, редуктора, маслоохладителя, маслопроводов и всех поверхностей, имевших консервирующие покрытия. После этого агрегат собирают вновь.

Сборку турбодетандера производят в строгом соответствии со сборочными чертежами с проверкой указанных в формуляре машины зазоров.

При сборке следует уделить особое внимание предупреждению попадания инородных тел, грязи, пыли и т. п. во внутренние полости маслобака, редуктора, масло-системы и проточную часть турбодетандера.

При сборке раму агрегата устанавливают горизонтально (уклон не более 0,5/1000) при помощи прокладок (клиньев) на 20—30 мм выше опорной поверхности фундамента. Стальные строганные прокладки толщиной не менее 10 мм укладывают под опорные поверхности рамы на предварительно выравненную поверхность фундамента. При опущенных фундаментных болтах шуп толщиной 0,03 мм должен проходить между прокладками (клиньями) не глубже чем на 15 мм.

В том случае, когда у электрогенератора отдельная от агрегата рама, ее устанавливают таким же образом.

Валы центрируют так, чтобы перекося и смещение осей не превышали величин, указанных в табл. IX-4.

ТАБЛИЦА IX-4. ТОЧНОСТЬ ЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ

Число оборотов вала, об/мин	Радиальное смещение осей, мм	Угол перекося осей, сек.
До 3000	0,03	50
Свыше 3000	0,02	30

После затяжки фундаментных болтов, проверки (щупом и ударами молотка) плотности посадки прокладок, второй проверки горизонтальности рам, центровки валов и легкости хода машины (поворотом от руки) производят подливку рам цементным раствором.

Когда цементная подливка достаточно окрепнет, центровку и легкость хода проверяют вновь; они должны быть такими, как и до подливки. После этого присоединяют трубопроводы, устанавливают арматуру и контрольно-измерительные приборы.

Затем производят промывку масляной системы. Для этого маслосбак заполняют чистым маслом марки, предписанной инструкцией, и при помощи вспомогательного насоса масло прокачивают через маслосистему. Накапливающуюся при этой операции на фильтрующих ситах масляного фильтра и приемной сетке насоса грязь периодически удаляют. Операцию промывки повторяют до полной очистки масляной системы, шеек валов и вкладышей подшипников.

При отсоединенной муфте тормозного электрогенератора устанавливают правильное направление его вращения; затем полумуфты соединяют и повертыванием вновь проверяют легкость хода агрегата.

После этого производят обкатку агрегата при помощи электрогенератора. Сначала производят короткое включение (толчок) агрегата; во время выбега агрегат прослушивают. При отсутствии признаков неправильной сборки машину включают и число оборотов доводят до рабочего. После этого агрегат останавливают и подвергают ревизии.

Далее машину подвергают обкатке от электродвигателя. Во время обкатки ведут внимательное наблюдение за работой машины и прослушивают ее. Регулировкой редукционного клапана на нагнетательной линии устанавливают предписанную инструкцией величину давления масла, а регулировкой количества охлаждающей воды — необходимую температуру его.

Обкатку производят в течение времени, необходимого для выявления работоспособности агрегата, но не менее 4 ч после наступления установившегося температурного режима масла. После обкатки машину вновь подвергают ревизии, вновь собирают и еще раз обкатывают не менее 1 ч после наступле-

ния установившегося температурного режима масла.

После обкатки производят наладку и проверку системы защиты от разгона.

Окончательно проверяют качество монтажа опробованием машины в холодильном цикле блока. Обычно эту операцию производят при «холодной» опрессовке блока. Для выявления неплотностей пробное охлаждение производят без теплоизоляции. При этом газ в турбодетандере во избежание резких тепловых деформаций следует подавать постепенно.

После опробования турбодетандера в холодильном цикле его отогревают до температуры 15—20 °С, вновь ревизуют и при благоприятных результатах собирают и изолируют. Ввиду того, что абразивное действие изоляции представляет большую опасность для редуктора, подшипников, проточной части и т. п., забивать изоляцию следует осторожно, и в коем случае не допуская ее попадания в редуктор, маслосистему и проточную часть турбодетандера. Поэтому же пространства между корпусом турбодетандера и кожухом забивают не минеральной ватой, а шелковыми очесами.

Эксплуатация

Основные требования бесперебойной эксплуатации: исключение неравномерных деформаций при охлаждении; чистота расширяемого газа (отсутствие посторонних тел, пыли, грязи и т. п.); предотвращение выпадения в турбодетандер льда и твердой углекислоты, а также заброса жидкости; предотвращение перегрузки; надлежащее качество и чистота смазочного масла; надлежащий температурный режим масла и подшипников; надлежащее давление масла; исправное состояние системы защиты от разгона.

В отношении неравномерности деформаций опасным является период запуска теплового турбодетандера, особенно запуск турбодетандера на холодном газе после отогрева, поскольку при быстром увеличении нагрузки охлаждение отдельных узлов турбодетандера (корпуса соплового аппарата, рабочего колеса, вала) протекает неравномерно. Поэтому необходимо обеспечить постепенное охлаждение турбодетандера со скоростью порядка 1—2 град/мин.

Требования, предъявляемые к чистоте расширяемого газа, объяснены выше. Что касается льда и твердой углекислоты, то выпадение их в проточной части приводит не только к износу, но и к забивке соплового аппарата и, как следствие, к резкому падению расхода и мощности. Часто при этом наблюдают также и беспокойный ход машины вплоть до недопустимых вибраций. Поэтому режим работы воздуходелительной установки следует вести так, чтобы высадка льда и твердой углекислоты в турбодетандере была безусловно исключена как

в период запуска (охлаждения), так и в установившемся режиме. При высадке в проточной части турбодетандера льда и твердой углекислоты в результате случайных нарушений режима эксплуатации воздухоразделительной установки они могут быть удалены отогревом за счет тепла, возникающего при вращении ротора (при закрытых патрубках подвода и отвода газа). Отогрев может быть ускорен одновременной продувкой проточной части сухим чистым газом (воздухом, азотом) через специальные линии отогрева (см. рис. IX-38).

Заброс сжиженного газа в турбодетандер, как показывает опыт, ведет к беспокойному ходу машины, возникновению большого осевого усилия вплоть до аварийной величины и к износу направляющего аппарата. Поэтому, если по технологической схеме воздухоразделительной установки расширяемый газ до входа в турбодетандер соприкасается со сжиженными газами, должно быть обращено особое внимание на работу соответствующих сепарирующих устройств.

Нагрузку турбодетандера обычно контролируют по амперметру электрогенератора. Сила тока не должна превышать предписанных инструкцией величин во избежание поломки машины вследствие механических перенапряжений или аварий электрогенератора из-за перегрева.

Ввиду больших скоростей на шейках подшипников и зацеплениях качество и чистота масла в значительной степени влияют на износ трущихся деталей и надежность работы. Поэтому вязкость и качество масла должны строго соответствовать инструкции.

Чистоту, вязкость и качество масла следует периодически проверять (примерно не реже чем через 100 ч в течение первых 300—500 ч работы от начала эксплуатации и не реже чем через 700—1000 ч работы в дальнейшем, а также перед запуском машины после длительной остановки).

Для обеспечения надлежащей чистоты масло после 250—500 ч работы от начала эксплуатации машины сливают и заменяют. Вторую замену масла производят после 4000 ч работы. В дальнейшем масло меняют в зависимости от результатов проверки его качества. Через каждые 700—1000 ч работы сливают отстой масла из маслобака и заполняют его свежим маслом.

Для поддержания определенной чистоты масла фильтрующие сита следует систематически осматривать и при наличии грязи очищать и промывать бензином.

В начальный период работы сита осматривают часто (примерно через 12—24 ч), а в дальнейшем — по мере надобности, но не реже чем через 700—1000 ч работы машины.

Температуру масла и подшипников следует поддерживать в пределах, предписываемых инструкцией. Слишком горячее масло быстро стареет (увеличивается кислотность, выпадает шлам), вязкость его резко снижается, вследствие чего смазочные свойства масла теряются. Это может привести к

надирам на шейках валов и вкладышей, выплыванию последних, а также надиру зубьев зубчатого зацепления.

Для предотвращения надиров запуск турбодетандера нужно производить при температуре масла не ниже 15 °C. Из тех же соображений недопустим запуск при холодных подшипниках: их температура должна быть не ниже 15 °C.

Давление масла следует поддерживать в пределах, предписанных инструкцией для данной машины.

Для предотвращения ухудшения работы маслоохладителей из-за загрязнения необходимо следить за чистотой охлаждающей воды. Трубное пространство (со стороны воды) следует по мере надобности, но не реже чем через 8000 ч работы очищать.

Систему защиты от разгона нужно периодически проверять; это надлежит делать перед каждым запуском агрегата под нагрузку. Для предотвращения примерзания штока отсечного клапана к сальнику последний должен быть тщательно собран, а в случае необходимости его нужно поддерживать в теплом состоянии обдувом нагретым воздухом.

Для предотвращения аварий и обеспечения надежности работы турбодетандерный агрегат следует периодически подвергать ревизии, а также текущему и профилактическому ремонтам. Ревизию производят по мере надобности, но не реже чем один раз в год, а также перед запуском после длительной остановки. Величины зазоров, фиксируемые в формуляре машины, необходимо указывать в нем после каждой ревизии и ремонта.

Контрольно-измерительные приборы следует систематически проверять, согласно действующим нормам.

При правильной эксплуатации неполадки, а тем более повреждение деталей турбодетандера, как это подтверждено практикой, происходят редко.

При неправильной эксплуатации наиболее часты следующие неполадки: беспокойный ход агрегата, падение давления масла, повышение температуры масла, повышение температуры подшипников, попадание воды в масло, отказ в подаче масла при пуске главного или пускового масляных насосов и износ зубчатой муфты.

Н е с п о к о й н ы й х о д а г р е г а т а может явиться следствием попадания льда, твердой углекислоты или сжиженного газа в проточную часть; резкого охлаждения турбодетандера; неправильного температурного режима смазочного масла (слишком холодное или слишком горячее); увеличения зазора в подшипниках в результате выработки; дефекта формы шеек, вала или вкладышей подшипников из-за износа; расцентровки валов или износа деталей муфт; ослабления посадки колеса или других деталей на валу; возникновения дисбаланса ротора или наступления резонанса между частотой его собственных колебаний и частотой возбуждающих сил; прогиба вала;

передачи вибраций к турбодетандеру от электродвигателя.

Падение давления масла может произойти в результате подсоса воздуха вследствие понижения уровня в маслобаке и обнажения приемного клапана, загрязнения приемной сетки, наличия неплотностей во всасывающем трубопроводе, пропуски масла через обратный клапанпусккового маслонасоса и поломки пружины сбросного клапана.

Повышение температуры масла может наступить вследствие уменьшения количества или увеличения температуры охлаждающей воды, загрязнения теплообменной поверхности маслоохладителя и повышенного тепловыделения в редукторе в результате ненормальной работы зубчатых зацеплений или подшипников.

Повышение температуры подшипников является обычно следствием недостаточного количества масла, повышенной температуры масла, загрязнения масла, попадания воды в масло, попадания посторонних частиц во вкладыши, нарушения целостности баббитовой заливки вкладышей, неспокойного хода машины или появления добавочной осевой силы.

Попадание воды в масло может произойти при неплотностях в маслоохладителе при режиме, когда давление охлаждающей воды больше давления масла.

Отказ в подаче масла насосами может иметь место при неплотностях во всасывающих трубопроводах, заеданиях в обратных клапанах на всасывании или при обнажении приемной сетки из-за падения уровня масла.

Износ муфты зубчатого маслонасоса обычно происходит при нарушении центровки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зайдель Р. Р. Турбодетандеры воздушоразделительных установок. Кислород, 1959, № 6.
2. Зайдель Р. Р., Турбодетандеры кислородных установок. Машгиз, 1960.
3. Зайдель Р. Р., Арсеньев Ю. Д. Активный радиальный турбодетандер с полной парциальностью. Кислород, 1952, № 2.

4. Зайдель Р. Р. О числе лопаток колеса турбодетандера. Кислород, 1959, № 4.
5. Капица П. Л. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для сжижения воздуха. ЖТФ, т. IX, вып. 2, 1939.
6. Капица П. Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстровращающихся роторов при наличии трения. ЖТФ, т. IX, вып. 2, 1939.
7. Малков М. П., Данилов И. Б. и др. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения. Госэнергоиздат, 1963.
8. Поляков Л. Е. Расчет собственных частот и расчет демпферов турбомашин. Труды ВНИИКИМАШа, вып. 4, Машгиз, 1961.
9. Пфлейдере К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Пер. с нем. Машгиз, 1960.
10. Рис В. Ф. Расчет дисков турбомашин. Машгиз, 1959.
11. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. Машгиз, 1958.
12. Страхович К. И. Центробежные компрессорные машины. Машгиз, 1940.
13. Трохин А. А. Регулирование производительности реактивных турбодетандеров. Кислород, 1959, № 5.
14. Шляхтенко С. М. Эффективность различных форм, уплотняющих лабиринтов. Обзорный бюллетень авиамоторостроения, 1947, № 2 и 3.
15. Щегляев А. В. Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1955.
16. Studer A., Niedermann E. Die Tieftemperatur — Entspannungsturbine. Brown-Boveri Mitteilungen, 1963, № 6/7, 366.
17. Ribary F. Radreibung von Dampf-turbinen Laufrädern. Brown-Boveri Mitteilungen, 1924, № 7.
18. Stodola A. Dampf und Gasturbinen. Springer, 1924.
19. Strass W. Entspannungsturbinen für tiefe Temperaturen. Kältetechnik, 1959, H. 5.

Приложения

- I-I. Диаграмма $S-T$ для воздуха
- I-II. Диаграмма $S-T$ для воздуха в области насыщения до 8 ат
- I-III. Диаграмма $i-\lg p$ для кислорода
- I-IV. Диаграмма $S-T$ для азота
- I-V. Диаграмма $S-T$ для аргона
- I-VI и I-VIa. Диаграммы $S-T$ для неона
- I-VII. Диаграмма равновесного состояния азото-кислородной смеси при температуре кипения
- I-VIII. Диаграмма равновесного состояния азото-кислородной смеси при 4—7 ат и 90—100% азота в жидкости при температуре кипения
- I-IX. Диаграмма равновесного состояния азото-кислородной смеси при 4—7 ат и 50—70% азота в жидкости при температуре кипения
- I-X. Диаграмма равновесного состояния азото-кислородной смеси при 1—2 ат и 90—100% азота в жидкости при температуре кипения
- I-XI. Диаграмма равновесного состояния азото-кислородной смеси при 1—2 ат и 0—10% азота в жидкости при температуре кипения
- I-XII. Диаграмма $x-y$ равновесного состояния системы азот — кислород при давлении до 40 ат.
- I-XIII. Диаграмма $i-T-p-x-y$ равновесного состояния азото-кислородной смеси
- I-XIV. Диаграмма $x-i$ для смеси азот — кислород
- I-XV. Диаграмма $x-i$ для смеси азот — кислород при $P = 1,3$ ат и $p = 5,4$ ат
- I-XVI. Диаграмма равновесия жидкость — пар для смеси аргон — кислород при 1—15 ат и $x = 0-100\%$ Ar
- I-XVII. Диаграмма равновесия жидкость — пар для смеси аргон — кислород при 1—2 ат и $x = 0-20\%$ Ar
- I-XVIII. Диаграмма равновесия жидкость — пар для смеси азот — аргон при 0,6—2,5 ат
- I-XIX. Диаграмма $S-T$ для 1 кг кислорода
- II-I. Приближенная диаграмма равновесия N_2-O_2-Ar для абсолютного давления $p = 1,4$ кг/см²
- II-II. Приближенная диаграмма равновесия N_2-O_2-Ar для абсолютного давления $p = 6$ кг/см²
- IV-1. Технологическая схема установки КЖ-1:

1 — блок осушки воздуха; 2 — влагоотделитель; 3 — азотно-водяная холодильная установка; 4 — скруббер; 5 — центробежный насос; 6 — вихревой насос; 7 — щелочеотделитель; 8 — бак для приготовления раствора едкого натра; 9 — воздушный фильтр; 10 — воздушный компрессор; 11 — блок разделения воздуха; 12 — подогреватель мощностью 5,5 квт; 13 — щит подогревателя; 14 — подогреватель мощностью 50 квт; 15 — ресивер детандерного воздуха; 16 — поршневой детандер

IV-2. Технологическая схема блока разделения установки КЖ-1:

I — нижняя ректификационная колонна; II — конденсатор; III — верхняя ректификационная колонна; IV — основной теплообменник; V — переохладитель жидкого азота и воздуха; VI — переохладитель жидкого кислорода; VII — адсорбер ацетилена; VIII — фильтр детандерного воздуха; IX — теплообменник-ожижитель; X — верхний конденсатор; XI, XII — мерники жидкого кислорода; XIII — мерник жидкого азота; XIV — отделитель жидкости; XV — фильтр жидкого кислорода; XVI — влагоотделитель;

1—13 — манометры; 14 — диафрагма; 15—23 — указатели уровня жидкости; 24—26 — дифманометры-расходомеры; 27—28 — газоанализаторы

IV-3. Технологическая схема блока разделения установки ЖА-1:

I — ректификационная колонна; II — верхний конденсатор; III — нижний конденсатор; IV — основной теплообменник I; V — предварительный теплообменник I; VI — основной теплообменник II; VII — предварительный теплообменник II; VIII — адсорбер ацетилена I; IX — адсорбер ацетилена II; X — влагоотделитель; XI — мерник жидкого азота; XII — фильтр детандерного воздуха I; XIII — фильтр детандерного воздуха II;

1—16 — манометры; 17—18 — диафрагмы; 19 — указатель уровня; 20—25 — дифманометры; 26 — газоанализатор автоматический

IV-4. Технологическая схема блока разделения установки КЖ-1АР:

I — нижняя ректификационная колонна; II — конденсатор; III — верхняя ректификационная колонна; IV — основной теплообменник; V — переохладитель жидкого азота и воздуха; VI — переохладитель жидкого кислорода; VII — адсорбер ацетилена; VIII — фильтр детандерного воздуха; IX — теплообменник — ожижитель; X — мерник жидкого кислорода; XI — мерник жидкого азота; XII — влагоотделитель; XIII — колонна сырого аргона; XIV — отделитель жидкости; XV — аргоно-кислородный теплообменник; XVI — фильтр жидкого кислорода;

1—12 — манометры; 13 — диафрагма; 14—22 — указатели уровня; 23—26 — дифманометры; 27—28 и 31—32 — диафрагмы; 29, 30 и 33 — газоанализаторы

IV-5. Технологическая схема установки КГ-300М:

11 — блок выносного конденсатора; 25 — щелочной насос. Остальные обозначения — см. стр. 217

IV-6. Схема блока разделения установки КГ-300М:

I — ректификационная верхняя колонна; II — конденсатор; III — ректификационная нижняя колонна; IV — переохладитель; V — теплообменник; VI, VII — адсорберы; VIII — X — фильтры детандерного воздуха; XI, XII — регенераторы; XIII, XIV — клапанные коробки регенераторов; XV — выносной конденсатор; XVI — отделитель;

1—5 — клапаны переключающие; 6—15 — манометры; 15 и 16 — дифманометры с диафрагмой; 18 — расходомер; 19—25 — указатели уровня; 26 и 27 — газоанализаторы автоматические; 28—32 — термометры

IV-7. Технологическая схема установки КТ-1000:

1 — воздушный фильтр; 2 — турбокомпрессор; 3 — ресивер-влагоотделитель; 4 — бак для растворения едкого натра; 5 — щелочной насос; 6 — скруббер; 7 — щелочной насос; 8 — щелочеотделитель; 9 — блок разделения воздуха; 10 — блок выносного конденсатора; 11 — поршневой детандер; 12 — подогреватель азота; 13 — подогреватель воздуха; 14 — блок осушки азота; 15 — поршневой компрессор высокого давления; 16 — воздушный фильтр

IV-8. Схема блока разделения установки КТ-1000:

I — нижняя ректификационная колонна; II — конденсатор; III — верхняя ректификационная колонна; IV — теплообменник; V — переохладитель; VI, VII — углекислотные фильтры; VIII, IX — кислородные регенераторы; X, XI — азотные регенераторы; XII, XIII — клапанные коробки кислородных регенераторов; XIV, XV — клапанные коробки азотных регенераторов; XVI, XVII — фильтры детандерного воздуха; XVIII, XIX — ацетиленовые адсорберы.

1—10, 39 — клапаны переключающие; 11—13 — диафрагмы; 14—28 — манометры; 29—31 — указатели уровня; 32—35 — указатели сопротивления; 36 и 37 — дифманометры; 38 — расходомер

IV-9. Схема блока разделения установки КТ-3600:

I, II — кислородные регенераторы; *III, IV* — азотные регенераторы; *V* — переохладитель; *VI, VII* — углекислотные фильтры; *VIII, IX* — адсорберы ацетилена; *X* — нижняя ректификационная колонна; *XI* — основной конденсатор; *XII* — верхняя ректификационная колонна; *XIII* — отделитель жидкого азота; *XIV, XV* — основные теплообменники; *XVI* — детандерный теплообменник; *XVII* — конденсатор выносной; *XVIII* — отделитель; *XIX* — криптоновая колонна; *XX* — конденсатор нижний; *XXI* — теплообменник; *XXII* — отделитель криптона; *XXIII* — испаритель криптонового концентрата; *XXIV* — подогреватель азота; *XXV* — фильтр-влагодетель; *XXVI* — переключающий механизм;

1—10 — клапаны переключающие; *11—14* — клапанные коробки; *15—37* — манометры; *39—55* — указатели уровня; *56—63* — диафрагмы

IV-10. Технологическая схема блока разделения воздуха установки БР-4А:

I, II — кислородные регенераторы; *III, IV* — азотные регенераторы; *V* — переохладитель; *VI, VII* — углекислотные фильтры; *VIII, IX* — адсорберы ацетилена; *X* — нижняя ректификационная колонна; *XI* — основной конденсатор; *XII* — верхняя ректификационная колонна; *XIII* — отделитель жидкого азота; *XIV, XV* — основные теплообменники; *XVI* — детандерный теплообменник; *XVII* — выносной конденсатор; *XVIII* — отделитель; *XX* — отделитель фракций; *XXI* — подогреватель азота; *XXII* — фильтр-влагодетель;

1—10 — клапаны переключающие; *11—14* — клапанные коробки; *15 и 16* — клапаны трехходовые; *17—35* — манометры; *39—50* — указатели уровня; *51—57* — диафрагмы

IV-11. Схема основного блока установки КТ-3600АР:

I, II — кислородные регенераторы; *III, IV* — азотные регенераторы; *V* — переохладитель; *VI, VII* — углекислотные фильтры; *VIII, IX* — адсорберы ацетилена; *X* — нижняя ректификационная колонна; *XI* — основной конденсатор; *XII* — верхняя ректификационная колонна; *XIII* — отделитель жидкого азота; *XIV, XV* — основные теплообменники; *XVI* — детандерный теплообменник; *XVII* — выносной конденсатор; *XVIII* — отделитель; *XIX* — криптоновая колонна; *XX* — нижний конденсатор криптоновой колонны; *XXI* — теплообменник; *XXII* — отделитель криптонового концентрата; *XXIII* — испаритель; *XXIV* — подогреватель азота; *XXV* — фильтр-влагодетель; *XXVI* — механизм переключения;

1—10 — клапаны переключающие; *11—14* — клапанные коробки; *15—25 и 28—38* — манометры; *26—27* — клапаны трехходовые; *39—55 и 64* — указатели уровня; *56—63* — диафрагмы

IV-12. Схема аргонового блока установки КТ-3600АР:

I — колонна сырого аргона; *II* — колонна чистого аргона; *III* — азотный теплообменник; *IV* — кислородно-аргоновый теплообменник; *V* — испаритель; *VI* — насос жидкого аргона; *VII, VIII* — фильтры детандерного воздуха; *IX* — переохладитель чистого аргона; *X* — ресивер детандерного воздуха; *XI* — поршневой детандер;

1—11 — манометры; *16—24* — указатели уровня; *25* — дифманометры; *26—28* — дифманометры с диафрагмой; *29—32* — диафрагмы

IV-13. Схема основного блока БР-1:

I, II — кислородные регенераторы; *III, IV, V* — азотные регенераторы; *VI* — теплообменник-подогреватель азота; *VII* — адсорбер ацетилена после турбодетандера, *VIII* — детандерный теплообменник; *IX* — отделитель жидкости; *X* — ректификационная верхняя колонна; *XI* — ректификационная нижняя колонна; *XII* — переохладитель жидкого азота и жидкого воздуха; *XIII, XIV* — фильтры-адсорберы, *XVII, XVIII, XIX* — конденсаторы, *XX* — выносной конденсатор; *XXI* — адсорбер ацетилена жидкого кислорода; *XXII, XXIII* — турбодетандерные агрегаты; *XXIV, XXV* — фильтры перед турбодетандерами; *XXVI* — выравниватель давления изолированного пространства блока; *XXVII, XXVIII* — выравниватели давления внутриблочного пространства; *XXIX* — мембранный предохранитель; *XXX* — подогреватель азота; *XXXI* — подогреватель воздуха; *XXXII* — электроподогреватель;

1—14 — клапаны переключающие; *15—19* — коробки автоматических клапанов; *20—22* — клапаны принудительного действия; *23—44, 63—64, 74—78 и 80* — манометры; *45, 47, 58, 60* — уравнимеры; *48—51* — диафрагмы; *52, 54—57, 59* — указатели сопротивления; *53, 67—73* — расходомеры; *61, 65, 66* — указатели уровня; *62* — моновакуумметр; *81—83* — клапаны переключающие

IV-14. Схема основного блока БР-1М:

I, II — кислородные регенераторы; *III, IV, V* — азотные регенераторы; *VI* — теплообменник-подогреватель азота; *VII* — адсорбер ацетилена после турбодетандера; *VIII* — детандерный теплообменник; *IX* — отделитель жидкости; *X* — ректификационная верхняя колонна; *XI* — ректификационная нижняя колонна; *XII* — переохладитель жидкого азота и жидкого воздуха; *XIII, XIV* — фильтры-адсорберы; *XVII, XVIII, XIX* — конденса-

торы; *XX* — конденсатор выносной; *XXI* — адсорбер ацетилена жидкого кислорода; *XXII*, *XXIII* — турбодетандерные агрегаты; *XXIV*, *XXV* — фильтры перед турбодетандерами; *XXVI* — выравниватель давления изолированного пространства блока; *XXVII*, *XXVIII* — выравниватели давления внутриблочного пространства; *XXIX* — мембранный предохранитель; *XXX* — подогреватель азота; *XXXI* — подогреватель воздуха; *XXXII* — электроподогреватель;

1—14, *79*, *81—83* — клапаны переключающие; *15—19* — коробки автоматических клапанов; *20—22* — клапаны принудительного действия; *23—44*, *63*, *74—78*, *80* — манометры; *45—49*, *58*, *60* — уровнемеры; *48—51* — диафрагмы; *52*, *54—57*, *59* — указатели сопротивления; *53*, *67—73* — расходомеры; *61*, *64—66* — указатели уровня; *62* — моновакууметр

IV-15. Схема дополнительного блока БР-1М

(трубопроводы, обозначенные буквами, см. схему приложения IV-14):

CI — криптоновая колонна I, *D* — 2200; *CII* — криптоновая колонна I, *D* — 1700; *CIII* — верхний конденсатор; *CIV* — криптоновая колонна II; *CV* — конденсатор криптоновой колонны II; *CVI* — азотная колонна; *CVII* — нижний конденсатор; *CVIII*, *CIX*, *CX* — конденсаторы; *CXII* — теплообменник азотный I; *CXIII* — отделитель жидкости; *CXIV* — испаритель криптонового концентрата; *CXV* — кислородный теплообменник I; *CXVI* — сборник жидкого азота; *CXVII* — газодувка I; *CXVIII* — обратный клапан; *CXIX* — азотный теплообменник II; *CXX* — кислородный теплообменник II; *CXXI* — газодувка II;

203—215 — манометры; *216—221*, *223*, *233—234* — уровнемеры; *222*, *224*, *229*, *244—247* — расходомеры; *225—227* — перепадометры; *228* — указатель сопротивления; *230—231* — указатели расхода; *232*, *236* — регуляторы уровня; *235*, *237—240*, *248—251* — диафрагмы; *242* — газоанализатор

IV-16. Схема основного блока БР-5:

I, *II* — кислородные регенераторы; *III*, *IV*, *V* — азотные регенераторы; *VI* — детандерный теплообменник; *VII* — газовый адсорбер; *VIII* — переохладитель-конденсатор; *IX* — отделитель жидкости; *X* — верхняя колонна; *XI* — нижняя колонна; *XII*, *XIII* — фильтры-адсорберы; *XIV*, *XV* — конденсаторы; *XVI* — дополнительный конденсатор; *XVII* — отделитель; *XVIII*, *XIX* — турбодетандерные агрегаты; *XX*, *XXI* — фильтры перед турбодетандерами; *XXII*, *XXIII* — выравниватели давления внутриблочного пространства, *XXIV* — выравниватель давления изолированного пространства блока; *XXV* — мембранный предохранитель; *XXVI* — испаритель; *XXVII* — электроподогреватель;

1—14 и *22—23* — клапаны переключающие; *15—17* — клапаны двухседельные; *18—21* — клапанные коробки; *24—50* и *52—57* — манометры; *51* — тягонапорометр; *60*, *61*, *84* — дифманометры-расходомеры; *62—64*, *72*, *78* — дифманометры — уровнемеры; *65—68* — газоанализаторы; *69*, *71*, *73*, *75*, *80* — дифманометры-перепадометры; *74*, *76*, *77*, *79*, *109*, *111* — указатели уровня; *81—83*, *85*, *86*, *110* — диафрагмы

IV-17. Схема дополнительного блока БР-5 (трубопроводы, обозначенные буквами, см. на схеме приложения IV-16):

XXXII — колонна *D*-700; *XXXIII* — колонна *D*-1200; *XXXIV* — верхний конденсатор; *XXXV* — отделитель жидкости; *XXXVI* — нижний конденсатор; *XXXVII* — теплообменник; *XXXVIII* и *XXXIX* — керамиковые фильтры; *XXXX* — конденсатор-переохладитель; *L* — насос жидкого кислорода; *LI* — испаритель криптонового концентрата; *LII*, *LIII*, *LIV* — клапаны обратные;

91—93 — клапаны переключающие; *94—99* — манометры; *101*, *103*, *104* — дифманометры-уровнемеры; *102*, *105* — указатели уровня; *106* — дифманометр-перепадометр; *107*, *108* — дифманометры-расходомеры; *109* — указатель уровня; *110—112* — диафрагмы

IV-18. Схема агрегата БР-6:

I, *II* — азотные регенераторы; *III*, *IV* — кислородные регенераторы; *V*, *VI* — клапанные азотные коробки; *VII*, *VIII* — клапанные кислородные коробки; *IX* — предвымораживатель; *X*, *XI* — вымораживатели; *XII*, *XIII* — турбодетандерные агрегаты; *XIV*, *XV* — фильтры перед турбодетандерами; *XVI* — адсорбер газовый; *XVII*, *XVIII* — фильтры-адсорберы; *XIX* — подогреватель грязного азота; *XX* — подогреватель технологического кислорода; *XXI* — верхняя колонна; *XXII* — нижняя колонна; *XXIII*, *XXIV* — конденсаторы; *XXV* — конденсатор выносной; *XXVI* — переохладитель чистой азотной флегмы; *XXVII* — переохладитель кубовой жидкости; *XXVIII* — колонна технического кислорода; *XXIX* — адсорбер жидкого кислорода; *XXX* — отделитель ацетилена; *XXXI* — отделитель жидкости; *XXXII* — подогреватель воздуха; *XXXIII* — подогреватель греющего азота; *XXXIV* — электроподогреватель; *XXXV* — испаритель; *XXXVI*, *XXXVII* — фильтры-влагоотделители; *XXXVIII* — выравниватель давления внутриблочного пространства; *XXXIX* — выравниватель давления изолированного пространства; *XL* — механизм переключения; *XLI* — подогреватель чистого азота;

1—10, *16* — клапаны переключающие; *11—14* — клапаны холодные с пневмоприво-

дом: 15 — клапан переключающий трехходовой, 17 — заслонка с пневмоприводом; 22—45, 48—63 — манометры; 46, 65 — тягонапоромеры; 47 — манометр самопишущий; 66—78 — указатели уровня; 39—95 — дифманометры-уровнемеры; 96—106 — дифманометры-перепадамеры; 108—118 — дифманометры-расходамеры; 123—133 — газоанализаторы

Примечание. В схемах IV-2 — IV-4, IV-6, IV-8 — IV-18 для арматуры приняты следующие условные обозначения:

P — вентили дроссельные, *З* — вентили запорные, *Б* — заслонки, *О* — вентили для отогрева, *П* — вентили продувочные, *А* — вентили анализные; *T* — термометры сопротивления, *Тр* — термометры ртутные, *ПК* — предохранительные клапаны, *ЗШ* — автоматический запорный шибер с пневмоприводом

IX-I. Диаграмма $s-i$ для воздуха

IX-II. Диаграмма $s-T$ для воздуха; энтропия s , ккал/(кмоль·град)

IX-III. Диаграмма $p-z$ для воздуха

Редакторы издательства: *Л. В. Швыркова, Н. И. Шалимова, В. К. Шапов*

Технический редактор *В. В. Михайлова*

Переплет художника *Голубева С. Н.*

Сдано в производство 17

Подписано в печать 4/V 1967 г.

Бумага № 2 70 × 1081/16—13,25 + 4,5 (9 вкл.) = 17,75 б. л.

49,7 печ. л. (усл.) Уч.-изд. л. 58,69

Заказ 1873. Изд. № 3301

Т-09080

Тираж 13 000

Цена 3 р. 13 к

Издательство «Металлургия»

Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., 14

Московская типография № 21 Главполиграфпрома
комитета по печати при Совете Министров СССР.
Москва 88, Угрешская, 12.