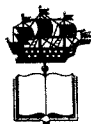


Э. Л. МЫШИНСКИЙ, М. А. РЫЖКОВ-ДУДОНОВ

**СУДОВЫЕ
ПОРШНЕВЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
ВНЕШНЕГО
СГОРАНИЯ**

(двигатели Стирлинга)



**ИЗДАТЕЛЬСТВО
«СУДОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАД • 1976**

Судовые поршневые двигатели внешнего сгорания (двигатели Стирлинга). Мышинский Э. Л., Рыжков-Дудонов М. А. Л., «Судостроение», 1976 г. с. 76.

В брошюре изложены принципы работы поршневого двигателя внешнего сгорания, особенности его термодинамического цикла. Рассмотрены основные конструктивно-компоновочные схемы, а также нагрузочные, экономические и виброакустические характеристики на установившихся и динамических режимах работы.

Особое внимание уделено судовым энергетическим установкам, созданным на основе двигателей внешнего сгорания, сделан анализ их преимуществ перед установками других типов, определены рациональные области их применения.

Рассмотрены последние достижения в исследовательских и конструкторских работах зарубежных фирм, связанных с созданием двигателей внешнего сгорания различного применения.

Совокупность приведенных в книге материалов позволяет читателю получить наиболее полное представление об основных особенностях, состоянии развития и перспективах энергетических установок с двигателями внешнего сгорания.

Круг читателей: инженеры и научные работники, занимающиеся исследованиями в области судовой энергетики и созданием транспортных двигателей.

Ил. 43. Табл. 4. Литерат. 46 назв.

Рецензенты: инж. Г. Х. Баракан и инж. В. А. Королев.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В последние десятилетия достигнуты значительные успехи в развитии традиционных типов транспортных двигателей (двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин) — в частности, в повышении экономичности, уменьшении массы и габарита, улучшении эксплуатационных качеств. Вместе с тем эти двигатели сохраняют ряд специфических недостатков, связанных с самим принципом их работы: это высокие уровни вибрации и шума, необходимость в высококачественном топливе, а также большое количество продуктов неполного сгорания в выпускных газах. Устранение перечисленных недостатков при достигнутых экономических и массогабаритных показателях позволило бы значительно расширить область использования двигателей и улучшить условия работы обслуживающего персонала. Эта задача может быть решена, если применить в энергетических установках двигатель внешнего сгорания, работающий по циклу Стирлинга.

Исследовательские работы по созданию и отработке такого двигателя в последние годы получили широкое развитие за границей. Патент на тепловую регенеративную машину Роберт Стирлинг получил еще в 1816 г. (патент США № 4081). В 1818 г. был создан двигатель, работающий на горячем воздухе. В качестве топлива использовался уголь; двигатель развивал мощность около 2 л. с.

Повышенная экономичность по сравнению с паровыми машинами того времени, видимо, явилась основной причиной того, что в период с 1818 по 1905 г. было построено несколько тысяч подобных двигателей мощностью от 0,1 до 45 л. с. Развитие в начале XX в. двигателей внутреннего сгорания, имеющих большие удельные мощности, надолго приостановило разработку двигателей внешнего сгорания.

К идее двигателя Стирлинга вернулись в 1938 г., когда голландская фирма Филипс начала усиленно работать над этой конструкцией, имея конечной целью создание маломощного бесшумного источника электрической энергии для питания радиоприемников. Электрификация сельской местности устранила необходимость в подобного рода автономных источниках тока для радиоприемников, однако фирма продолжала вести интенсивные работы, обнаружив в двигателе Стирлинга ряд качеств; выгодно отличающих его от других широко распространенных двигателей. К преимуществам двигателя внешнего сгорания следует отнести высокую экономичность, малый уровень шума, многотопливность, малую токсичность выпускных газов, возможность работы практически от любых источников теплоты, нечувствительность к кратковременным перегрузкам. Изобретение ромбического механизма передачи движения на вал обеспечило динамическую уравновешенность двигателя внешнего сгорания даже в одноцилиндровом исполнении.

Разработка двигателей различного целевого назначения в широком диапазоне мощностей показала, что преимущества двигателя Стирлинга наиболее полно проявляются при использовании его в качестве:

— приводного двигателя в корабельных, судовых, а также в армейских электростанциях (малый шум и вибрация) [14, 18, 19, 21, 30, 39, 42];

— двигателя городского транспорта (малая токсичность выпускного газа);

— двигателя подводных аппаратов (возможность работы без использования атмосферного воздуха).

Достижения фирмой Филипс вызвали интерес к этому двигателю и в других странах. Лицензии на право производства двигателей Стирлинга были куплены: в 1958 г.— фирмой Джeneral Моторс (США), в 1968 г.— фирмой МАН (ФРГ), в 1969 г.— тремя шведскими фирмами, образовавшими дочернее предприятие фирму Юнайтед Стирлинг, в 1972 г.— фирмой Форд (США). Исследования и разработку лабораторных образцов двигателей Стирлинга ведут различные научные учреждения в США, в частности Университет Калгари, Массачусетский технологический институт и др.

В настоящее время, по официальным данным, испытаны двигатели цилиндрической мощностью от 10 до 100 л. с. (агрегатной мощностью до 400 л. с.). Ведется разработка двигателей мощностью до 5000 л. с. Фирмы Филипс и Юнайтед Стирлинг планируют начать серийное производство двигателей мощностью 160—240 л. с. для нужд городского транспорта [43].

В отечественной печати о двигателях внешнего сгорания появлялись только отдельные публикации с описанием принципа их работы и перечислением преимуществ по сравнению с другими двигателями. В настоящей книге сделана попытка систематизированно изложить конструктивные особенности двигателя, возможные компоновочные схемы, проанализировать результаты выполненных экспериментальных исследований, а также рассмотреть возможные типы судовых энергетических установок с двигателем Стирлинга.

В книге широко использованы материалы зарубежных публикаций, а также данные и материалы, полученные одним из авторов при посещении фирмы Юнайтед Стирлинг.

Гл. I и III, а также § 16, 19—21 написаны Э. Л. Мышиным, гл. II и § 17, 18— М. А. Рыжковым-Дудоновым.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

§ 1

Термодинамический цикл

Теоретически наиболее выгодным термодинамическим циклом является цикл Карно, включающий два изотермических и два адиабатических процесса. Другие термодинамические циклы, состоящие, например, из двух изобар и двух политроп или двух изохор и двух политроп (что характерно для различных типов двигателей внутреннего сгорания), менее экономичны, поскольку количество подводимой и отводимой теплоты в них, естественно, меньше, чем в цикле Карно при равных экстремальных температурах цикла.

Цикл Карно является эталоном для термодинамических циклов, но он не реализован в тепловых машинах.

Однако существует принципиальная возможность осуществления термодинамического цикла, имеющего к. п. д., равный к. п. д. цикла Карно. Для этого следует соблюсти два условия: цикл должен включать два изотермических процесса, и, кроме того, должна быть обеспечена совершенная регенерация теплоты, участвующей в двух других процессах.

Три цикла, отвечающих этим требованиям, приведены на рис. 1. Там же для сравнения показан цикл Джоуля, состоящий из двух изобар и двух адиабат¹.

Цикл Стирлинга может быть осуществлен в поршневом двигателе, в котором, в отличие от других поршневых машин (дизеля, карбюраторного бензинового двигателя), теплота для подогрева газа, находящегося в цилиндре, подводится извне через стенку и отводится также через стенку цилиндра. Это, кстати, и дает основание называть двигатели, работающие по циклу Стирлинга, двигателями с внешним подводом тепла (ДВПТ), или двигателями внешнего сгорания.

¹ Следует отметить, что циклы Карно, Эриксона и Стирлинга являются частными случаями цикла Рейтлингера (две изотермы и две политропы).

Ввиду того что нагревать и охлаждать газ путем подогрева и охлаждения стенки невыгодно, Стирлинг предложил циклически перемещать газ между пространством с постоянной высокой температурой и пространством с постоянной низкой температурой. Во избежание бесцельной потери теплоты предусмотрен регенератор, поглощающий теплоту из газа при перемещении его из горячего пространства в холодное и возвращающий теплоту газу при движении его из охладителя в нагреватель. Таким образом можно попеременно нагревать и охлаждать газ практически без потерь теплоты в процессе.

Поскольку в двигателе осуществляется внешний подвод теплоты, находящийся в рабочем контуре газ участвует в цикле

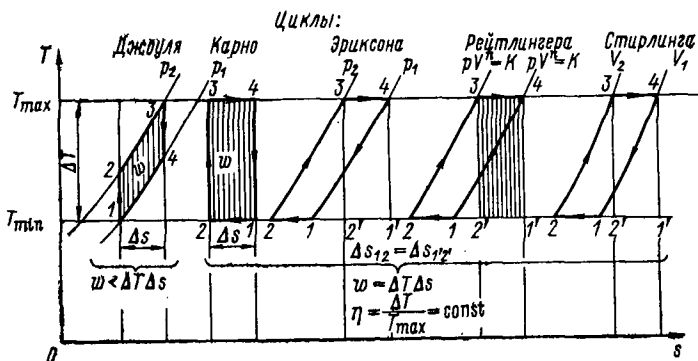


Рис. 1. Термодинамические циклы, включающие изотермические процессы.

многократно и количество его в замкнутом контуре сохраняется постоянным. При этом давление газа будет высоким, когда большая часть его окажется в горячей полости, и низким, когда большая часть будет находиться в холодной полости. Рабочий процесс осуществляется двумя поршнями — вытеснителем, перемещающим газ между горячей и холодной полостями, и рабочим, сжимающим газ при низкой температуре и совершающим работу расширения при высоких параметрах газа. Схема воздушного двигателя Стирлинга конструкции изобретателя (патент 1816 г.) показана на рис. 2.

Принципиальная схема осуществления цикла Стирлинга в поршневом двигателе дана на рис. 3. Основные фазы идеального цикла, соответствующие точкам 1—4 на рис. 1, показаны на рис. 4.

Изотермическое сжатие газа (1—2) происходит в результате движения рабочего поршня от НМТ до ВМТ без перемещения вытеснителя. Газ имеет низшую температуру цикла

$$q_{1-2} = ART_{\min} \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

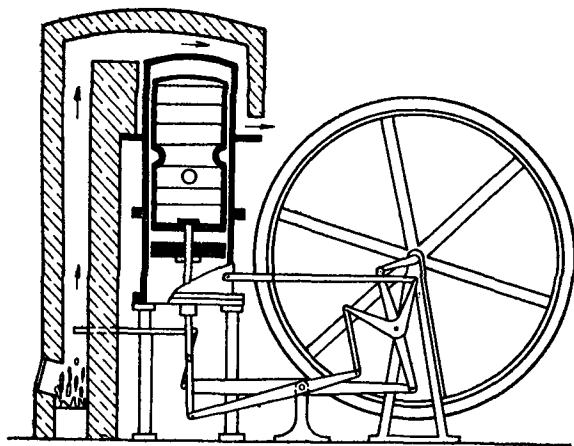


Рис. 2. Схема воздушного двигателя Стирлинга (патент 1816 г.).

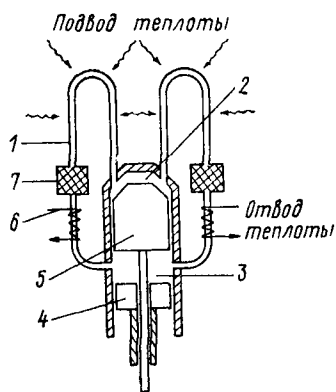


Рис. 3. Принципиальная схема поршневого двигателя, работающего по циклу Стирлинга.

1 — нагреватель; 2 — полость расширения; 3 — полость сжатия; 4 — рабочий поршень; 5 — вытеснительный поршень; 6 — холодильник; 7 — регенератор.

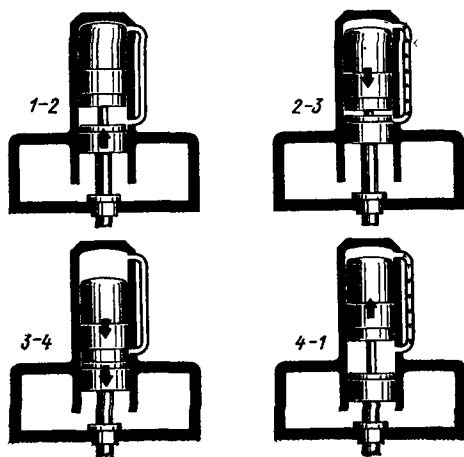


Рис. 4. Фазы движения поршней в двигателе Стирлинга.

Изохорный подвод теплоты (2—3) с соответствующим повышением давления рабочего тела происходит при движении вытеснителя вниз и перемещении газа из холодного пространства в горячее через холодильник, регенератор и нагреватель

$$q_{2-3} = c_v (T_{\max} - T_{\min}).$$

Изотермическое расширение (3—4) при высшей температуре цикла происходит при совместном движении вытеснителя и рабочего поршня вниз

$$q_{3-4} = ART_{\max} \ln \frac{V_4}{V_3}.$$

Изохорный отвод теплоты (4—1) осуществляется при перемещении газа из горячей полости в холодную через нагреватель, регенератор и холодильник в результате движения вытеснителя поршня к ВМТ:

$$q_{4-1} = C_v (T_{\min} - T_{\max}).$$

Поскольку $|q_{4-1}| = |q_{2-3}|$, то при условии полной регенерации теплоты теплообмен рабочего газа с внешней средой осуществляется только при изотермических процессах 1—2 и 3—4:

$$\eta = 1 - \frac{q_{1-2}}{q_{3-4}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$

и к. п. д. цикла равен к. п. д. цикла Карно.

Исследование термодинамического цикла, по которому работает двигатель внешнего сгорания, впервые было проведено Г. Шмидтом. Шмидт учел, что в связи с непрерывным взаимным перемещением рабочего и вытеснительного поршней цикл не имеет чистых изохорных процессов и фактически соответствует циклу Рейтлингера.

При расчете параметров идеального цикла принимаются следующие допущения.

1. В регенераторе отсутствуют тепловые потери.
2. Отсутствуют гидравлические потери, т. е. давление газа во всех точках рабочего контура в один и тот же момент времени одинаково.
3. Рабочее тело удовлетворяет закону состояния идеального газа ($pV = GRT$).
4. Масса рабочего тела постоянна, утечки газа из двигателя отсутствуют.
5. Изменение объема в цилиндре при движении поршня происходит синусоидально.

При этом применительно к упрощенной кинематической схеме двигателя (рис. 5) можно написать:

масса газа в рабочем объеме двигателя

$$G = G_1 + G_2 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} + \frac{p_2 V_2}{RT_2};$$

поскольку при отсутствии гидравлических потерь $p_1 = p_2 = p$, то

$$G = \frac{p}{R} \left(\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} \right);$$

давление газа в цилиндре

$$p = \frac{GR}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2}}$$

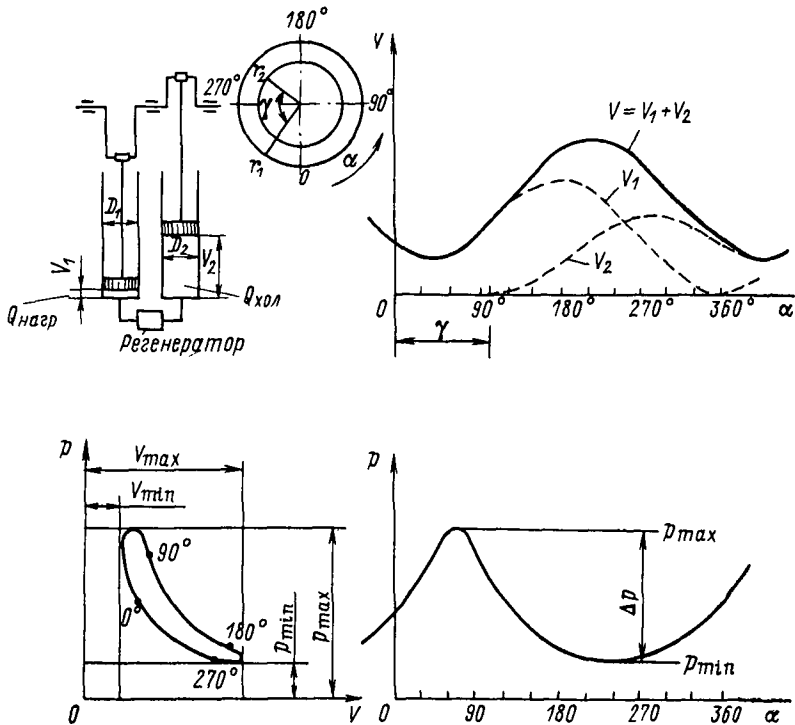


Рис. 5. Построение индикаторной диаграммы двигателя внешнего сгорания.

или, учитывая объем регенератора,

$$p = \frac{GR}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_R}{T_R}};$$

изменение объема в цилиндре рабочего поршня

$$V_1 = r_1 \frac{\pi D_1^2}{4} \left[1 + \sin \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \right];$$

изменение объема в цилиндре вытеснительного поршня

$$V_2 = r_2 \frac{\pi D_2^2}{4} \left\{ 1 + \sin \left[\alpha - \left(\frac{\pi}{2} + \gamma \right) \right] \right\},$$

где r_1 и r_2 — радиусы кривошипов; γ — фаза опережения вытеснителя относительно рабочего поршня; α — угол поворота коленчатого вала.

На рис. 5 приведены кривые изменения рабочего объема и давления газа по углу поворота коленчатого вала, а также диаграмма p — V рабочего цикла, по которой можно вычислить индикаторную работу.

Разработаны и более подробные теории идеального цикла двигателя Стирлинга, например [32, 37, 38, 40], однако все они дают практически одинаковую точность. Действительный цикл с тепловыми и гидравлическими потерями, с неравномерными скоростями движения газа сильно отличается от идеального, но всегда существует возможность точной корреляции между параметрами реальной машины и расчетными по идеальному циклу.

§ 2

Принцип действия

Как следует из сказанного в § 1, двигатель Стирлинга является поршневым двигателем замкнутого цикла с внешним подводом теплоты. Для осуществления рабочего процесса он обязательно должен включать следующие основные элементы: нагреватель (горячий теплообменник), регенератор, холодильник, поршень-вытеснитель и рабочий поршень.

При большом многообразии возможных конструктивных схем принцип действия двигателя можно проиллюстрировать на наиболее характерной схеме двигателя вытесняющего типа с ромбической передачей (рис. 6).

Воздух поступает в камеру сгорания, образованную трубками нагревателя 18, через экономайзер 17, позволяющий повысить к. п. д. двигателя за счет подогрева воздуха теплотой выпускных газов. Топливо подается в камеру сгорания непрерывно специальной форсункой 15. Горение происходит при сравнительно небольшом избытке воздуха, однако непрерывность процесса в сочетании с турбулизацией потока воздуха обеспечивает хорошую полноту сгорания.

Взаимное расположение поршней на рис. 6 соответствует такту подвода теплоты (см. также фазу движения 2—3 на рис. 4).

Выделяющаяся при сгорании теплота через стенки трубок нагревателя передается рабочему газу, который, расширяясь, направляется в полость 12, образованную внутренней поверхностью цилиндра 9 и расположенную над вытеснителем 10 (эта полость носит также название полости расширения или горячей

зоны). Вытеснитель под действием инерции, накопленной в приводном механизме (или за счет энергии электростартера — при запуске двигателя), движется вниз. Рабочий поршень 6 во время этого такта находится вблизи своей верхней мертвой точки (ВМТ). Так как в предыдущем такте рабочий поршень произвел сжатие рабочего газа (фаза 1—2 на рис. 4), последний перемещается из холодной полости 8 по трубкам холодильника 21 через регенератор 20 и трубки нагревателя в полость расширения.

К концу такта подвода теплоты основная масса рабочего тела находится над вытеснителем и имеет наивысшие значения температуры и давления при наименьшем объеме.

Следующий такт работы двигателя — рабочий ход. В течение этого такта осуществляется переход тепловой энергии газа в механическую работу (фаза 3—4 на рис. 4). Сила давления газов на вытеснитель в предыдущем такте достигла максимального значения, и под ее действием вытеснитель продолжает движение вниз. Одновременно давление в полости над рабочим поршнем растет и, наконец, становится почти равным давлению над вытеснителем (за вычетом потерь на деформацию тела вытеснителя и др.). В результате рабочий поршень начинает движение к своей нижней мертвой точке (НМТ) и совершает механическую работу.

В конце рабочего хода газ занимает наибольший объем. Его давление и температура соответствуют значениям в точке 4 цикла Стирлинга (см. рис. 1).

Далее следует такт отвода теплоты и накопления ее в регенераторе. Рабочий поршень находится вблизи НМТ, а распре-

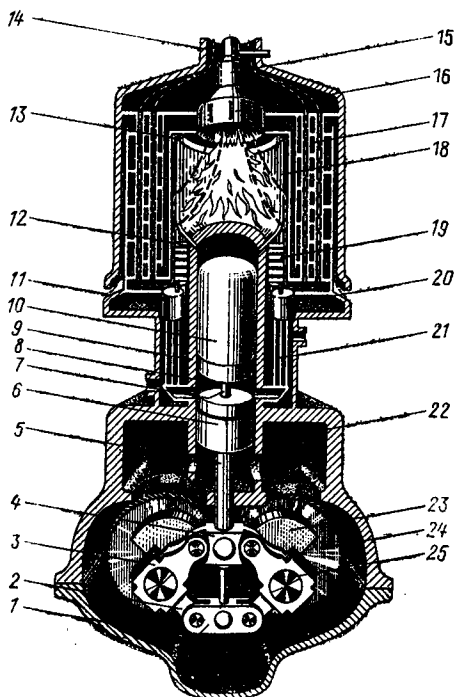


Рис. 6. Схема двигателя вытесняющего типа с ромбической передачей.

1 — серга вытеснителя; 2 — шатун вытеснителя; 3 — шатун рабочего поршня; 4 — серга рабочего поршня; 5 — шток рабочего поршня; 6 — рабочий поршень; 7 — шток вытеснителя; 8 — полость сжатия; 9 — цилиндр; 10 — вытеснитель; 11 — впуск воздуха; 12 — полость расширения; 13 — кольцевой бандаж; 14 — выпускное отверстие; 15 — форсунка; 16 — горелка; 17 — экономайзер; 18 — трубки нагревателя; 19 — ребра; 20 — регенератор; 21 — трубки холодильника; 22 — буферная полость; 23 — противовес; 24 — синхронизирующая шестерня; 25 — вал.

литель движется вверх и перемещает рабочее тело из горячей полости в холодную (фаза 4—1 на рис. 4). Указанное перемещение рабочего тела осуществляется через трубки нагревателя и регенератор. Регенератор образован стаканами, расположенными по окружности снаружи цилиндра двигателя, и заполнен тонкой проволокой. Теплота проходящего газа передается наполнителю регенератора. Затем рабочий газ проходит по трубкам холодильника, охлаждаемым водой.

В конце такта отвода теплоты рабочий газ находится в холодной полости и имеет низшую температуру цикла, а наполнитель регенератора обладает наибольшей внутренней энергией (имеет наивысшую температуру).

Такт сжатия рабочего газа происходит в холодной полости при движении рабочего поршня вверх под действием силы инерции. Распределитель находится в области ВМТ.

После совершения описанных выше четырех тактов рабочий цикл двигателя повторяется. Однако в дальнейшем подвод теплоты к рабочему телу осуществляется не только через трубки нагревателя, но и во время нахождения его в регенераторе.

Поршень-вытеснитель 10 представляет собой тонкостенный стакан, расположенный в цилиндре с относительно большим зазором. Он не имеет поршневых колец или других уплотнений, поскольку разность давлений в полостях над поршнем и под ним невелика и протечка газа через зазор между поршнем и стенкой цилиндра незначительна.

Рабочий поршень 6 действует при большой разности давлений сверху и снизу и потому снабжен поршневыми кольцами. Однако рабочий поршень не соприкасается с горячим газом, и это облегчает задачу обеспечения надежного уплотнения.

Шток рабочего поршня 5 имеет уплотнение, предотвращающее утечку газа в полость картера. Полость картера, расположенная под рабочим поршнем, образует буферную камеру 22 и обеспечивает плавное изменение крутящего момента за цикл.

Поршень-вытеснитель и рабочий поршень штоками связаны с ромбическим кривошипным механизмом, который преобразует возвратно-поступательное движение во вращение вала двигателя и управляет взаимосвязанным перемещением обоих поршней.

Кинематическая связь движения поршней осуществляется таким образом, что поршень-вытеснитель опережает по фазе рабочий поршень обычно на четверть оборота коленчатого вала.

Ромбический механизм обеспечивает полную динамическую уравновешенность всех поступательно движущихся деталей в пределах одного цилиндра.

В качестве рабочего газа в двигателе могут использоваться воздух, гелий, водород и т. д. Физические свойства рабочего газа (плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность) определяют экономичность двигателя. Наибольшую экономичность дает применение водорода, наименее эффективный рабочий

газ — воздух. Применение гелия вместо водорода несколько снижает к. п. д. цикла, однако повышает безопасность эксплуатации и исключает диффузию рабочего газа в металл теплообменников.

Вспомогательные узлы, обеспечивающие работу двигателя (нагнетатель, топливный насос, компрессор для распыливания топлива), работают от вала двигателя. При запуске весь комплекс вспомогательного оборудования приводится в действие специальным электродвигателем, который при работе ДВПТ переходит в режим генератора и подзаряжает аккумуляторную батарею, обеспечивающую во время пуска энергией стартер.

§ 3

Преимущества двигателя внешнего сгорания. Область целесообразного применения в судостроении

Основные преимущества двигателя Стирлинга, вытекающие из его термодинамического цикла и принципа действия, сводятся к следующему.

1. Благодаря внешнему подводу теплоты двигатель может работать практически от любого источника энергии (твердое, жидкое и газообразное топливо, тепловой аккумулятор, атомный реактор, солнечная энергия). Это, во-первых, означает, что для двигателя может быть использован любой сорт топлива, имеющийся на судне. С другой стороны, это позволяет получить установку, для работы которой не требуется атмосферный воздух, т. е. энергетическую установку для подводного транспорта или космических объектов [2, 14, 18, 19, 21, 23, 42].

2. Значительно ббльшая продолжительность сгорания по сравнению с ДВС обеспечивает более полное сгорание топлива и позволяет существенно снизить количество вредных компонентов в выпускных газах.

3. Использование ромбического механизма передачи движения на вал гарантирует практически полную динамическую уравновешенность двигателя даже в одноцилиндровом исполнении.

4. Плавное протекание рабочего процесса обеспечивает меньшую неравномерность крутящего момента за период цикла по сравнению с двигателями внутреннего сгорания (рис. 7).

5. Плавное синусоидальное протекание рабочего процесса, отсутствие клапанов, полная динамическая уравновешенность позволяют получить хорошие виброакустические характеристики двигателя Стирлинга.

6. Имея термодинамический к. п. д., равный к. п. д. цикла Карно, и механический к. п. д. на уровне двигателей внутреннего

сгорания, двигатель Стирлинга отличается высокой экономичностью и может в этом отношении конкурировать с дизелями, наиболее отработанными по рабочему процессу.

7. Работая от внешнего источника теплоты при поддержании постоянной температуры нагревателя, двигатель Стирлинга практически нечувствителен к кратковременным перегрузкам.

Перечисленные особенности двигателя Стирлинга обеспечивают возможность его широкого использования в судостроении.

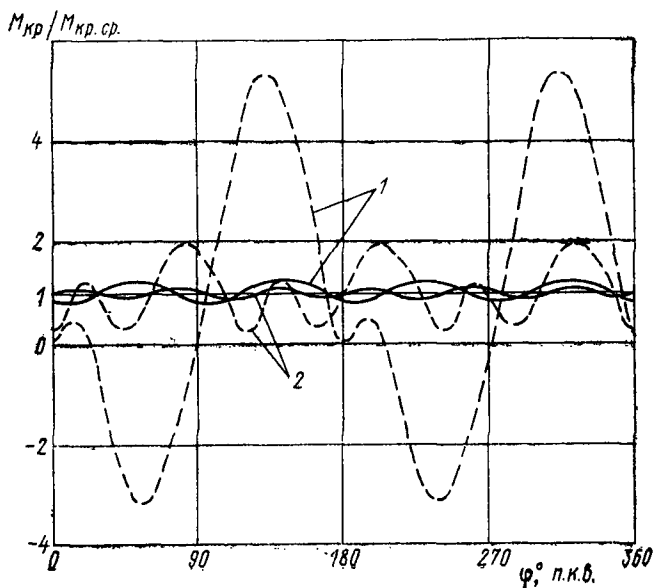


Рис. 7. Изменение крутящего момента за цикл у двигателя Стирлинга и дизеля.

——— двигатель Стирлинга (1 — четырехцилиндровый, 2 — шестицилиндровый); - - - - - дизель.

Малощумность, неприхотливость к сорту топлива, нечувствительность к кратковременным перегрузкам, высокая равномерность крутящего момента двигателя наилучшим образом проявляются при использовании его в качестве привода в судовых электростанциях. Возможность работы от внешнего источника теплоты, независимость от атмосферного воздуха делают двигатель Стирлинга весьма перспективным для применения на подводных аппаратах [35, 39, 42].

Двигатели Стирлинга небольшой мощности с успехом могут быть применены на прогулочных катерах, где особенно ценны их малощумность, динамическая уравновешенность и чистота выпускных газов.

Таким образом, при определенной стадии развития, характеризующей освоением серийного производства, двигатель Стирлинга сможет найти применение практически на судне любого назначения, вытеснив другие типы традиционных установок, и в первую очередь двигатели внутреннего сгорания.

Глава

II

КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

§ 4

Классификация конструкций

Двигатели Стирлинга, выпускаемые или разрабатываемые зарубежными фирмами, можно классифицировать по степени совершенства конструкций, характеризующей форсировкой рабочего процесса, удельными массогабаритными характеристиками, а также технологичностью производства. Основные технические характеристики двигателей приведены в приложении.

Двигатели Стирлинга, которые можно отнести к первому поколению, были конструктивно оформлены и отработаны к концу 60-х годов. В этот период были созданы двигатели Стирлинга агрегатной мощностью до 265 кВт различного назначения (рис. 8). Среди них модели 4-235, 4-S-1210, 4-615, 4-400 и др. Характерными конструктивными особенностями двигателей первого поколения являются:

- отдельные камеры сгорания для каждого цилиндра;
- наличие в каждом цилиндре двух поршней (рабочего и вытеснительного), обеспечивающих термодинамический процесс;
- использование ромбической передачи для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение вала отбора мощности.

Эти конструктивные особенности хорошо видны на компоновочной схеме двигателя типа 4-615 (рис. 9), разработанного фирмой Юнайтед Стирлинг (Швеция).

Удельная масса созданных образцов двигателей (без вспомогательных агрегатов) находится в пределах 3,8—10,2 кг/кВт, а эффективный к. п. д. достигает 30—38%.

Наиболее характерным представителем этой группы является двигатель фирмы Филипс модели 4-235, на базе которого

было разработано несколько модификаций различного назначения с разной степенью форсировки. Модель 4-235 представляет четырехцилиндровый двигатель с рабочим объемом каждого ци-

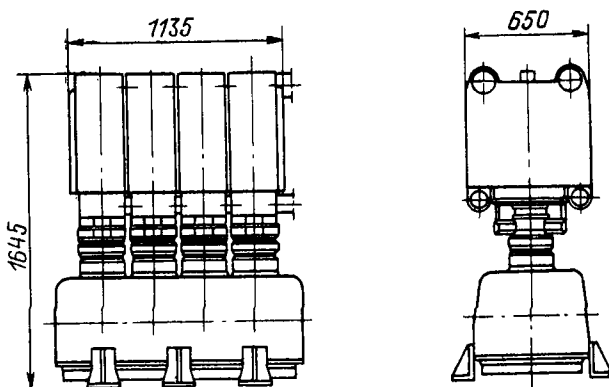


Рис. 8. Габаритная схема четырехцилиндрового судового двигателя Стирлинга модели 4-S-1210 мощностью 265 кВт.

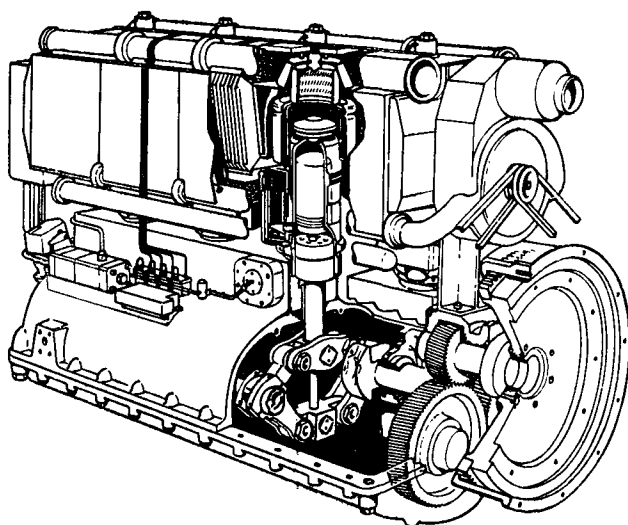


Рис. 9. Компоновочная схема двигателя типа 4-615 фирмы Юнайтед Стирлинг (Швеция).

линдра 235 см^3 , развивающий мощность 147 кВт при номинальной частоте вращения валов отбора мощности 3000 об/мин. Среднее давление рабочего тела (гелия) достигает 220 кгс/см^2 .

Ресурс двигателя до первой переборки (определяемой сменной уплотнений) равен 10 000 ч.

В настоящее время в результате широких экспериментальных и теоретических исследований по оптимизации параметров рабочего процесса, накопления опыта эксплуатации образцов, а также благодаря конструктивному совершенствованию отдельных узлов и элементов конструкции созданы двигатели Стирлинга второго поколения. Эти двигатели характеризуются существенным увеличением цилиндровой мощности и повышением эффективного к. п. д. до 40% и выше. Удельная масса двигателей составляет 2,6—3,4 кг/кВт, а для отдельных конструкций — около 1,2 кг/кВт [39, 42].

По удельным показателям двигателя внешнего сгорания находятся на одном уровне с дизелями той же мощности и назначения, а в некоторых случаях и превосходят их, обладая при этом рядом выше упоминавшихся преимуществ.

Основными конструктивными отличиями двигателей второго поколения являются:

- использование единой камеры сгорания на все цилиндры или группу цилиндров, что упрощает конструкцию, а также способствует уменьшению массы и габарита двигателя;

- наличие в цилиндре одного поршня двойного действия, выполняющего функции рабочего и вытеснительного;

- применение в качестве силовой передачи разнообразных конструкций, таких, как косая шайба, роторно-эпитрохональный механизм, а также кривошипно-шатунный крейцкопфный механизм.

В двигателях второго поколения существенно улучшена технология изготовления и повышена эффективность всех теплообменных аппаратов (нагревателя, экономайзера, холодильника и регенератора).

Примером двигателей второго поколения может служить двигатель фирмы Юнайтед Стирлинг модели V4X мощностью 48 кВт при частоте вращения коленчатого вала 3600 об/мин. Модель дефорсирована, среднее давление составляет 105 кгс/см², однако благодаря V-образной компоновке двигателя, применению поршней двойного действия и единой камеры сгорания удельная масса двигателя составляет всего 2,6 кг/кВт.

Фирмами начаты интенсивные исследовательские работы по созданию перспективных двигателей третьего поколения. Исследования направлены главным образом на снижение удельной массы двигателей за счет дальнейшей форсировки рабочего процесса. Проводятся работы по усовершенствованию теплообменных аппаратов, внедрению принципиально новых конструкций (например, двухфазного регенератора) и применению конструктивных элементов, которые позволили бы повысить эффективность использования двигателей Стирлинга, — таких, как тепловые трубы и тепловой аккумулятор.

§ 5

Основные компоновочные схемы

По принципу действия и компоновочной схеме разработанные двигатели Стирлинга можно разделить на следующие основные группы:

— двигатели вытесняющего типа, включающие рядные с ромбической передачей и V-образные двигатели с крейцкопфным механизмом;

— двигатели двойного действия, включающие рядные и V-образные двигатели с крейцкопфным механизмом, двигатели с барабанным расположением цилиндров и косо́й шайбой.

Ниже описаны характерные особенности двигателей каждой компоновочной схемы.

Рядный двигатель вытесняющего типа с ромбической передачей. Принципиальная схема работы этого типа двигателей изложена в § 2. К преимуществам компоновки следует отнести полную уравновешенность сил инерции и соответственно плавную работу машины. Наличие двух коленчатых валов обеспечивает четыре точки отбора мощности. Буферное пространство, действуя как аккумулятор энергии, обеспечивает выравнивание кривой крутящего момента по сравнению с двигателями внутреннего сгорания. Большое количество однотипных деталей (на каждый цилиндр приходится два поршня, два уплотнения, два штока, два коромысла в сборе, два коленчатых вала и четыре шатуна) обеспечивает умеренные затраты труда при крупносерийном производстве двигателя. Немалым преимуществом является и то, что двигатели этой схемы наиболее отработаны по сравнению со всеми другими конструктивными компоновками.

Недостатками двигателя являются прежде всего его увеличенный габарит и сложность передаточного механизма, особенно при многоцилиндровом исполнении. Кроме того, при малосерийном производстве большое количество деталей обычно влечет за собой пропорциональное возрастание стоимости.

V-образный двигатель вытесняющего типа. Конструкция двигателя обеспечивает полное подобие газового тракта с рядным двигателем, описанным выше. Вытеснитель и рабочий поршень заключены каждый в свой цилиндр. Полость расширения — это объем цилиндра над вытесняющим поршнем, полость сжатия — объем цилиндра над рабочим поршнем плюс объем цилиндра под вытеснителем плюс объем соединительных каналов.

Принятая компоновка позволяет снизить массу двигателя по сравнению с рядным двигателем. Поскольку сэкономить на массе за счет деталей и узлов, образующих теплопередающие поверхности, при заданной мощности двигателя не представляется возможным, всемерно сокращено количество деталей картера. Еди-

ная шейка коленчатого вала используется для обоих шатунов. Картер находится под средним давлением рабочего газа, что устраняет необходимость в сальниках, штоках поршней и крейцкопфах. Юбки поршней имеют самосмазывающиеся тефлоновые пояски. Подшипники коленчатого вала — роликовые с масляной набивкой, удерживаемой сепараторами. Выход коленчатого вала из картера уплотнен гидродинамическим винтовым сальником.

Экспериментальный двигатель мощностью 1,1 кВт при 5000 об/мин работал на водороде со средним давлением

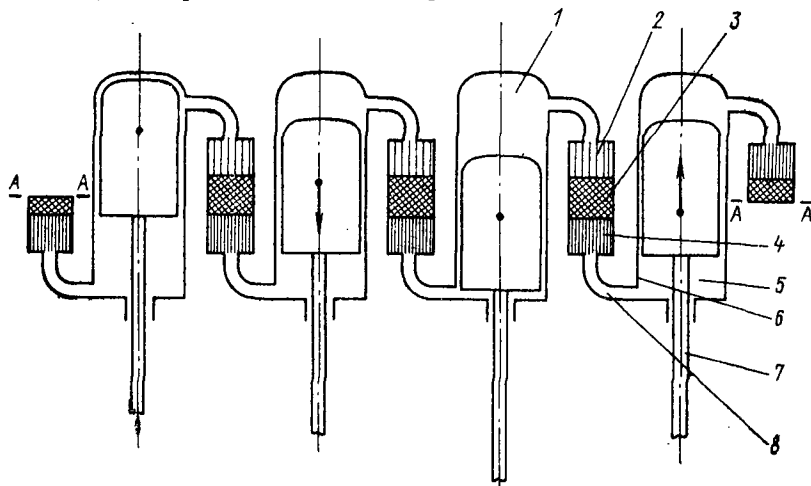


Рис. 10. Схема работы двигателя двойного действия.

1 — полость расширения; 2 — нагреватель; 3 — регенератор; 4 — холодильник; 5 — полость сжатия; 6 — рабочий цилиндр; 7 — шток; 8 — газовый тракт.

105 кгс/см². Его масса без маховика и системы сгорания составляла 5 кг. Минимальное количество деталей и малая масса явились преимуществами конструкции. Недостаток ее заключается в том, что функционально этот двигатель — одноцилиндровый, имеет повышенные колебания крутящего момента по углу поворота коленчатого вала, необходима установка маховика. Конструкция сальников коленчатого вала требует большой точности изготовления и монтажа. Применение картера под давлением позволяет использовать данную конструктивную схему только для двигателей небольшой мощности [9, 11, 30].

У-образный двигатель двойного действия с крейцкопфным механизмом. Схема работы двигателя двойного действия представлена на рис. 10. Отдельные цилиндры не являются самостоятельными с точки зрения осуществления термодинамического процесса, как это было у описанных выше двигателей. В каждом цилиндре имеется по одному поршню, выполняющему двойную роль — вытеснителя и рабочего поршня. Пространство

над поршнем является полостью расширения, а пространство под поршнем — полостью сжатия. Полость сжатия каждого цилиндра внешним каналом через холодильник, регенератор и нагреватель связана с полостью расширения соседнего цилиндра.

Необходимые фазы опережения полостей расширения по сравнению с полостями сжатия достигаются соответствующим заклиниванием кривошипов. Для четырехцилиндрового двигателя оптимальное заклинивание кривошипов — через 90° от ВМТ, при последовательности цилиндров 1—3—4—2—1.

Конфигурация коленчатого вала позволяет сбалансировать возвратно-поступательные силы инерции; остается только момент инерции, уравниваемый противоположно вращающимися противовесами.

Двигатель двойного действия может иметь и V-образную компоновку, как показано на рис. 11. Основное отличие его от двигателя с рядным расположением цилиндров — размещение блока теплообменников (регенератора и холодильника).

Преимущество многоцилиндрового двигателя двойного действия по сравнению с двигателем, имеющим ромбический привод, состоит в сокращении количества деталей.

Двигатель двойного действия с косой шайбой. Если цилиндры двигателя двойного действия рас-

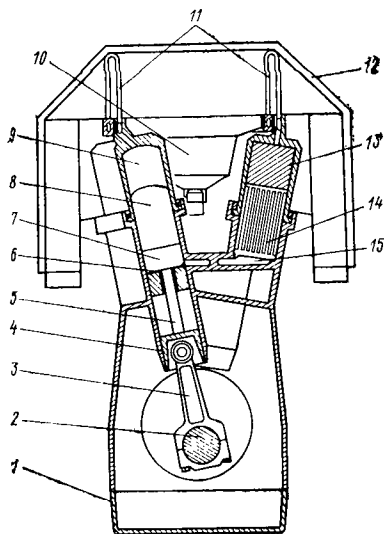


Рис. 11. Конструктивная схема V-образного двигателя с кресткопфным механизмом двойного действия.

1 — блок-картер; 2 — шейка коленчатого вала; 3 — шатун; 4 — кресткопф; 5 — шток; 6 — уплотнение; 7 — полость сжатия; 8 — поршень; 9 — полость расширения; 10 — трубки нагревателя; 11 — камера сгорания; 12 — кожух; 13 — регенератор; 14 — холодильник; 15 — газовый канал.

положить параллельно вокруг общей оси (рис. 12), значительно упрощается внутреннее соединение цилиндров между собой, необходимое для обеспечения непрерывной последовательности действий. Исчезает существующая в рядном двигателе проблема соединения последнего цилиндра с первым. Барабанное расположение цилиндров позволяет уплотнить компоновку двигателя.

Фазовый угол между полостями расширения и сжатия смежных цилиндров, образующих единую термодинамическую систему, равен $180^\circ - \frac{360^\circ}{n}$, где n — число цилиндров. С учетом

Таблица 1

Сравнительные характеристики двигателя Стирлинга различных конструктивных схем

Показатели	Двигатели вытесняющего типа			Двигатели двойного действия	
	одноцилиндровый с ромбической передачей	рядный с ромбической передачей	V-образный с крейцкопфным механизмом	рядный с крейцкопфным механизмом	с барабанным расположением цилиндров и кривошипной
Степень отработки конструкции	Наибольшая	Повышенная	Ограниченная	Ограниченная	Ограниченная
Удельные габаритные размеры	Максимальные	Умеренные	Малые	Умеренные	Малые
Форма	Вертикальный	Вертикальный	V-образный	Горизонтальный	Цилиндрический
$\frac{M_{кр. макс}}{M_{кр. средн}}$	4 : 1	1,05 : 1 *	4 : 1	1,09 : 1 *	1,09 : 1 *
Уравновешенность	Уравновешенные				
Сложность привода механизма	Высшая	Высшая	Средняя	Средняя	Низшая
Главное преимущество	Уравновешенность	Наибольшая степень отработки	Минимальная масса	Минимальное количество деталей	Форма
Главный недостаток	Неравномерный крутящий момент	Сложность конструкции	Ограниченная мощность	Меньшая степень отработки	

* Для четырехцилиндрового двигателя

этого соотношения можно спроектировать двигатель с числом цилиндров от трех до семи.

В качестве приводного механизма в двигателе с барабанной компоновкой цилиндров выгодно использовать «косую» шайбу. Экспериментальные исследования такой шайбы, специально спроектированной для двигателя мощностью 18,4 кВт, показали [30], что механические потери на ней составляют всего 1,38 кВт, или 7,3% мощности двигателя. Это доказывает перспективность использования косой шайбы как системы преобразования движения.

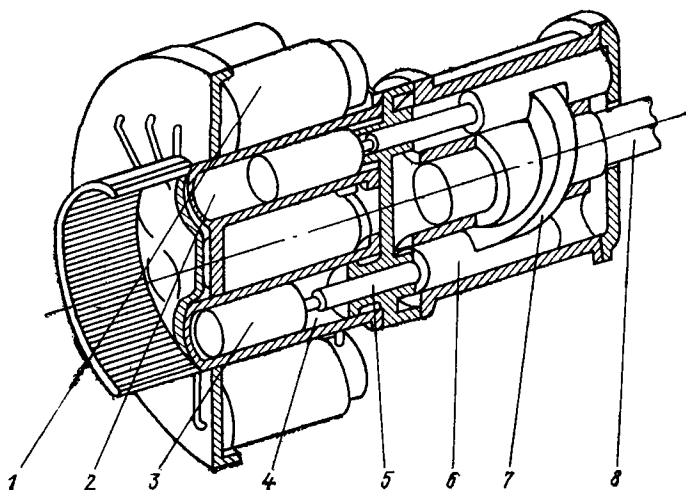


Рис. 12. Схема двигателя двойного действия с косой шайбой.

1 — блок регенератора и холодильника; 2 — полость расширения; 3 — поршень; 4 — полость сжатия; 5 — шток; 6 — подшипник; 7 — косая шайба; 8 — вал.

Основными преимуществами двигателя с косой шайбой являются его малые размеры и хорошая уравновешенность, а также меньшее количество деталей по сравнению с другими типами двигателей.

В табл. 1 приведены сравнительные характеристики рассмотренных типов двигателей. Каждая из машин имеет свои преимущества и недостатки, и выбор типа двигателя должен определяться спецификой предъявляемых требований.

§ 6

Механизмы передачи движения

Механизм передачи движения в значительной мере определяет конструктивную форму двигателя. Поэтому поиск новых технических решений, направленных на повышение компактно-

сти двигателей и улучшение их эксплуатационных характеристик, связан с применением новых и разнообразных типов механизмов передачи движения. Ниже изложены основные особенности передаточных механизмов в порядке их появления.

Ромбическая передача. Техническая проблема обеспечения требуемого закона изменения объемов горячей и холодной полостей впервые получила решение в результате работ фирмы Филипс Глоейлампен фабрикен (Нидерланды), которая в 1953 г. реализовала ромбический силовой механизм, обеспечивающий привод рабочего поршня и вытеснителя, передвигающихся в одном цилиндре. Схема ромбического силового привода понятна из рис. 6. Передача представляет собой полностью симметричный механизм. Отбор мощности производится на два выходных вала 25, вращающихся в противоположных направлениях. Собственно механизм состоит из следующих элементов: штока рабочего поршня 3, соединенного с серьгой 4, и штока вытеснителя 7, соединенного с серьгой 1. Рабочий шток имеет трубчатую конструкцию, так что шток вытеснителя свободно перемещается внутри него. Обе серьги попарно соединены шатунами 2 и 3 с коленчатым валом 25. Полная уравновешенность ромбического силового механизма даже при одноцилиндровом исполнении обеспечивается равенством суммарной массы деталей, движущихся соответственно с рабочим поршнем и вытеснителем.

Момент инерции вращающихся масс уравновешен противовесами 23, расположенными на синхронизирующих шестернях 24. При такой конструкции силового механизма обеспечивается полная уравновешенность двигателя, исключаются боковые усилия на поршень, сведено до минимума трение в уплотнительных кольцах и в целом обеспечивается высокий механический к. п. д.

Кривошипно-шатунный крейцкопфный механизм. Применение кривошипно-шатунного крейцкопфного механизма в сочетании с блочной компоновкой двигателей двойного действия позволяет обеспечить весьма благоприятные массогабаритные характеристики. Конструкция механизма передачи движения этого типа показана на рис. 11.

Основные детали силового механизма — коленчатый вал и шатуны — заимствованы из дизелестроения. Уравновешивание достигается применением специального балансирного вала. Картер — открытого типа (давление в картере близко к атмосферному). Юбки поршней оборудованы самосмазывающимися тефлоновыми (фторопластовыми) истирающимися кольцами. Коленчатый вал установлен на роликовых подшипниках с масляной пропиткой в маслоотделителях. Преимуществами этой конструкции передаточного механизма является малое число основных движущихся деталей. Так, например, у четырехцилиндрового двигателя Стирлинга их десять: четыре поршня, четыре шатуна, один коленчатый вал и один балансирный вал.

Механизм с косой шайбой. Наиболее плотная компоновка двигателей Стирлинга может быть получена при использовании в качестве силовой передачи механизма с косой шайбой, принципиальная схема которого приведена на рис. 12.

Первые модели двигателя Стирлинга с косой шайбой, выполненные фирмой Джeneral Моторс (США), имели большие потери на трение и вследствие этого низкий механический к. п. д. Используя методы современной гидродинамики, фирма разра-

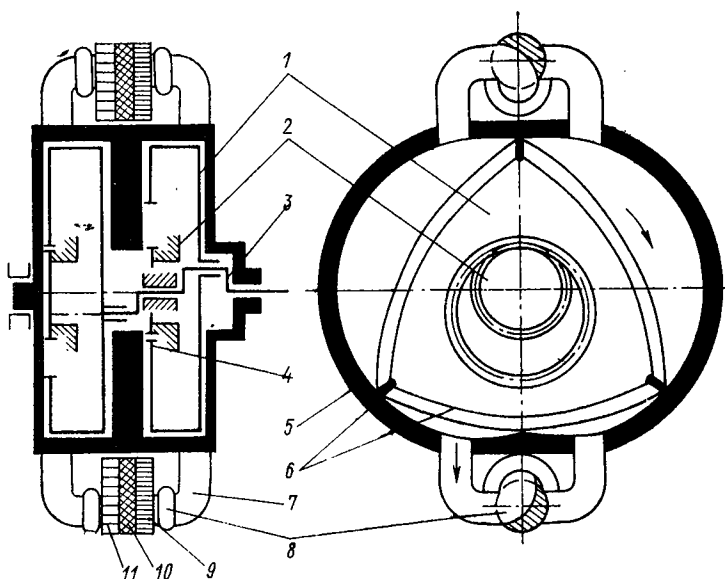


Рис. 13. Схема двигателя с роторно-эпитрохоидальным силовым механизмом.

1 — ротор; 2 — неподвижная шестерня; 3 — эксцентриковый вал; 4 — шестерня ротора; 5 — корпус; 6 — уплотнение; 7 — коллектор; 8 — золотниковый клапан; 9 — холодильник; 10 — регенератор; 11 — нагреватель.

ботала конструкцию специальных подшипников с гидродинамической смазкой, работающих под давлением. Механические потери в последних модификациях силового механизма с качающейся шайбой, по данным фирмы, не превышают потерь в кривошипно-шатунном механизме.

В результате дальнейшего развития механизмов этого типа была создана конструкция со сферическим подшипником, примененная французским изобретателем Жироденом в компрессорах [10].

Роторно-эпитрохоидальный механизм. В качестве механизма передачи движения в двигателе Стирлинга можно использовать роторно-эпитрохоидальный механизм Ванкеля.

Принципиальная схема этого механизма показана на рис. 13.

Два ротора 1, совершающих планетарное движение в корпусе 5, установлены на эксцентриковом валу 3. Выходные патрубки 7 соединены последовательно через нагреватель 11, регенератор 10 и холодильник 9 таким образом, что двигатель может работать по циклу двигателя Стирлинга двойного действия.

В приведенной двухроторной схеме осуществляются два полных цикла за один оборот эксцентрикового вала. Применение роторно-эпитрохoidalного механизма позволяет значительно снизить массу и объем двигателя Стирлинга по сравнению

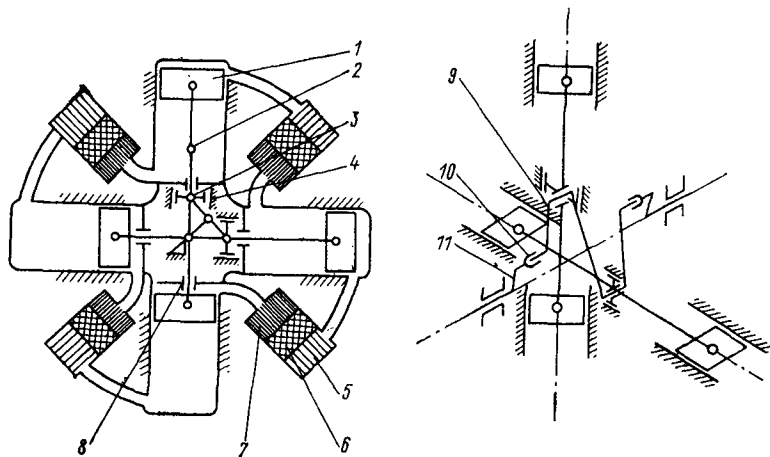


Рис. 14. Схема двигателя с бесшатунным силовым механизмом.

1 — поршень; 2 — шток; 3 — ползун; 4 — направляющая ползуна; 5 — нагреватель; 6 — регенератор; 7 — холодильник; 8 — уплотнение; 9 — коленчатый вал; 10 — шарнир; 11 — вал отбора мощности.

с конструкциями, где в качестве привода использован кривошипно-шатунный механизм. Конструкция уплотнений двигателя Стирлинга с роторно-эпитрохoidalным механизмом аналогична конструкции уплотнений двигателя внутреннего сгорания Ванкеля. Однако материалом для радиальных и торцевых пластин служит тефлон, который работает без смазки. Двигатели Стирлинга роторного типа разрабатываются в лаборатории Университета Калгари (США), а также фирмой Даймлер-Бенц (ФРГ) [23].

Бесшатунный силовой механизм. Одним из возможных вариантов силовой передачи в двигателе Стирлинга является бесшатунный механизм, предложенный советским ученым и изобретателем С. С. Баландиным [1, 2]. Он имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с кривошипно-шатунным механизмом. Отсутствие шатунов и прямолинейное движение поршневых штоков позволяют сократить размеры картера и максимально приблизить рабочие цилиндры к валу, благодаря чему

значительно уменьшается поперечный габарит двигателя. Положительной особенностью бесшатунного механизма является то, что он позволяет конструктивно просто осуществить двусторонний рабочий процесс в цилиндрах.

Принципиальная схема двигателя Стирлинга с бесшатунным силовым механизмом Х-образной компоновки показана на рис. 14. Поршни 1 каждой пары цилиндров соосно по обе стороны картера соединены общим штоком 2. В средней части штоков имеются ползуны 3, скользящие по направляющим 4, расположенным в картере. Ползуны связаны с шейками коленчатого вала 9, который, в свою очередь, с помощью шарниров 10 соединен с кривошипами вала отбора мощности 11. Направляющие 4 и коленчатый вал 9 обеспечивают прямолинейное возвратно-поступательное движение штоков и связанных с ними поршней строго по взаимно перпендикулярным осям соответствующих цилиндров. Поршни и цилиндры при этом полностью освобождены от боковых сил при работе двигателя.

Полости расширения и полости сжатия рабочих цилиндров последовательно соединены с помощью газовых каналов через нагреватели 5, регенераторы 6 и холодильники 7. Уплотнение рабочих полостей осуществляется по схеме с чулочным уплотнением.

§ 7

Уплотнение рабочего контура

Одной из важнейших задач, стоящих перед конструкторами двигателей внешнего сгорания, является решение проблемы создания надежного уплотнения рабочего контура с большим ресурсом работы. Наибольшее распространение получила конструкция уплотнения с выворачивающимся чулком (roll sock), разработанная фирмой Филипс в 1960 г. Принципиальная схема чулочного уплотнения и его основные элементы приведены на рис. 15. Конструкция обеспечивает герметичное, достаточно надежное уплотнение между полостью высокого давления 1 и картером 11 при движении штоков вытеснителя и рабочего поршня (на принципиальной схеме показан один шток 2). Уплотняющий элемент, представляющий собой тонкую фасонно-кольцевую оболочку из синтетического материала (обычно из специальных сортов полиуретана), неподвижно закреплен манжетами на штоке и верхней части картера двигателя. Синтетическая оболочка (чулок) 3 опирается на масляную подушку 6. Во время работы уплотнения размеры синтетической оболочки должны оставаться постоянными. Объем масла в масляной подушке в течение хода также не должен изменяться. Эти условия обеспечиваются при соблюдении соотношения

$$d_1^2 - d_3^2 = d_3^2 - d_2^2,$$

где d_1 — максимальный диаметр масляной полости; d_2 — минимальный диаметр масляной полости; d_3 — максимальный диаметр штока, или

$$\frac{d_1^2 + d_2^2}{2} = d_3^2.$$

Вследствие равенства (или малого перепада) давления газа в рабочей полости и давления масла в подушке оболочка испытывает сравнительно малые механические нагрузки. С целью удаления газа, диффундирующего через чулок в масляную подушку, масло непрерывно обновляется. Подача масла на каждый шток осуществляется насосным кольцом 7 с помощью пружинного кольца 9 или специальным маслоподающим насосом. Перепускной (регулирующий) клапан 4 одновременно отводит то же количество масла по каналу 8 в картер, поддерживая таким образом заданное давление в масляной подушке. Перепад давления между полостью высокого давления газа и масляной подушкой в известных конструкциях двигателей Стирлинга составляет до 5 кгс/см². Перепускной клапан выполняет также дополнительную функцию: при остановленном двигателе верхняя запорная игла 5 поднимается и гелий поступает под оболочку. Таким образом исключается повреждение оболочки из-за падения давления в масляной подушке.

Ресурс разработанных к настоящему времени оболочек из синтетических материалов приближается к ресурсу всего двигателя. Например, чулочные уплотнения, установленные на двигателе типа 4-235, обеспечивают ресурс 10 000 ч до первой переборки. Имеются сведения об образцах из специальной резины, способных работать при температуре 100°С более 30 000 ч. На лабораторных образцах двигателей фирмы МАН/МВМ моделей 1-400 и 4-400 наблюдались случаи выхода из строя уплотнений из-за нарушения расчетного перепада давлений между рабочей полостью и масляной подушкой, вызванного отказом регулирую-

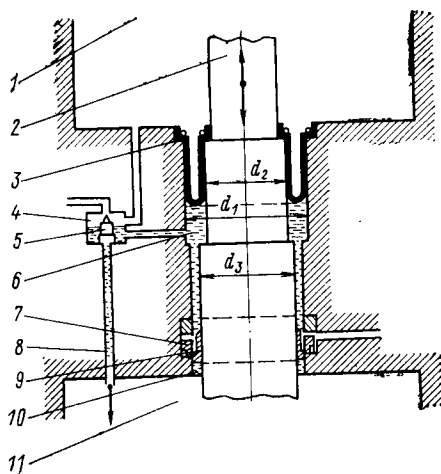


Рис. 15. Принципиальная схема чулочного уплотнения.

- 1 — полость высокого давления; 2 — шток;
- 3 — уплотнение; 4 — регулирующий клапан;
- 5 — запорная игла; 6 — масляная подушка;
- 7 — насосное кольцо; 8 — канал стока масла;
- 9 — пружинное кольцо; 10 — смазка разбрызгиванием; 11 — картер.

щего клапана, а также насыщением масла газом. Естественно, что попадание стружки или других механических примесей в масло также вызывает быстрый износ уплотнения. Поэтому систему уплотнения нельзя признать окончательно отработанной. Она продолжает оставаться одной из проблем, решение которой поможет обеспечить реализацию серийного выпуска надежных двигателей внешнего сгорания с большим ресурсом.

§ 8

Нагреватель

В нагревателе теплота горячего источника передается рабочему газу (гелию или водороду), имеющему высокие теплофизические свойства. В выполненных конструкциях двигателей, ра-

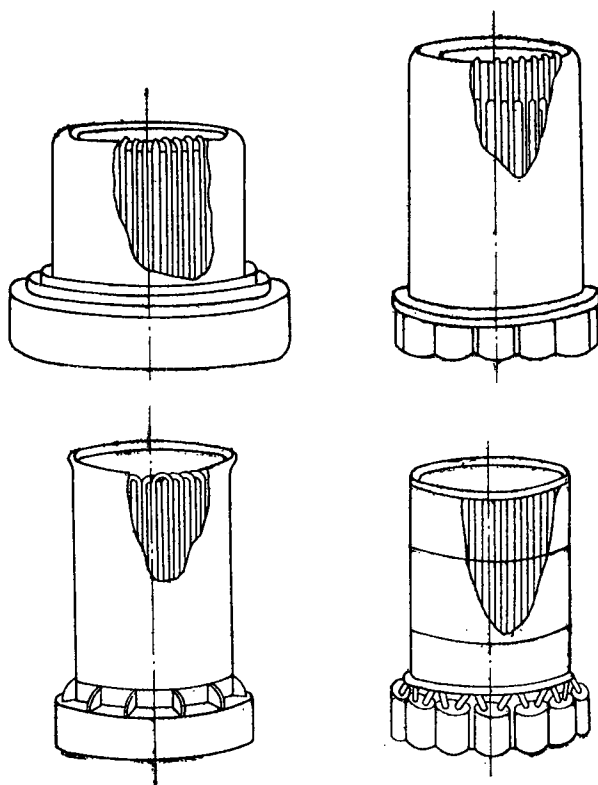


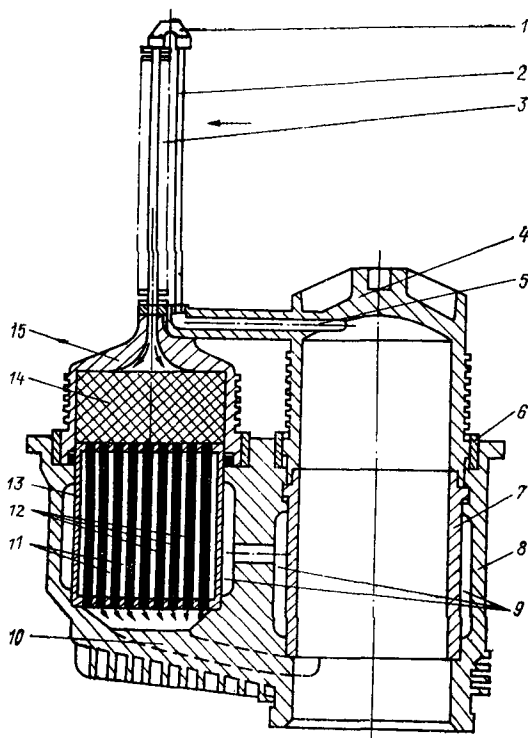
Рис. 16. Эволюция конструкции нагревателя двигателей фирмы Филипс Глоеилампен фабрикен.

ботающих на углеводородном топливе, теплообмен происходит между газообразными продуктами сгорания и рабочим газом через стенки трубчатых каналов. Разница давлений газов дости-

гает 100—180 кгс/см², температура стенок трубок нагревателя зависит от расчетного режима и принятых материалов и, как правило, составляет 700—800°С. Повышение температурного уровня на 1° при работе ДВПТ на гелии, согласно данным зарубежных исследований, дает увеличение к. п. д. на 0,03—0,04%, а при работе на водороде — на 0,01% [30], поэтому разработчики применяют для нагревателя наиболее жаропрочные стали. Од-

Рис. 17. Цилиндр в сборе с теплообменником двигателя фирмы МАН.

1 — U-образный переходник; 2 — трубка нагревателя; 3 — оребрение; 4 — головка цилиндра; 5 — канал нагревателя; 6 — кольцо; 7 — втулка цилиндра; 8 — корпус; 9 — рубашка охлаждения; 10 — канал охлаждения; 11 — водяная полость холодильника; 12 — трубки холодильника; 13 — корпус холодильника; 14 — набивка регенератора; 15 — корпус регенератора.



нако задача выбора жаропрочного материала решается конструкторами с учетом технологии обработки, предельных нагрузок, а следовательно, надежности и стоимости конструкции.

В ДВПТ первого поколения наибольшее распространение получила конструкция нагревательной головки, разработанная фирмой Филипс. Эволюция этой конструкции показана на рис. 16. Трубки нагревателя смонтированы вокруг каждого цилиндра, образуя в целом цилиндрическую поверхность, причем, как правило, в целях увеличения поверхности нагрева трубки запаивают с петлевым изгибом. Технология сборки такой нагревательной головки достаточно сложна и трудоемка.

Более технологичной является конструкция так называемого плоского нагревателя, разработанная исследовательской груп-

пой МАН/МВМ (ФРГ). Элемент конструкции, показанной на рис. 17, состоит из четырех трубок (одна из них имеет оребрение) и U-образного переходника. Из таких элементов, примыкающих один к другому фрезерованными сторонами оребрения, набираются батареи нагревателей. Соединения трубок через переходник, а также соединения элементов в батареи выполнены на резьбе. Между элементами при сборке оставляют щели для прохода потока газа-теплоносителя (продуктов сгорания). К недостаткам такого нагревателя следует отнести несколько большую массу по сравнению со сварными или паяными нагревателями.

Наиболее эффективная с точки зрения теплового к. п. д. и массогабаритных показателей конструкция нагревательной головки (рис. 18) разработана фирмой Юнайтед Стирлинг для ДВПТ модели V4X [17]. Для передачи теплоты из камеры сгорания к рабочему телу двигателя использованы тепловые трубы. Головка нагревателя выполнена единой для всех четырех цилиндров двигателя. Коллекторы 1, отводящие рабочий газ из блока регенератора-холодильника, и коллекторы 2, подводящие по каналам 3 нагретый рабочий газ в цилиндры двигателя, размещены вертикально, параллельно друг другу, и образуют пары, которые соединены батареями тепловых труб 4 таким образом, что двигатель работает по циклу

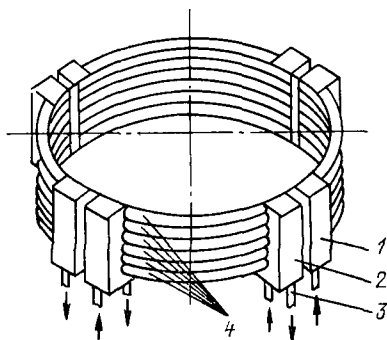


Рис. 18. Принципиальная схема нагревательной головки двигателя V4X.

Стирлинга двойного действия. Тепловые трубы расположены по образующим всех коллекторов. Для каждой пары коллекторов они изогнуты по дуге окружности так, что в целом пары коллекторов всех цилиндров, соединенные тепловыми трубами, образуют цилиндрическую полость, причем сами тепловые трубы находятся внутри, а коллекторы снаружи цилиндра. Эта цилиндрическая полость одновременно является стенкой камеры сгорания. Рабочее тело циркулирует через коллекторы тепловых труб, причем работа капиллярных сил в тепловых трубах значительно улучшает транспортировку гелия и, как следствие, повышает эффективность нагревателя в целом. Форсунка размещена в центре камеры сгорания.

Используемый в данной конструкции принцип движения теплоносителя (рабочего тела) в тепловых трубах обеспечивает практически изотермические условия процесса подвода теплоты в цикле двигателя. Это способствует увеличению к. п. д. Способность тепловых труб выравнивать температурное поле сни-

жает вероятность прогорания элементов нагревателя, т. е. увеличивает ресурс и надежность.

Головка нагревателя испытывает высокие тепловые напряжения и является одним из элементов, лимитирующих ресурс двигателя. Рабочей группой фирм МАН/МВМ выполнены расчеты температурного поля нагревателя (рис. 19). С учетом температурных напряжений и перепада давлений на стенках трубки было рассчитано напряжение и определен срок службы трубок из условия ползучести. Применяемые в опытных образцах дви-

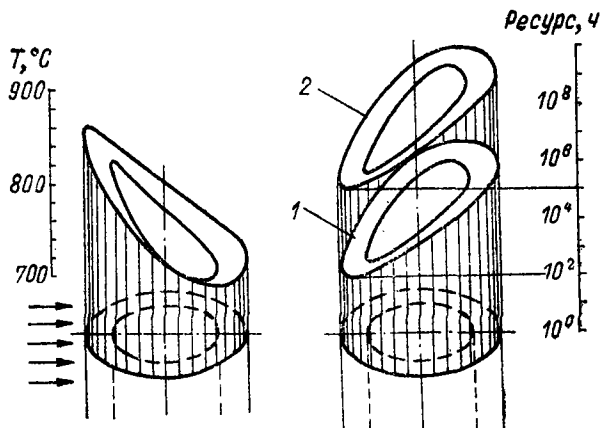


Рис. 19. Температурное поле и расчетный ресурс (по ползучести) трубок нагревателя двигателя МАН/МВМ.
1 — нержавеющая сталь (18% Cr, 8% Ni); 2 — мультимет (20% Co, 20% Cr, 20% Ni).

гателей трубки из нержавеющей стали (18% Cr, 8% Ni) имели небольшой ресурс (около 100 ч); эксперимент подтвердил результаты расчетов. Применение мультимета (20% Co, 20% Cr, 20% Ni) должно обеспечить ресурс нагревателя около 10 000 ч при максимальной температуре стенки трубки около 850°С.

§ 9

Регенератор

Регенератор является одним из основных элементов двигателя, определяющим возможность его экономичной работы. На установившемся режиме работы около 60—75% теплоты рабочего цикла подводится в изохорном процессе и, следовательно, только около 25—40% в изотермическом процессе.

Регенерация теплоты, участвующей в изохорных процессах, обеспечивает высокую экономичность работы двигателя.

Термодинамический анализ цикла показывает, что при 100 %-ной регенерации теплоты к. п. д. идеального двигателя Стирлинга равен к. п. д. цикла Карно. Степень регенерации современных регенераторов ДВПТ достигает 95%. Известные конструкции регенераторов состоят из корпуса с набивкой, имеющей достаточно большую теплоемкость. В числе требований, предъявляемых к материалу набивки, выдвигается требование обеспечения малых гидравлических сопротивлений и возможно меньшей тепловой инерции.

В качестве материала набивки широко используется так называемая «путанка» из медной проволоки малого диаметра (0,03—0,015 мм). Толщину проволоки и ее массу выбирают с учетом количества теплоты, участвующей в изохорных процессах, и времени перетекания газа между горячим и холодным пространством двигателя.

Недостатком медной путанки является малая жесткость, в результате чего под действием знакопеременных тепловых напряжений проволока работает на истирание. Однако конструкции подобных регенераторов, по сведениям зарубежных источников [27, 35], работают удовлетворительно в течение $9 \cdot 10^9$ циклов (при частоте вращения 1500 об/мин в течение 100 000 ч).

§ 10

Тепловые трубы

В работе двигателя Стирлинга с тепловым аккумулятором важную роль играют тепловые трубы, передающие теплоту от аккумулятора к двигателю, а также обеспечивающие эффективную теплопередачу в самом нагревателе двигателя.

Тепловая труба представляет собой замкнутую герметичную полость, содержащую рабочее тело (теплоноситель). Процесс переноса теплоты основан главным образом на фазовых превращениях теплоносителя.

Схема простейшей тепловой трубы показана на рис. 20. Цилиндрический корпус 3 выложен изнутри капиллярно-пористым материалом — так называемым фитилем 2. Теплоноситель 4 в тепловых трубах находится в двух фазах: жидкая фаза заполняет фитиль, паровая — остальное пространство, называемое паровым каналом 5. Теплота подводится в испарительной зоне 1, а отводится в зону конденсации 7. Между ними расположена транспортная (или адиабатная) зона 8, которая в целях уменьшения тепловых потерь покрыта термоизоляцией 6.

Названия зон отчасти раскрывают механизм передачи теплоты внутри тепловой трубы. Теплота, подводимая от источника, затрачивается на испарение жидкого теплоносителя из фитиля. Образовавшийся пар перетекает через адиабатную зону в зону отвода теплоты и конденсируется в ней, отдавая теплоту внешнему

поглотителю. Движение паров рабочей жидкости происходит за счет перепада давления, возникающего в трубе между зонами. При этом в испарительной зоне давление возрастает, а в зоне конденсации несколько уменьшается. В испарительную зону конденсат возвращается по фитилю под действием капиллярных сил. Таким образом, в тепловых трубах осуществляется циркуляция теплоносителя по замкнутому контуру с изменением его агрегатного состояния. Между рабочими зонами возникает небольшой перепад температур.

С двигателями Стирлинга могут быть применены тепловые трубы, где в качестве теплоносителя используются расплавы щелочных металлов калия, натрия и лития, рабочие температуры

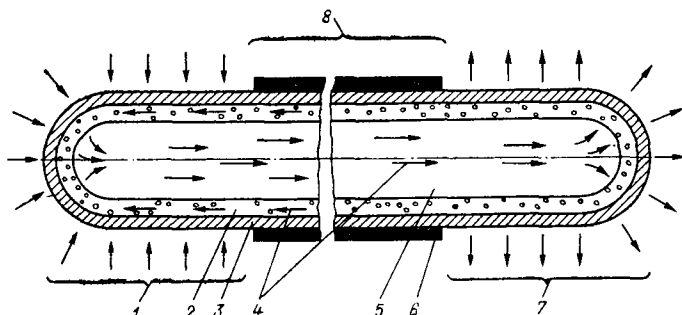


Рис. 20. Схема тепловой трубы.

1 — испарительная зона; 2 — фитиль; 3 — корпус; 4 — теплоноситель;
5 — паровой канал; 6 — теплоизоляция; 7 — зона конденсации; 8 —
транспортная (адиабатная) зона.

которых соответственно равны 600, 715 и 1500°С. Материалом корпуса в этом случае могут служить никель, нержавеющие стали и специальные сплавы. Фитиль может быть изготовлен из стальной волокна, медной проволоки, стеклянной пряжи с диаметром от 0,3 до 0,009 мм.

Особый интерес представляют конструкции газорегулируемых тепловых труб, зона конденсации которых соединена с резервуаром, содержащим определенное количество инертного неконденсирующегося газа. В таких трубах можно регулировать передаваемый тепловой поток.

Тепловые трубы создают ряд преимуществ [5] по сравнению с другими системами передачи теплоты. Это, в частности:

- возможность передачи больших тепловых потоков;
- малые тепловые потери при значительных расстояниях между источниками подвода и отвода теплоты;
- высокая энергетическая эффективность (удельная масса современных батарей тепловых труб при теплотокке 40—60 кВт составляет 0,18—0,15 кг/кВт);
- возможность регулирования теплового потока.

Примером использования тепловых труб в двигателях Стирлинга может служить конструкция двигателя V-образной компоновки, с бесшатунным силовым механизмом и тепловыми трубами, предложенная Куйбышевским авиационным институтом им. акад. С. П. Королева [1].

§ 11

Система внешнего сгорания

В двигателе Стирлинга, работающем на атмосферном воздухе и органическом топливе, имеются два рабочих тепловых контура: внешний разомкнутый, в котором осуществляется под-

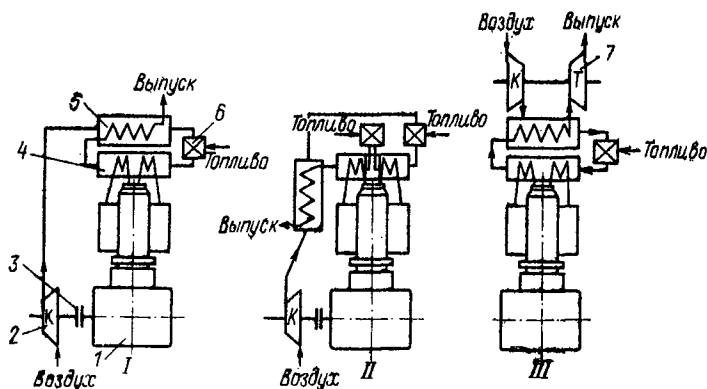


Рис. 21. Схемы внешнего контура ДВПТ, использующих атмосферный воздух.

I — схема с приводом нагнетателя от вала двигателя; *II* — схема с приводом нагнетателя от вала двигателя и двухступенчатым сгоранием; *III* — схема со свободным турбоагнетателем; 1 — ДВПТ; 2 — нагнетатель; 3 — разобщительная муфта; 4 — нагреватель; 5 — экономайзер; 6 — камера сгорания; 7 — турбина.

вод теплоты, и замкнутый внутренний, в котором происходит рабочий цикл. Теплоносителем, осуществляющим связь между контурами, является гелий.

Как уже упоминалось в § 1, рабочий цикл внутреннего контура в идеальном случае должен состоять из двух изотерм и двух изохор. Теплота из внешнего контура подводится по изотерме при наивысшей температуре и отводится при наиминимальной температуре цикла. По изохорам происходит теплообмен в регенераторе. Внутренний контур полностью изолирован от внешнего стенками теплообменников. Основные схемы внешнего контура, исследованные к настоящему времени, показаны на рис. 21. Во всех трех схемах воздух подается нагнетателем 2 в камеру

сгорания 6, предварительно подогреваясь в экономайзере 5. Экономайзер служит для уменьшения потерь теплоты во внешнем контуре с выходящими газами. Передача теплоты от внешнего контура к внутреннему осуществляется в нагревателе 4.

Совершенство внешнего контура оценивается с помощью к. п. д., включающего в себя к. п. д. нагревателя $\eta_{\text{нагр}}$ и к. п. д. экономайзера $\eta_{\text{эк}}$.

В общем виде к. п. д. внешнего контура может быть записан как отношение теплоты, подведенной в цикл, к теплоте, подведенной в камеру сгорания: $\eta_{\text{внешн}} = Q_p / Q_{\text{п}}$ или $\eta_{\text{внешн}} = (Q_{\text{т}} + A) - B / Q_{\text{т}} + A$, где $Q_{\text{т}}$ — теплота, выделяющаяся при сгорании топлива; A — теплота подогрева рабочего воздуха выпускными газами в экономайзере; B — теплота выпускных газов за экономайзером.

На основании теплового баланса системы внешнего контура величины A и B выражаются через к. п. д. нагревателя и к. п. д. экономайзера следующим образом: $A = \eta_{\text{эк}} (1 - \eta_{\text{нагр}}) \times (Q_{\text{т}} + A)$, $B = (1 - \eta_{\text{эк}}) (1 - \eta_{\text{нагр}}) (Q_{\text{т}} + A)$, откуда к. п. д. внешнего контура определяется как $\eta_{\text{внешн}} = 1 - (1 - \eta_{\text{эк}}) \times (1 - \eta_{\text{нагр}})$.

Эта формула учитывает совершенство конструкций нагревателя и экономайзера с точки зрения процессов теплопередачи. Затраты энергии на привод обеспечивающего работу внешнего контура компрессора должны учитываться механическим к. п. д. двигателя. Однако указанные потери могут быть учтены при оценке к. п. д. двигателя в целом — в к. п. д., учитывающем затраты мощности на приводные агрегаты, $\eta_{\text{прив}}$.

При передаче теплоты из внешнего контура во внутренний возникают потери; они могут быть оценены рядом относительных к. п. д., произведение которых дает эффективный к. п. д. двигателя $\eta_e = \eta_{\text{внешн}} \eta_{\text{терм}} \eta_{\text{цикл}} \eta_{\text{мех}}$, где $\eta_{\text{внешн}}$ — см. выше; $\eta_{\text{терм}} = P_p / Q_p$ — термический к. п. д. т.е. отношение мощности совершенного процесса двигателя к подведенному в цикл тепловому потоку; $\eta_{\text{цикл}} = P_i / P_p$ — цикловой к. п. д., учитывающий потери теплоты во время протекания процессов; $\eta_{\text{мех}} = P_e / P_i$ — механический к. п. д. с учетом потерь на вспомогательные приводы.

К системе внешнего сгорания ДВПТ предъявляются следующие основные требования.

Внешний контур является самостоятельной системой и перед пуском двигателя должен быть предварительно прогрет. Для этого нагнетатель воздуха и топливный насос вначале приводятся от аккумуляторной батареи. При выходе двигателя на режим холостого хода производится автоматическое переключение агрегатов на привод от вала двигателя. Для известных конструкций ДВПТ практически весь процесс пуска занимает около одной минуты [46].

При работе двигателя температуры газов на входе в нагре-

ватель $T_{вх}$ и после него $T_{вых}$ должны точно соответствовать энергетическим потребностям внутреннего контура, т. е., согласно [4, 8], через теплообменник должен передаваться потребный тепловой поток Q_p , величина которого определяется из известного выражения

$$Q_p = kS \Delta T,$$

где k — суммарный коэффициент теплопередачи в теплообменнике; S — суммарная поверхность теплообменника; ΔT — разность температур между горячими газами и гелием.

Потребный поток Q_p теплоты из внешнего контура во внутренний достигается изменением массы горячих газов, причем с увеличением их расхода потребная температура $T_{вх}$ падает. Однако в этом случае должна возрасти потребная мощность нагнетателя воздуха и увеличиваться поверхность нагревателя. Для увеличения к. п. д. камеры сгорания, а также для уменьшения размеров теплообменников и нагнетателя необходимо снижать массу проходящих газов. Это может быть достигнуто приближением величины избытка воздуха α к стехиометрическому значению. Однако для обеспечения полного сгорания, как показывают экспериментальные исследования [46], не следует снижать значения α меньше чем до 1,3—1,5.

На большинстве ДВПТ, построенных к настоящему времени, осуществлена конструкция внешнего контура с приводом нагнетателя от вала двигателя (схема I на рис. 21). Наличие механической связи двигателя с нагнетателем улучшает приемистость и пусковые качества, а также способствует хорошей работе двигателя на переходных режимах. К числу недостатков этой схемы следует отнести дополнительные потери мощности в механизме передачи.

Конструкция ДВПТ с приводом нагнетателя от вала двигателя и двух- или многоступенчатым сгоранием (схема II) обеспечивает более гибкую связь теплообмена между контурами. В этом случае максимальная температура в нагревателе может быть значительно снижена. Однако наличие нескольких камер сгорания усложняет двигатель, в особенности автоматику регулирования. К. п. д. схемы II имеет несколько меньшее значение из-за возросших гидравлических сопротивлений и большей потребной мощности нагнетателя. И все же для достижения высоких к. п. д. на двигателях большой мощности схема II предпочтительна.

По аналогии с дизелестроением, где широкое применение нашел турбонаддув с газовой связью, была исследована схема III. Термодинамическим расчетом показано, что ДВПТ может работать с турбонаддувом только в случае, когда экономайзер уменьшен настолько, чтобы энергии выпускных газов оказалось достаточно для подачи воздуха и покрытия потерь в турбокомпрессоре.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

§ 12

Система регулирования мощности

В отличие от двигателей внутреннего сгорания нагрузка двигателя Стирлинга регулируется не подачей топлива, а изменением количества рабочего газа в замкнутом контуре. При таком способе управления температура нагревателя поддерживается постоянной с помощью системы терморегулирования, а температура холодильника изменяется в пределах реального изменения внешних условий.

Принципиальная схема системы регулирования дана на рис. 22. Дополнительный выпуск рабочего газа в цилиндры с целью увеличения крутящего момента осуществляется открытием клапана 1. При этом цилиндры сообщаются с баллоном 5, содержащим газ под высоким давлением. Переключение от холостого хода на полную нагрузку происходит за 0,3 с. Для предотвращения прямых соединений между цилиндрами и исключения их взаимного влияния установлены невозвратные клапаны 3.

Сброс нагрузки осуществляется открытием клапана 7. При этом компрессор 6, приводимый от двигателя, перекачивает газ из трубопровода 4, имеющего максимальное давление, в баллон 5. Для снижения нагрузки от полной до холостого хода требуется работа компрессора в течение 30 с.

Если крутящий момент двигателя нужно сбросить до нуля немедленно, следует открыть перепускной клапан 8 и тем самым обеспечить перетекание газа из трубопровода 4 с максимальным давлением в трубопровод 2, имеющий минимальное давление. В результате газ поступает в рабочую полость в фазе низкого давления, а вытекает из нее в период высокого давления, чем обеспечивается эффективное торможение (отрицательная работа). Это хорошо видно на диаграмме $p - V$, приведенной на рис. 23.

При полном открытии перепускного клапана тормозной момент составляет 60% номинального крутящего момента двигателя. Перепускной клапан должен быть открыт в течение времени, нужного компрессору для уменьшения давления газа до уровня, соответствующего новой нагрузке двигателя.

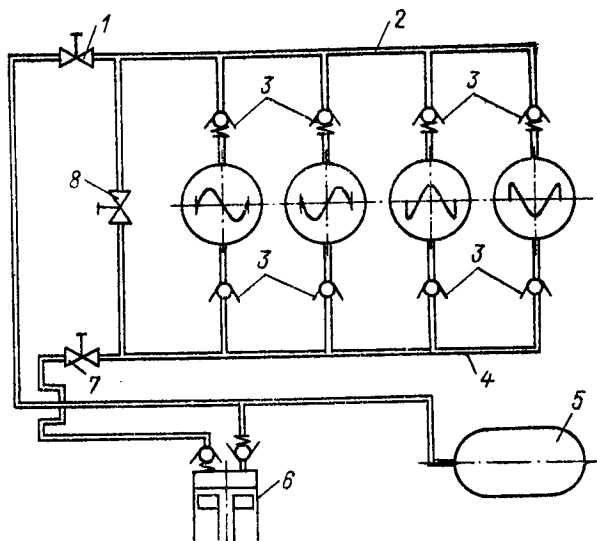


Рис. 22. Принципиальная схема системы регулирования двигателя внешнего сгорания,

1 — клапан; 2 — трубопровод подачи газа; 3 — невозвратные клапаны; 4 — трубопровод сброса; 5 — баллон; 6 — компрессор; 7 — клапан; 8 — перепускной клапан.

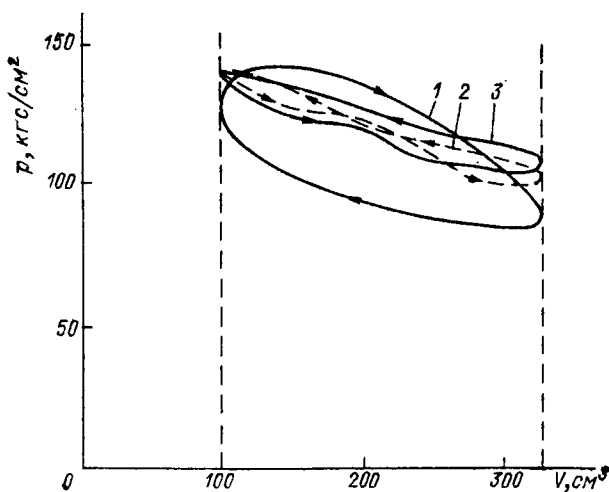


Рис. 23. Диаграмма p — V двигателя 4-235 для различных режимов работы.

1 — полная нагрузка; 2 — частично открытый перепускной клапан; 3 — полностью открытый перепускной клапан, двигатель поглощает мощность.

Регулирование мощности двигателя давлением рабочего газа дает хороший эффект на частичных нагрузках, поскольку при этом не нарушается термодинамика процесса.

Приведенные на рис. 28 данные показывают, что при работе двигателя по нагрузочной и винтовой характеристикам к. п. д. сохраняется практически постоянным в диапазоне мощности от 40 до 100%.

Для больших судовых двигателей может быть использован другой способ регулирования, также обеспечивающий хороший к. п. д. на частичных нагрузках. Он основан на регулировании угла фазы изменения объема при постоянных рабочих давлении.

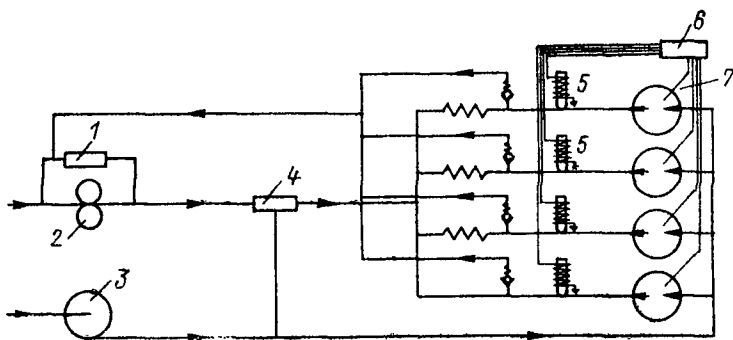


Рис. 24. Функциональная схема системы регулирования подачи топлива в двигателе внешнего сгорания.

1 — регулятор давления; 2 — топливный насос; 3 — нагнетатель; 4 — регулятор подачи топлива; 5 — топливные клапаны; 6 — сервомотор; 7 — термopара.

ниях. Недостатком этого способа является существенное усложнение кривошипного механизма двигателя, достоинством — возможность получения реверсивного двигателя.

В малых установках, где с целью упрощения конструкции и уменьшения массы можно смириться с ухудшением к. п. д. двигателя на частичных нагрузках, мощность двигателя регулируют системой паразитной нагрузки или перепускным клапаном, без регулирования уровня давления.

Система регулирования подачи топлива в двигателе Стирлинга имеет ряд особенностей. В обычных тепловых двигателях расход топлива непосредственно определяет выходную мощность. В двигателе Стирлинга поверхности нагрева имеют такую большую теплоемкость, что механическая работа может создаваться некоторое время и после прекращения подачи топлива. Функциональная схема системы управления подачей топлива показана на рис. 24. Подача топлива регулируется прежде всего по количеству подаваемого воздуха, которое для конкретного двигателя определяется давлением за нагнетателем.

Специальный регулятор дозирует подачу топлива в соответствии с расходом воздуха. Дальнейшее регулирование количества подаваемого топлива осуществляется по температуре нагревателя. Сигнал от термопар, установленных на трубках нагревателя, усиливается электронной схемой и направляется к регулирующему клапану, который открывается и увеличивает подачу топлива при снижении заданной температуры. Расход топлива при этом устанавливается несколько больший, чем требуется для достижения заданной температуры. Избыточное топливо запирается регулирующим клапаном и отводится через невозвратный клапан к топливному насосу.

§ 13

Нагрузочные и скоростные характеристики

Рабочие характеристики двигателей внешнего сгорания существенно зависят от принятых конструктивных решений. Если в практике дизелестроения установились определенные традиции, накоплен богатый опыт проектирования двигателей и разработчик по заданным параметрам уже может в первом приближении представить конструктивный абрис двигателя, то разработка двигателей Стирлинга еще находится в стадии поиска и находок. Первые двигатели создавались методом экспериментальных проб и ошибок, соотношения между параметрами отдельных узлов определялись интуитивно или с помощью модельных исследований. Параметры двигателей второго поколения уже рассчитывались по специальной оптимизационной программе, разработанной фирмой Филипс. При этом для заданной мощности и частоты вращения задаются желаемым параметром, который должен иметь экстремальное значение (например, к. п. д., литровая мощность, удельный габарит и т. д.). Затем просчитывают различные комбинации параметров (диаметр и ход поршня, длину трубок, размеры регенератора и т. д.) и находят сочетание, дающее оптимальное значение. Для судовых машин, особенно для двигателей подводных аппаратов [21, 30], наибольший интерес представляет определение взаимосвязи к. п. д. двигателя и его удельной мощности. Это позволяет выбрать оптимальный вариант с точки зрения массы двигателя и запасов топлива.

Оптимизированные кривые для двигателей мощностью 7,36 и 22 кВт приведены на рис. 25. Каждая кривая представляет семейство точек, определяющих различные конструкции двигателей одинаковой мощности, и дает максимальный к. п. д., который можно получить при заданной удельной мощности. Естественно, что частота вращения, как и другие параметры двигателя, для каждой точки кривой различны. Из графика видно, что тихоходные двигатели большого размера имеют более вы-

сокий к. п. д., чем быстроходные малогабаритные двигатели той же мощности. К. п. д. двигателя определяется как отношение выходной мощности к теплоте, поступающей в нагреватель, независимо от вида теплового источника. Такое определение к. п. д. позволяет сравнивать степень термодинамического совершенства собственно двигателя в установках различного типа.

Поскольку характеристики (экономичность, мощность) в значительной степени зависят от температур нагревателя и холодильника, их необходимо сравнивать при одинаковых значениях температур. Ниже приводятся характеристики при температуре нагревателя 815°C и температуре холодильника 10°C .

На рис. 26 характеристики одноцилиндрового двигателя GPU-3 мощностью 1,1 кВт с ромбической передачей приведены в зависимости от частоты вращения и от среднего давления рабочего тела.

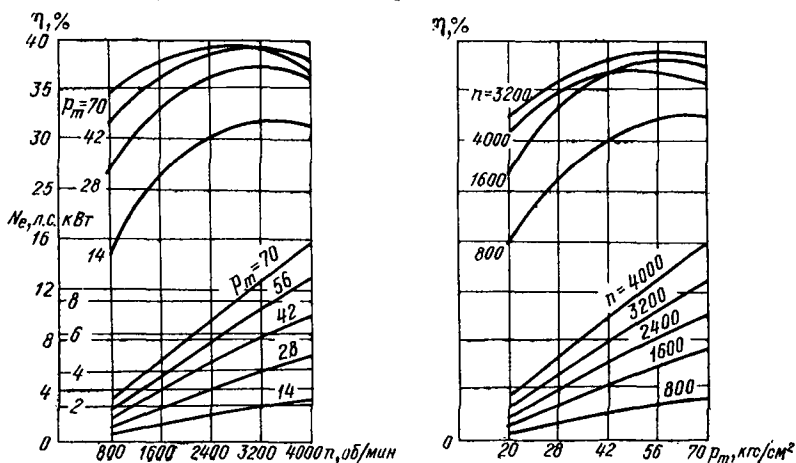


Рис. 26. Характеристика двигателя GPU-3 мощностью 1,1 кВт.

Температура нагревателя 815°C ; температура холодильника 10°C .

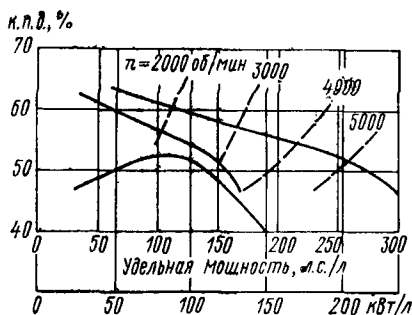


Рис. 25. Оптимизированные расчетные характеристики для двигателей мощностью 7,36 и 22 кВт.

Температура нагревателя 815°C ; температура воды 10°C ; среднее давление газа 105 кгс/см^2 ; рабочий газ — водород; 1 — двигатели мощностью 7,36 кВт; 2 — двигатели мощностью 22 кВт; 3 — опытный двигатель 30-15.

Из графиков видно, что к. п. д. двигателя увеличивается с ростом среднего давления рабочего тела и становится максималь-

ным при частоте вращения около 50% номинальной. С уменьшением частоты вращения ниже 50% к. п. д. резко падает, что связано с повышенной протечкой газа через поршневые кольца. По-

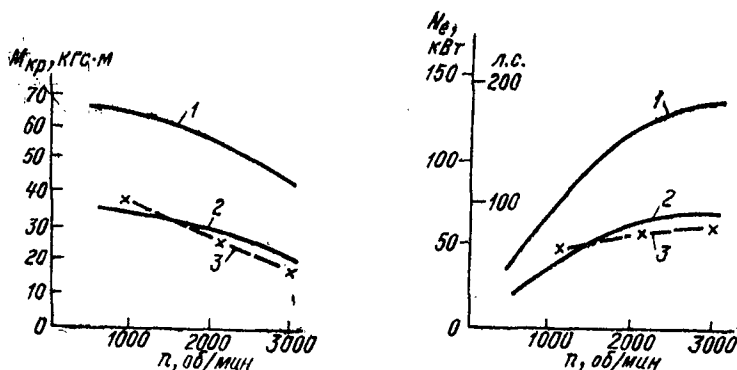


Рис. 27. Расчетные характеристики двигателя 4-235 мощностью 147 кВт при различных давлениях рабочего газа.

$$\left. \begin{array}{l} 1 - p_m = 220 \text{ кгс/см}^2 \\ 2 - p_m = 110 \text{ кгс/см}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} T_{\text{нагр}} = 630^\circ \text{С}, \\ T_{\text{хол}} = 50^\circ \text{С}; \end{array}$$

3 — эксперимент, $p_m = 110 \text{ кгс/см}^2$, $T_{\text{нагр}} = 630^\circ \text{С}$, $T_{\text{хол}} = 37^\circ \text{С}$.

вышение частоты вращения от 50 до 100% номинальной приводит к некоторому уменьшению к. п. д., приблизительно на 5—10% максимального значения. Аналогичный характер имеет изменение

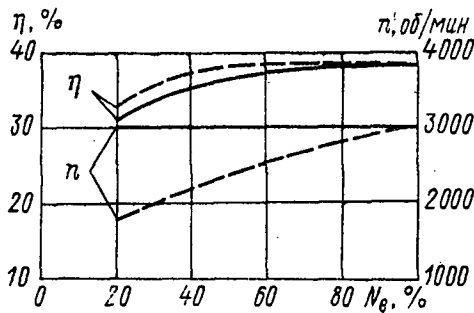


Рис. 28. Изменение к. п. д. двигателя GPU-3 при работе по нагрузочной (—) и винтовой (---) кубической характеристике.

крутящего момента двигателя: увеличение при снижении частоты вращения двигателя (и постоянном давлении рабочего газа), а затем, при достижении очень малой частоты вращения — резкое падение.

Кривая изменения крутящего момента аналогична кривой для дизеля без наддува, однако область высокого крутящего момента доходит до очень низких частот вращения. Это видно на ха-

рактеристиках четырехцилиндрового двигателя 4-235, приведенных на рис. 27. Крутящий момент двигателя при снижении частоты вращения с 3000 до 1000 об/мин увеличился на 70%. Повышение давления рабочего газа приводит к пропорциональному увеличению крутящего момента.

Характер изменения крутящего момента позволяет заключить, что двигатель внешнего сгорания безусловно может обеспечить все потребные в судовых условиях режимы: работу как по генераторной, так и по винтовым характеристикам $N_e = An^m$, с любыми возможными показателями m . Регулирование при

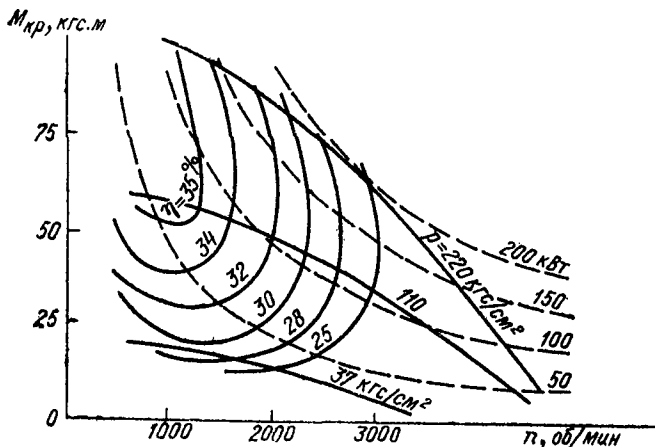


Рис. 29. Универсальная характеристика двигателя типа 4-235.

этом будет осуществляться изменением количества рабочего тела в цилиндре, как описано в § 11. Для двигателя мощностью 110 кВт, работающего на водороде, количество рабочего газа в цилиндре будет в зависимости от режима составлять от 16 до 45 г.

Практический интерес представляет только изменение к. п. д. двигателя в зависимости от вида эксплуатационной характеристики. На рис. 28 приведено изменение к. п. д. двигателя GPU-3 при работе по нагрузочной и винтовой кубической характеристике. Видно, что к. п. д. двигателя при работе по винтовой характеристике выше аналогичных значений при работе на генератор для одинаковых нагрузок.

Универсальная характеристика четырехцилиндрового двигателя типа 4-235, приведенная на рис. 29, показывает взаимосвязь между изменением основных параметров во всем диапазоне изменения частоты вращения и крутящего момента.

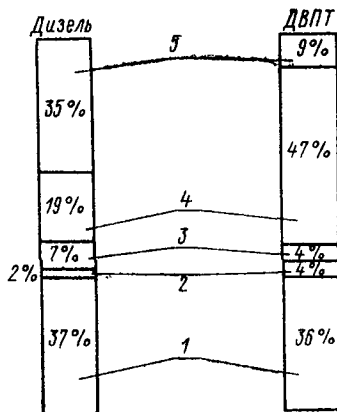


Рис. 30. Сравнение теплового баланса дизеля и ДВТ:

1 — полезная работа; 2 — работа на привод вспомогательных механизмов; 3 — теплота трения; 4 — теплота, отдаваемая охлаждающей воде; 5 — теплота выпускных газов.

Интересно сравнить также тепловой баланс двигателя Стирлинга и дизеля (рис. 30). При практически одинаковых к. п. д. заметна разница между потерями теплоты с выпускными газами и в охлаждающую воду. Благодаря развитой системе утилизации теплоты выпускных газов в экономайзере потери теплоты с выпуском в двигателе Стирлинга не превышают 10% (против 35% у дизеля). Потери теплоты в охлаждающую воду составляют до 50% (против примерно 20% у дизеля).

В судовых условиях, где расход охлаждающей воды не лимитирует работу двигателя, такое распределение статей теплового баланса является предпочтительным.

§ 14

Токсичность выпускных газов

Одно из важных и с каждым годом ужесточающихся требований, предъявляемых к двигателям, заключается в том, что их выпускные газы должны содержать минимальное количество вредных компонентов.

В двигателе Стирлинга сгорание углеводородного топлива происходит непрерывно, практически при атмосферном давлении с избыточным количеством воздуха. Воздух, поступающий в камеру сгорания, предварительно подогревается в экономайзере до температуры 600—700° С. Температура стенок камеры сгорания оказывается в диапазоне 700—800° С, что обеспечивает благоприятные условия для полного сгорания топлива. При высоких температурах сгорания (до 2000° С), которые имеют место в двигателе Стирлинга, образуются не только нормальные продукты полного сгорания топлива (CO_2 , H_2O и O_2), но также окислы азота (NO_2 и NO) и окись углерода. Последнее может показаться неожиданным, но это объясняется тем, что при высоких температурах сгорание углерода до окиси углерода дает более высокое энтропийное содержание. В табл. 2 указаны токсичные компоненты, которые содержатся в выпускных газах различных двигателей.

Двигатель Стирлинга имеет существенное преимущество перед бензиновыми двигателями и дизелями, у которых на процесс горения отводится очень малое время и полнота сгорания сильно зависит от геометрии камеры сгорания, образуемой поршнем и головкой цилиндра. Кроме того, в топливо для ДВПТ нет необходимости вводить какие-либо специальные присадки, дополнительно загрязняющие выпускные газы. Стабилизация пламени при непрерывном процессе горения достигается внутренней рециркуляцией газа за счет вихревой подачи свежего воздуха в камеру сгорания. При этом схема потока создает в районе распыливания топлива из форсунки центральную зону низкого давления с пониженным содержанием кислорода. Рециркуляция вы-

Таблица 2

**Содержание токсичных компонентов в выпускных газах двигателей
различных типов**

Двигатели	Содержание компонентов, миллионные доли объема		
	NO	CO	C _x H _y
Двигатель Стирлинга . . .	100—200	50—200	0,5—3
Газовая турбина (с регенеративным теплообменником)	90—250	250—450	0,5—3
Дизель	400—2000	200—5 000	200—4 000
Бензиновый двигатель . .	600—2000	40 000—100 000	5 000—40 000

пускового газа в зону сгорания обеспечивает низкое содержание окислов азота в выхлопе двигателя Стирлинга, что подтверждается данными экспериментальных исследований [15, 16, 28]. О низком содержании вредных компонентов в выхлопе двигателя Стирлинга свидетельствует и тот факт, что запах отработавших газов практически не ощущается человеком.

Из табл. 2 видно, что самые низкие объемные концентрации вредных компонентов в выпускных газах имеют двигатель Стирлинга и газовая турбина. Однако газовая турбина, у которой большой коэффициент избытка воздуха и низкий к. п. д., выпускает приблизительно в 8 раз больше газов на единицу мощности, так что относительное загрязнение, обусловленное газовой турбиной, оказывается значительным. Наиболее объективным является сравнение массового содержания вредных компонентов, выпускаемых в атмосферу различными двигателями равной мощности. В табл. 3 приведено удельное содержание компонентов выпускных газов на полной нагрузке при допущении, что окислы азота образуются в виде NO, а несгоревшие углеводороды — в виде C₆H₁₄. Видно, что двигатель Стирлинга имеет

Таблица 3

Содержание токсичных компонентов в выпускных газах двигателей

Двигатели	Содержание компонентов, мг/л.с.с		
	NO	CO	C ₆ H ₁₄
Двигатель Стирлинга	0,1—0,2	0,05—0,2	0,001 5—0,009
Газовая турбина (с регенеративным теплообменником) . . .	0,7—2,0	2,0—3,6	0,012—0,072
Дизель	0,4—2,0	0,2—5,0	0,6—12
Бензиновый двигатель	0,6—2,0	40—100	15—120

значительное преимущество по выделению токсичных составляющих перед всеми сравниваемыми машинами. Так, содержание

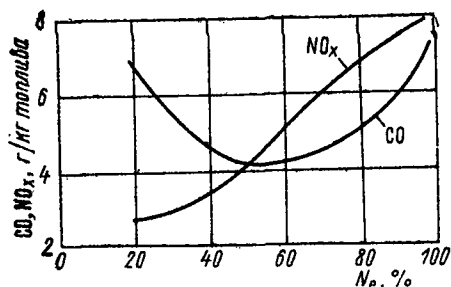


Рис. 31. Содержание окиси углерода и окислов азота в выпускных газах двигателя 4-615 при различных нагрузках.

окислов азота в выпускных газах ДВГТ по сравнению с газовой турбиной меньше в 7—10 раз, содержание окиси углерода — в 20—40 раз, а углеводородов — в 8 раз.

На рис. 31 приведена зависимость содержания окиси углерода и окислов азота в выпускных газах от нагрузки для двигателя 4-615, а на рис. 32 — зависимость содержания токсичных компонентов в выпускных

газах от крутящего момента и частоты вращения вала двигателя МАН/МВМ 1-400.

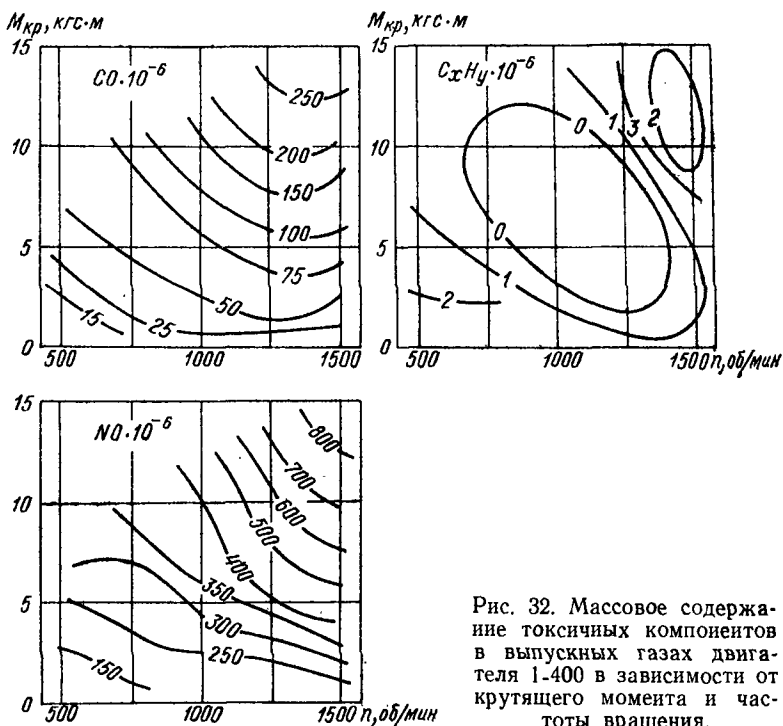


Рис. 32. Массовое содержание токсичных компонентов в выпускных газах двигателя 1-400 в зависимости от крутящего момента и частоты вращения.

График зависимости содержания NO и CO в выпускных газах от коэффициента избытка воздуха α (рис. 33) показывает,

что наименьшее массовое содержание токсичных компонентов обеспечивается при $\alpha = 1,5 \div 1,8$. При больших значениях α повышение скоростей газа приводит к возрастанию гидравлических потерь и снижению к. п. д., что, в свою очередь, обуславливает рост массового содержания токсичных компонентов.

К преимуществам ДВПТ относится также отсутствие дымления при работе двигателя на всех режимах от холостого хода до полной мощности при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,3 \div 1,7$. Дым белого цвета может появляться только во время запуска при температуре воздуха на входе в камеру сгорания ниже 330°C и коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 2,5$. Поскольку воздух перед камерой сгорания нагревается до температуры выше 600°C на всех рабочих режимах, дымление практически исключено.

Особо следует отметить отсутствие выделения сажи и продуктов неполного сгорания топлива в выпускных газах двигателя Стирлинга на переходных режимах, в частности, при набросе нагрузки, что объясняется принятой системой регулирования нагрузки (см. § 11).

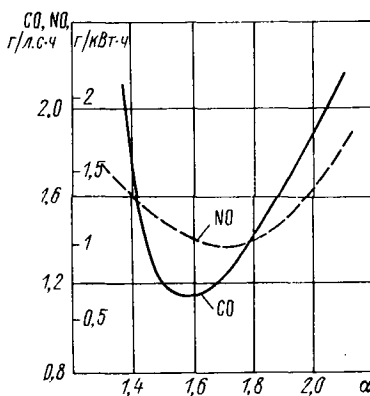


Рис. 33. Зависимость содержания CO и NO в выпускных газах от коэффициента избытка воздуха при сгорании.

§ 15

Уровни вибрации и шума

Одним из наиболее благоприятных свойств двигателя Стирлинга является его малошумность. Уровни воздушного шума и вибрации во всем диапазоне частот оказываются на 15—20 дБ ниже по сравнению с дизелями того же класса (рис. 34).

Низкий уровень шума объясняется несколькими причинами. Главная из них — непрерывный процесс горения топлива при невысоком избыточном давлении. Давление выпускных газов, проходящих через трубные пучки нагревателя и экономайзер, постепенно уменьшается до атмосферного. Тем самым исключается волна давления на выпуске, характерная для двигателей внутреннего сгорания и создающая шум.

Турбулентность газов, связанная с организацией непрерывного горения, также может явиться причиной шума, но она в какой-то мере демпфируется при проходе газов через трубные пучки нагревателя и экономайзер.

Хорошим виброшумовым показателем способствует очень плавное, практически синусоидальное изменение давления рабочего газа в цикле. В противоположность дизелю, где быстрое нарастание давления в цилиндре при сгорании обуславливает повышенные уровни вибрации и шума машины, синусоидальное изменение давления в двигателе Стирлинга обеспечивает постепенное нарастание динамических усилий. Кроме того, в двигателе Стирлинга, в отличие от двигателей внутреннего сгорания, отсутствуют какие-либо клапаны и топливный насос высокого

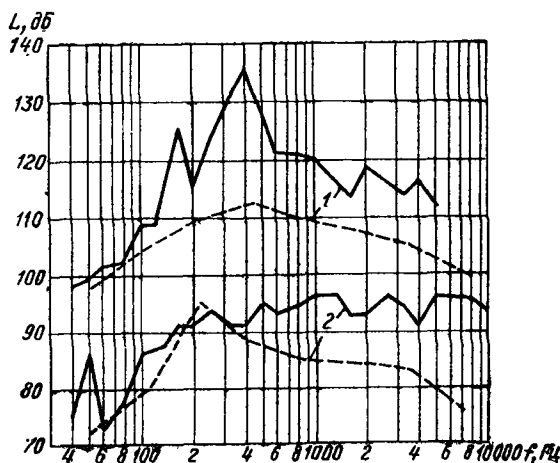


Рис. 34. Сравнение уровней вибрации и воздушного шума двигателя внешнего сгорания (2) и дизеля (1) при равной мощности и частоте вращения.

— вибрация ($x_0=1 \cdot 10^{-3}$ см/с²);
 - - - - - воздушный шум ($p_0=2 \cdot 10^{-5}$ Н/м²).

давления, вносящие значительный вклад в общий уровень шума дизелей и бензиновых двигателей.

По экспериментальным данным, основными составляющими общего уровня шума в двигателях Стирлинга являются шум вентилятора, шум сгорания и шум вспомогательных механизмов. У двигателей вытесняющего типа, имеющих ромбическую передачу, источником шума являются также синхронизирующие шестерни, передающие на выходной вал крутящий момент двигателя.

На рис. 35 приведены зависимости уровня воздушного шума двигателя 4-615 от частоты вращения и нагрузки (ширина полосы анализа — $1/3$ октавы). Как видно из спектрограмм, нагрузка практически не оказывает влияния на уровень шума во всем диапазоне частот. Так, изменение крутящего момента двигателя 4-615 в 2 раза (соответствующее изменению среднего

давления цикла от 40 до 80 кгс/см²) при постоянной частоте вращения привело к увеличению уровней воздушного шума в отдельных частотных полосах не более чем на 2—3 дБ. Влияние изменения частоты вращения значительно заметнее. Увеличение частоты вращения двигателя от 1400 до 1850 об/мин, т. е. на 32%, при сохранении постоянного среднего давления цикла

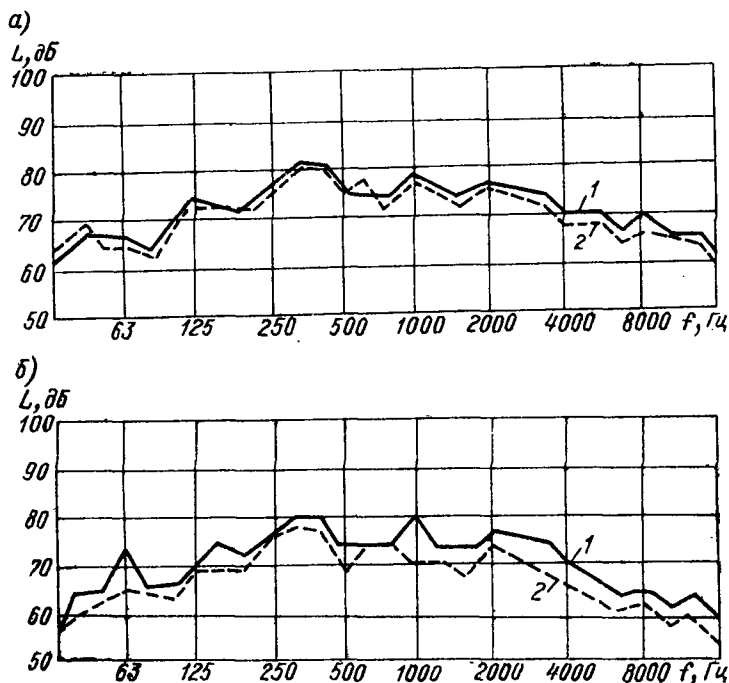


Рис. 35. Зависимость уровня воздушного шума двигателя 4-615 (на расстоянии 1 м): а — от нагрузки при $n=2100$ об/мин; (1— $p_m=80$ кгс/см²; 2— $p_m=40$ кгс/см²); б — от частоты вращения при $p_m=80$ кгс/см² (1— $n=1850$ об/мин; 2— $n=1400$ об/мин).

80 кгс/см² вызвало повышение уровня воздушного шума во всем диапазоне частот, причем на частотах свыше 1000 Гц это изменение достигает 8—10 дБ. Наибольшие пики спектрограммы соответствуют зубцовой частоте синхронизирующих шестерен (1000 Гц) и шуму сгорания (300 Гц).

Проведение специальных мероприятий позволяет получать двигатель с уровнями шума, удовлетворяющими самым высоким требованиям.

Фирмой GMC создан двигатель GPU-3 мощностью 3 кВт для привода передвижной армейской электростанции. С целью

обесшумливания в ромбическом приводе были применены нейлоновые шестерни, а также приняты дополнительные меры по снижению шума вентилятора радиатора. Уровень шума, измеренный на расстоянии 30 м от двигателя, был меньше уровня шума стандартной армейской электростанции с бензиновым двигателем воздушного охлаждения в среднем на 21 дБ, т. е. более чем в 10 раз.

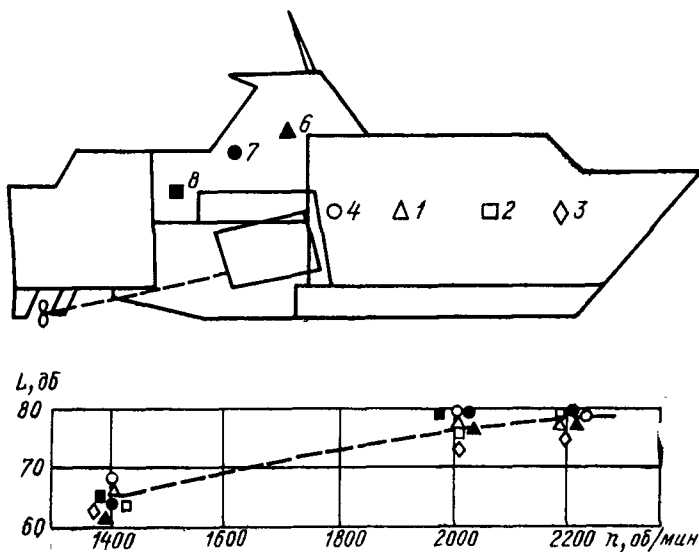


Рис. 36. Схема точек измерения и общие уровни шума на катере с двигателем Стирлинга при разных скоростях.

Для проверки уровней шума, создаваемого двигателями Стирлинга в судовых условиях, были проведены испытания катера длиной 10 м из стеклопластика, на котором установлен четырехцилиндровый двигатель 4×235 вытесняющего типа мощностью 73,6 кВт. Скорость катера при частоте вращения двигателя 2200 об/мин составляла 11 уз. Схема точек измерения и общие уровни шума приведены на рис. 36.

Третьоктавный анализ показал, что наибольшие уровни шума определяются зубцовой частотой редуктора и лопастной частотой винта.

IV

**СУДОВЫЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ
С ДВИГАТЕЛЯМИ
ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ**

§ 16

Установки малых катеров

Малые катера с двигателями мощностью до 150 кВт — одна из наиболее перспективных областей применения двигателя Стирлинга, поскольку эти суда должны быть обеспечены конвертированными двигателями, интенсивно разрабатываемыми для городского транспорта. Отсутствие сильного шума и вибрации, чистый и довольно холодный выпуск, нетребовательность к сорту топлива, умеренные массогабаритные характеристики, — все эти качества делают двигатель Стирлинга весьма эффективным для установки на небольших судах.

Зарубежные фирмы ведут отработку судовых двигателей и проверку их в реальных эксплуатационных условиях. Так, фирма Юнайтед Стирлинг установила двигатель мощностью 7,36 кВт на серийно выпускаемом катере типа «Альбин-21» длиной 6,3 м, обеспечив ход катера со скоростью 7 уз. Двигатель представляет собой одноцилиндровую модель с ромбическим приводом. Он установлен в корме и снабжен реверсдуктором. Уровень шума, измеренный на расстоянии 1 м от двигателя, работающего на полной нагрузке без какого-либо глушителя, составляет 68 дБ, что на 20 дБ меньше, чем у обычных шлюпочных двигателей.

Отработка двигателя применительно к судовым условиям (повышенная влажность воздуха, забрызгивание, качка) проводилась фирмой Юнайтед Стирлинг также на дефорсированном до 73,6 кВт двигателе 4-235. Двигатель был установлен на крейсерском катере «Аполлон-32» длиной 10 м и работал на винт через реверсдуктор [16, 35]. Испытания также показали малые уровни шума и вибрации.

Данные по общим уровням шума в различных точках катера представлены на рис. 36.

Аналогичные испытания двигателя мощностью 73,6 кВт проведены на катере «Стирлинг Силенсия» датской постройки. Катер развил скорость 13 уз, работа двигателя оказалась надежной.

Можно полагать, что при серийном выпуске двигателя Стирлинга вытеснят двигатели внутреннего сгорания на малых судах в диапазоне мощности от 3 до 150 кВт.

§ 17

Зарубежные установки подводного хода с использованием углеводородного топлива и кислорода

Совместными усилиями фирм Юнайтед Стирлинг, Форенаде фабрикверкен и Кокумс Меканиска Веркстадс по заказу ВМС Швеции разработана энергетическая установка с двигателем Стирлинга для подводной лодки [39, 42]. Установка обеспечивает подводный ход за счет теплоты, получаемой при сжигании дизельного топлива в кислороде окислителя.

Разработаны два варианта энергетической установки, различающихся типом окислителя. Оба окислителя (перекись водорода и жидкий кислород) хорошо известны из опыта обращения с ранее реализованными подводными лодками. Каждый имеет свои преимущества и недостатки, так что конкретный выбор зависит от результатов анализа большого количества проектных факторов и от назначения подводного аппарата.

Следует учесть, что перекись водорода по сравнению с жидким кислородом более дорога, и расход ее на окисление топлива приблизительно в 2 раза выше. Однако у нее есть ряд неоспоримых преимуществ. Во-первых, она может храниться при температуре окружающей среды, и, таким образом, размещать ее можно вне прочного корпуса в эластичных емкостях. Это позволяет свести к минимуму объем балластных цистерн при регулировании плавучести в случае сброса продуктов сгорания за борт. Во-вторых, исключается забота о холодильной установке или необходимость стравливания испарившегося кислорода при длительном бездействии установки.

Фирма Юнайтед Стирлинг решила более полно разрабатывать вариант с перекисью водорода, а для варианта с жидким кислородом ограничиться проработкой.

Принципиальная схема энергетической установки с двигателем Стирлинга, где в качестве окислителя используется перекись водорода, приведена на рис. 37.

В обоих проектах установок использован четырехцилиндровый двигатель модели 4-615 номинальной мощностью 150 кВт. Предусмотрено кратковременное (в течение 15 мин) развитие двигателем форсажной мощности 300 кВт. Двигатель рассчитан на восприятие перегрузок до 15 g в поперечном направлении и до 5 g в продольном направлении. С носового конца двигателя предусмотрен отбор мощности (до 150 кВт).

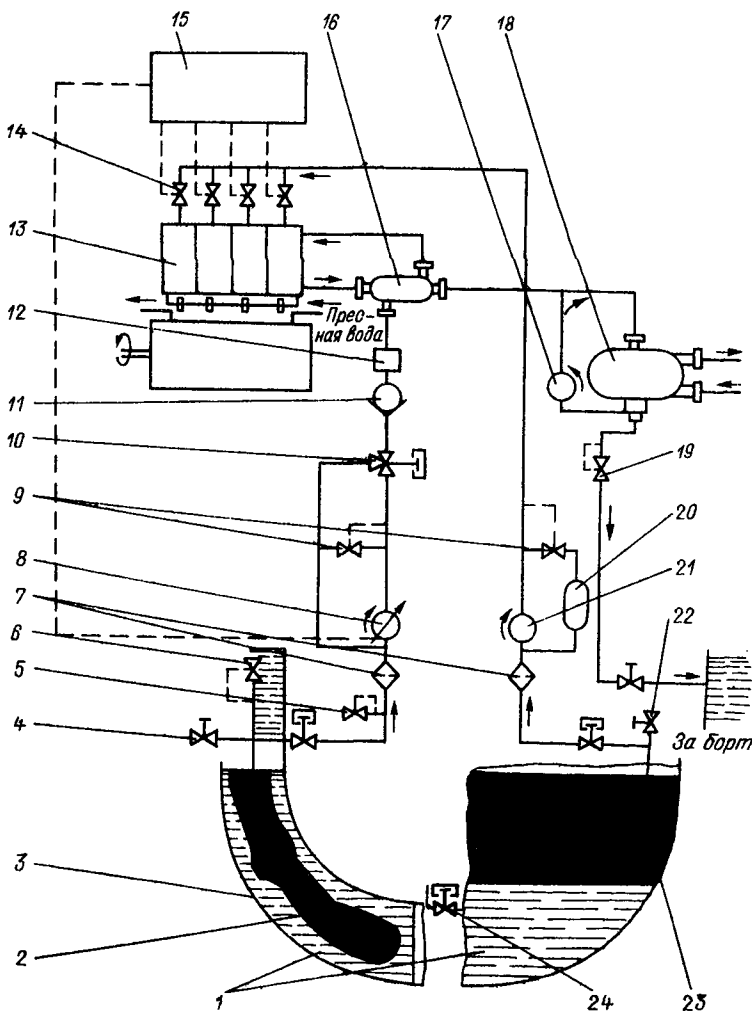


Рис. 37. Принципиальная схема энергетической установки для подводного хода на дизельном топливе с использованием перекиси водорода в качестве окислителя.

1 — заборная вода; 2 — эластичная емкость; 3 — корпус; 4 — вентиль загрузки окислителя; 5 — дренажный клапан; 6 — дегазационный (перепускной) клапан; 7 — фильтр; 8 — насос окислителя; 9 — клапан сброса давления; 10 — трехходовой вентиль блокировки клапанов; 11 — невозвратный клапан; 12 — каталитический реактор (камера); 13 — двигатель Стирлинга; 14 — автоматические клапаны топливоподачи; 15 — автоматический регулятор; 16 — теплообменник; 17 — насос впрыска конденсата; 18 — холодильник выпускных газов; 19 — клапан регулирования давления выпускных газов; 20 — топливомасляный холодильник; 21 — топливный насос; 22 — вентиль загрузки топлива; 23 — дизельное топливо; 24 — вентиль заборной воды.

Преимуществом установки с двигателем Стирлинга перед дизельными установками подводных лодок, работающими на перекиси водорода, по мнению зарубежных специалистов, является возможность последовательного сжигания топлива в каждой из четырех камер сгорания двигателя. В итоге выпускные газы состоят в основном из углекислого газа и водяного пара. Конденсация водяного пара не представляет трудностей. Углекислый газ можно либо выпустить за борт, либо сжать до давления, при котором углекислота переходит в жидкую фазу при нормальной температуре (при давлении 60 кгс/см² температура кипения двуокиси углерода +22,4° С).

Выпуск газа за борт возможен при некотором превышении давления выпускных газов над забортным давлением. В проекте установки предусмотрено поддержание в трубопроводах системы сжигания топлива давления 30 кгс/см². Это позволяет осуществить выброс углекислоты за борт на глубинах до 300 м без дополнительного сжатия. Отсутствие компрессора упрощает энергетическую установку. Вместе с тем высокое давление в сложной сети трубопроводов вызывает определенные опасения за надежность установки и корабля в целом.

Энергетическая установка с двигателем Стирлинга 4-615, работающая на дизельном топливе и перекиси водорода, имеет суммарный удельный расход топлива и окислителя 2,2—2,8 кг/(кВт·ч) в зависимости от режима при работе на глубине около 300 м.

При использовании жидкого кислорода в качестве окислителя удельный расход топлива и окислителя снижается вдвое, однако значительно усложняется задача сохранения окислителя в течение длительного времени.

§ 18

Установки, использующие водород в качестве топлива

Проблема «топливного голода» и усиливающиеся требования по защите водной и воздушной сред в последние годы интенсифицировали исследования по использованию в качестве топлива водорода, при сжигании которого не происходит загрязнения, а его добыча не требует дефицитных нефтепродуктов. До настоящего времени применение водорода в энергетических установках сдерживалось высокой потребностью в электроэнергии при его получении методом электролиза воды, трудностями хранения и транспортировки, а также вопросами безопасности. Применение атомной энергии в технологическом процессе дает возможность получения водорода в необходимом количестве [22]. В лаборатории комиссии по атомной энергии США проведен комплекс работ по созданию безопасного источника водо-

рода для энергетических установок транспортных средств [20, 45]. В качестве такого источника предлагается аккумулятор, принцип действия которого основан на поглощении водорода некоторыми веществами с пористой структурой. В одном из вариантов такого аккумулятора водород находится в связанном состоянии в составе сложного металлгидрида FeTiH_2 . Давление в баллоне аккумулятора находится в диапазоне 1—2,5 кгс/см². Выделение газообразного водорода из металлгидрида осуществляется при подведении теплоты, например, от отработанных газов или охлаждающей жидкости двигателя. Расход водорода регулируется изменением температуры специальной камеры в аккумуляторе. Хранение водорода указанным способом значительно безопаснее, чем хранение в сжиженном или в газообразном состоянии под давлением. Массогабаритные характеристики являются удовлетворительными для различного вида транспортных средств, так как содержание водорода в металлгидридном аккумуляторе с FeTiH_2 по массе, отнесенное к единице объема, превосходит таковое для сжиженного водорода [20]. Выполненные конструкции водородных аккумуляторов превосходят по массе баки с обычным углеводородным топливом, но они легче примерно в тридцать раз, чем системы со свинцово-кислотными аккумуляторами равной энергоемкости [22]. Приемлемые массогабаритные характеристики при обеспечении требуемой автономности плавания дают возможность применять водородное топливо не только на надводных судах, но и на погружающихся средствах. Так, например, фирмой Юнайтед Стирлинг совместно со специалистами США разрабатывается исследовательский глубоководный аппарат с ДВПТ и металлгидридным аккумулятором. Сжигание водорода в камере ДВПТ не требует дополнительных переделок двигателя, за исключением самой камеры и системы топливоподачи, и к тому же значительно безопаснее, чем применение водорода в обычных поршневых двигателях внутреннего сгорания [45].

Наряду с решением проблемы замены углеводородного топлива на более дешевое, применение судовых энергетических установок с ДВПТ и металлгидридными аккумуляторами водорода для погружаемых средств важно и в следующих аспектах. Продукт сгорания водорода в кислороде — вода — может быть использован для других нужд даже без очистки и является дополнительным источником пресной воды на борту. Решается немаловажная задача для обеспечения подводного хода глубоководных аппаратов — выпуск продуктов сгорания за борт.

Удаление сконденсированной воды не вызывает технических затруднений, независимо от глубины погружения судна.

§ 19

Зарубежные установки подводного хода с тепловыми аккумуляторами

Несомненным преимуществом двигателей с внешним подводом теплоты является возможность их использования в энергетических установках с аккумуляторами теплоты. Это позволяет создать достаточно простые установки для подводных аппаратов, где не нужно решать проблему хранения окислителей и выброса конечных продуктов сгорания.

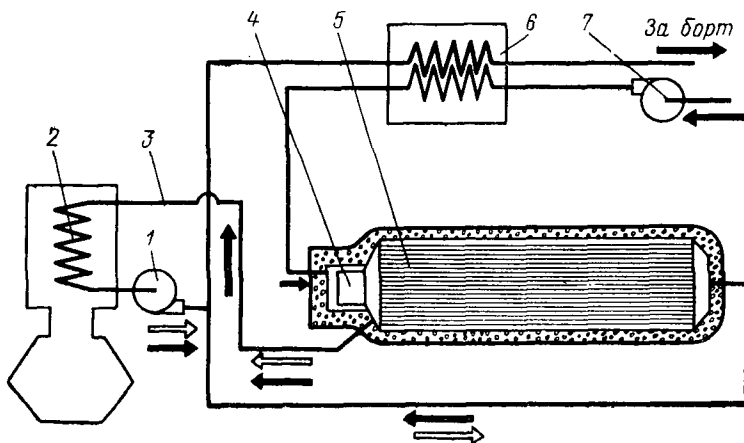


Рис. 38. Принципиальная схема энергетической установки для подводного хода с двигателем Стирлинга и тепловым аккумулятором.

1 — насос; 2 — двигатель Стирлинга; 3 — подвод горячего теплоносителя; 4 — камера сгорания; 5 — тепловой аккумулятор; 6 — теплообменник (экономайзер); 7 — воздушный компрессор.

⇔ — перезарядка; → — работа от аккумулятора.

Под тепловым аккумулярованием понимается весь цикл, включающий увеличение внутренней энергии материала при нагревании, пребывание его в этом состоянии в течение определенного периода и возвращение в систему накопленной энергии с преобразованием части ее в механическую работу в двигателе.

Принципиальная схема энергетической установки с ДВГТ и тепловым аккумулятором, разработанной для использования на подводных лодках, приведена на рис. 38 [3, 30].

Современные теплоизолирующие материалы и методы теплоизоляции позволяют создавать аккумуляторы, в которых потери теплоты не превышают 5—10% в сутки. Наиболее трудную задачу представляет подбор материала с высокой теплоаккумулирующей способностью.

Материалы, используемые для аккумулирования энергии, должны иметь высокую теплоемкость (или большую теплоту плавления) и высокую плотность. Кроме того, они должны быть химически стабильными и не должны реагировать с материалами, из которых изготовлены контейнеры и теплопроводы. На рис. 39 дано сравнение теплоаккумулирующей способности различных материалов на единицу массы и объема. Там же приведено максимальное значение температуры, характерной для данного теплоносителя. За минимальное значение принято 540°C — температура, при которой еще обеспечивается достаточно эффективная работа двигателя.

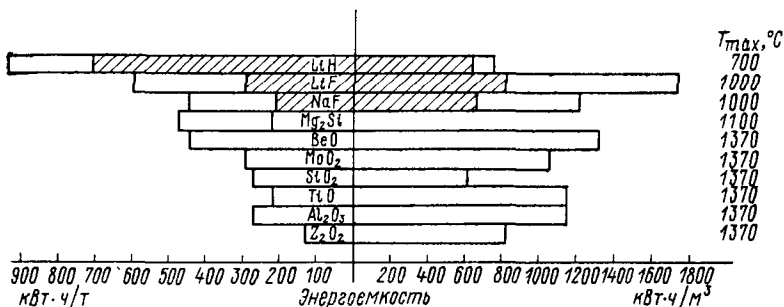


Рис. 39. Удельная теплоаккумулирующая способность различных материалов на единицу массы и объема.

$T_{\min} = 540^{\circ}\text{C}$

□ — теплота нагрева;

▨ — скрытая теплота плавления.

Первые четыре материала представляют собой расплавы солей, в которых энергия накапливается в основном за счет теплоты плавления. Остальные материалы — твердые, накопление энергии в них происходит только за счет теплоемкости. Их недостатком является то, что по мере расходования энергии температура аккумулятора снижается. Необходимость контейнеризации, обеспечения теплоизоляции и интенсивной теплопередачи при работе установок делают расплавы солей наиболее удобными для применения в качестве теплоаккумуляторов.

Из расплавов лучшими по удельным характеристикам являются гидрид лития LiH (теплота плавления 640 ккал/кг) и фторид лития LiF (теплота плавления 250 ккал/кг), причем фторид лития предпочтителен ввиду более высокой температуры плавления (842°C ; температура плавления LiH 680°C), а также потому, что гидрид лития при температурах чуть выше точки его плавления уже диссоциирует. Из особо жаростойких материалов для контейнера наиболее перспективным оказывается окись алюминия Al_2O_3 , имеющая теплоту плавления около 420 ккал/кг при 1550°C .

Энергоемкость установки с ДВПТ, работающим от теплового аккумулятора, достигает 0,2 кВт·ч/кг, что примерно в 5—8 раз выше энергоемкости установки, состоящей из электродвигателя и свинцово-кислотной аккумуляторной батареи.

Применение аккумуляторов теплоты выдвигает некоторые специфические проблемы, в частности подбор материала контейнера для хранения теплоаккумулятора. Исследовательская лаборатория фирмы Джeneral Моторс провела экспериментальное исследование коррозионной стойкости различных материалов по отношению к фториду лития. Пять капсул из различных сплавов (310 SS, Хастеллой Н, Хайнесс-25, Инконел-600, Инконел-750), содержащие LiF высокой чистоты, выдержали 1200 температурных циклов продолжительностью около 3 ч каждый с изменением температуры от 425 до 870° С. Результаты испытаний были удовлетворительными для всех материалов, но лучшим из них по стойкости оказался Хастеллой.

Проблемным вопросом является также обеспечение теплопередачи от аккумулятора теплоносителю. Наилучшим решением в настоящее время считается использование тепловых труб, основные особенности которых описаны в § 10. Изменение фазового состояния теплоаккумулирующего вещества приводит к изменению его объема. Так, объем LiF при затвердевании расплава уменьшается почти на 50%, что приводит к появлению внутренних каверн. Если каверна образуется на теплопередающей поверхности, то двигатель не сможет развить полной мощности при разрядке аккумулятора, а при зарядке аккумулятора могут перегреться и разрушиться нагревающие элементы. Кроме того, форма и расположение каверн сильно влияют на величину внутренних напряжений в материале контейнера. Экспериментально установлено, что медленная разрядка аккумулятора вызывает появление каверн большого размера, а быстрое охлаждение приводит к появлению множества мелких каверн.

§ 20

Зарубежные установки подводного хода с окислением металлов

Установки с окислением (сжиганием) металлов наиболее перспективны для использования на подводных аппаратах [30] из-за сравнительно высокой теплоты реакции и отсутствия газообразных продуктов сгорания. Последнее качество важно как с точки зрения экономичности (не требуется затрат мощности на выброс газов за борт), так и с точки зрения незагрязненности среды [30].

В установках этого типа сжигание производится путем смешивания жидкого металла с окислителем. Для практической

реализации источников энергии в виде сжигаемых металлов в судовых установках необходимо учитывать ряд условий, перечисленных ниже.

Реакция должна быть управляемой и иметь высокую теплоту по массовым и объемным показателям. Температура реакции не должна превышать пределов жаростойкости современных конструкционных материалов. Продукты сгорания при расчетной температуре реакции не должны быть газообразными. Образование твердых продуктов также не очень желательно, поскольку они могут создать изолирующий слой в зоне реакции. Кроме того, твердые продукты, увеличивая вязкость расплава, ухудшают циркуляцию жидкости.

В закрытой системе объем продуктов реакции не должен сильно отличаться от объема металлического топлива. Как реагенты, так и продукты реакции должны быть нетоксичными. Это особенно важно для защиты обслуживающего персонала, поскольку установки рассматриваемого типа применяются в основном на подводных аппаратах [30].

Топливо и окислитель должны хорошо сохраняться в течение длительных периодов времени. Для возможности размещения реагентов в эластичной емкости вне прочного корпуса подводного аппарата желательно, чтобы плотность реагентов была равна плотности морской воды, тогда при работе установки не будет изменяться плавучесть аппарата.

Реагенты должны быть по возможности доступными и дешевыми.

К сожалению, сочетаний топлива и окислителя, которые удовлетворяли бы всем перечисленным требованиям, в природе нет. Энергетические характеристики различных сочетаний металл — окислитель приведены на рис. 40. По перечисленным критериям с учетом удельной энергоемкости наиболее пригодны для подводных установок системы с использованием лития в качестве топлива и различных фреонов или шестифтористой серы в качестве окислителя [18, 30].

В исследовательской лаборатории фирмы Джeneral Моторс проведен ряд экспериментов по сжиганию лития в открытой и закрытой системах. В открытой системе окислитель (C_4F_8 , SF_6 , ClF_3) подавался по металлической трубке к расплаву лития. При этом если трубка была размещена под поверхностью расплава, воспламенение начиналось после прорыва газом защитной пленки на поверхности расплава. Если трубка с окислителем располагалась над поверхностью расплава, то воспламенение можно было получить тремя способами:

- механическим разрывом поверхностной пленки;
- формированием электрической дуги на поверхности;
- введением капли воды на поверхность расплава.

После воспламенения наблюдалось стабильное горение, регулируемое изменением количества подаваемого окислителя.

Сгорание лития в большинстве случаев было полным. Получаемый в результате реакции осадок в тигле можно было соскоблить и отмыть горячей водой, что позволяет сделать вывод о возможности повторного использования реакторного контейнера в установках такого типа.

В закрытой системе осуществлялась беспламенная реакция. При подаче окислителя (фреоны, SF_6) в расплав температура расплава увеличивалась, причем реакция легко регулировалась изменением подачи окислителя.

В экспериментальной установке сосуд-реактор с окислением лития фреоном был помещен около нагревателя двигателя

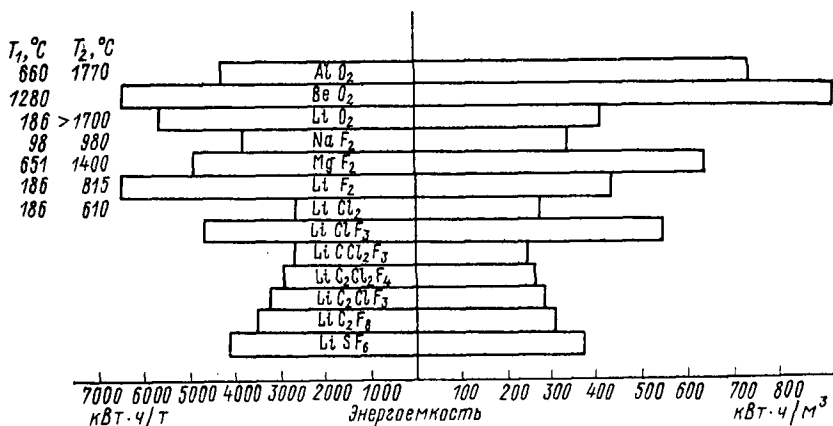


Рис. 40. Энергетические характеристики систем окисления металла для различных сочетаний металл—окислитель.

T_1 — температура плавления топлива, $^\circ\text{C}$; T_2 — температура реакции, $^\circ\text{C}$.

Стирлинга мощностью 0,185 кВт. Несмотря на то что излучение было единственным способом теплопередачи к нагревателю (а это, естественно, ограничивало общие характеристики системы), двигатель работал устойчиво с регулированием режима нагрузки в широком диапазоне.

Энергетическую установку подводного аппарата, состоящую из двигателя Стирлинга и системы окисления металлов, зарубежные специалисты предлагают компоновать следующим образом.

Окислитель размещают в эластичной емкости за пределами прочного корпуса. Давление паров окислителя при температуре окружающей воды и давление воды обеспечивают подачу окислителя в реактор без насоса и испарителя. Окислитель вводится ниже поверхности расплава лития. Трубы нагревателя двигателя погружены прямо в реактор с расплавом. Для интенсификации теплопередачи к трубам нагревателя, а также для боль-

шей однородности концентрации и температуры расплав постоянно размешивается.

При наблюдаемой температуре реакции (930—980°С) соли, получающиеся в результате реакции, плохо растворимы в литии. Поэтому образуются два слоя, один из которых состоит преимущественно из лития, а другой — из соли. Большая плотность второго слоя содействует отделению продуктов реакции от металлического топлива и поддержанию в зоне реакции богатого топливом раствора.

Параметрический анализ, выполненный морской инженерной лабораторией ВМФ США [18, 30], позволил сопоставить

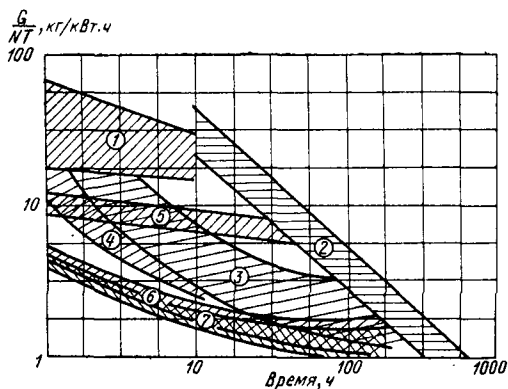
Рис. 41. Зависимость удельной массы различных энергетических систем мощностью 50 кВт для подводного использования от расчетного времени работы.

Установки с различными типами двигателей:

1 — аккумуляторные батареи; 2 — атомная энергетическая установка; 3 — топливные элементы; 4 — установка с маховиком.

Установки с двигателями Стирлинга:

5 — с тепловым аккумулятором; 6 — со сжиганием металла в F_{II} ; 7 — со сжиганием металла в SF_6 .



удельные массы энергетических систем различного типа (рис. 41). Сравнение проводилось для энергетической установки мощностью 50 кВт [30]. При расчете удельной массы не учитывали массу прочного корпуса и плавучих материалов, необходимых для обеспечения нулевой плавучести. Вместе с тем для малых расчетных периодов эксплуатации (до 10 ч) удельная масса установки с двигателем Стирлинга и топливным аккумулятором значительно меньше, чем удельная масса установки со свинцово-кислотными аккумуляторными батареями и электродвигателями.

При времени эксплуатации от 10 до 100 ч масса установки с двигателем Стирлинга, работающим на теплоте, получаемой от сжигания металлов, значительно меньше, чем масса энергетических систем всех других типов, в том числе установки с топливными элементами.

§ 21

Судовые холодильные установки, работающие по циклу Стирлинга

Двигатель Стирлинга очень легко превратить в холодильную машину. Для этого достаточно к трубкам нагревателя, тепер уже конденсатора, подвести не теплоту, а охлаждаемую

среду и обеспечить вращение машины от постороннего источника. Рабочий газ будет совершать цикл, характерный для холодильной машины: сжатие, охлаждение в холодильнике, омы-
 ваемом водой, дополнительное охлаждение в регенераторе, рас-
 ширение при низкой температуре с отбором теплоты от охлаж-
 даемой среды через трубки конденсатора и дальнейшее изохор-
 ное перемещение газа в полость сжатия. В качестве рабочего
 газа используется водород или гелий. Холодопроизводительность

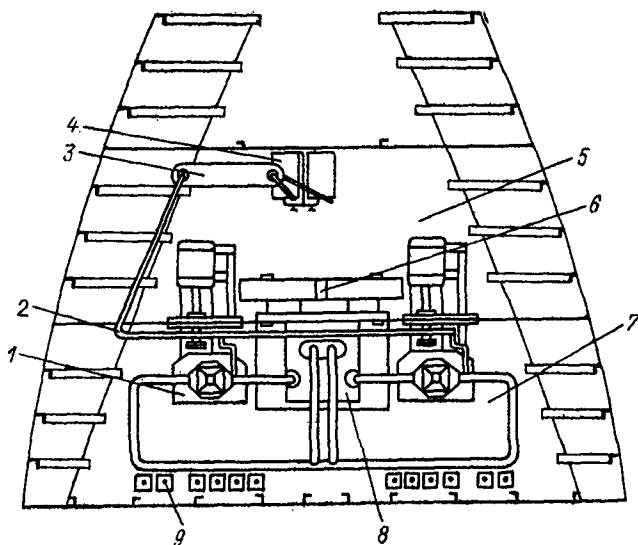


Рис. 42. Установка для сжижения этилена на голландских газовозах «Тевинот» и Тракуайр».

1 — холодильная машина; 2 — трубопровод испарившегося этилена;
 3 — водяной холодильник; 4 — водяной насос; 5 — отсек управления;
 6 — отсек холодильных машин; 7 — трубопровод сжиженного эти-
 лена; 8 — емкость; 9 — баллоны с водородом.

установки определяется потребляемой мощностью и зависит от температуры конденсации газа, температуры охлаждающей воды, среднего давления цикла и частоты вращения машины.

Холодильные машины, работающие по циклу Стирлинга, целесоо-
 образно использовать в судовых установках, где требуется
 сжижение газа с охлаждением до температуры минус 100—
 200°С. Они пригодны для сжижения перевозимого газа (эти-
 лена, метана) на газовозах, производства кислорода для само-
 летов на авианосцах, получения жидкого воздуха для замора-
 живания ценной рыбы и крабов, производства чистого азота для
 изоляции взрыво- и пожароопасных грузов или жидкого азота
 для глубокого замораживания контейнеров на контейнеровозах.

В принципе холодильные машины, работающие по циклу
 Стирлинга, можно использовать и для сжижения газов с более

высокой температурой конденсации, таких, как этан (-88°C), пропилен (-47°C), пропан (-42°C), аммиак (-33°C), там, где в настоящее время применяются обычные фреоновые установки.

На рис. 42 показана установка для сжижения этилена, примененная на голландских газовозах «Тевийот» и «Тракуайр», вступивших в эксплуатацию в 1966 г. и используемых для пе-

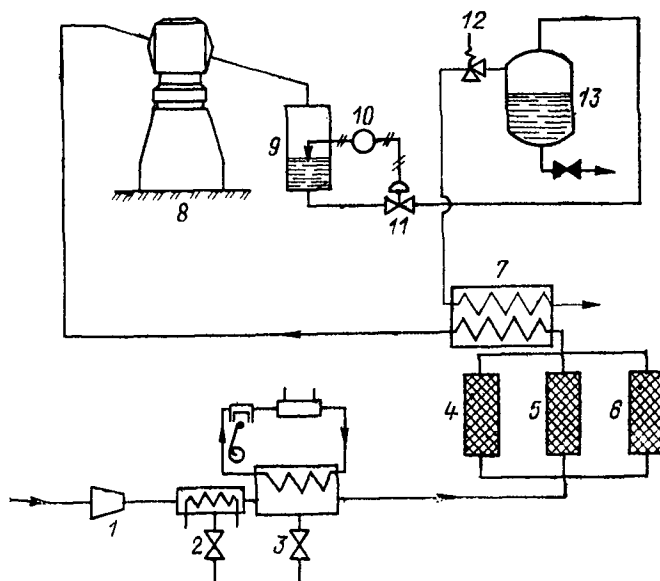


Рис. 43. Схема судовой холодильной установки, работающей по циклу Стирлинга для получения жидкого воздуха.

1 — компрессор; 2 — водяной холодильник; 3 — фреоновый холодильник; 4—6 — абсорберы; 7 — теплообменник; 8 — холодильная машина; 9 — сосуд; 10 — регулятор уровня; 11 — распределительный клапан; 12 — клапан; 13 — баллон.

ревозки этилена между Англией и Нидерландами. Установка состоит из двух одноцилиндровых агрегатов, причем необходимая холодопроизводительность обеспечивается одним агрегатом. Второй агрегат составляет, в соответствии с требованиями классификационных обществ, 100% -ный резерв. Агрегатная и пост управления разделены переборкой.

Схема судовой холодильной установки для получения жидкого воздуха дана на рис. 43. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 1 и охлаждается в водяном 2 и фреоновом 3 холодильниках, где от него отделяется водный конденсат. В одном из трех абсорберов 4, 5 или 6 воздух очищается от CO_2 , и содержание водяных паров уменьшается до точки насыщения,

соответствующей —70° С. В теплообменнике 7 с противотоком воздух охлаждается до температуры сжижения и поступает в холодильную машину 8, работающую по циклу Стирлинга, где сжижается. Жидкий воздух через сосуд 9, уровень в котором регулируется расширительным клапаном 11 и регулятором уровня 10, поступает в баллон 13, откуда и направляется потребителям. Испаряющийся воздух через клапан 12 поступает на теплообменник 7.

Параметры установки для получения жидкого воздуха (фирмы Веркспур), которые включают холодильные машины, работающие по циклу Стирлинга, приведены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры установки для получения сжатого воздуха

Показатели	Вид установки	
	обычного исполнения	тропического исполнения
Температура воздуха и морской воды, °С	7	32
Температура охлаждающей пресной воды, °С	15	40
Производительность установки жидкого воздуха, кг/ч	129	119
Давление жидкого воздуха, кгс/см ²	1,1	1,1
Количество воздуха, подаваемого в компрессор, кг/ч	157	145
Холодопроизводительность фреоновой установки, ккал/ч	549	2270
Потребление энергии, кВт:		
компрессором	9,9	10,5
фреоновой установкой	0,2	1,1
холодильной машиной	112,6	120,4
Количество теплоты для регенерации абсорбера	4,5	4,5
Итого, кВт	127,2	136,5
Расход пресной охлаждающей воды, м ³ /ч	14	15

Параметры, приведенные в таблице, показывают, что установка обеспечивает достаточную холодопроизводительность как при нормальных атмосферных условиях, так и при плавании в тропических районах. При этом снижение количества производимого жидкого воздуха в тропиках не превышает 8%, а соответствующее увеличение мощности холодильной машины составляет около 6,5%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Появившись сто шестьдесят лет назад, идея поршневого двигателя внешнего сгорания постоянно находила приверженцев, которые вносили ряд усовершенствований в создаваемые конструкции. Однако широкого развития двигатели этого типа так и не получили. Изобретенные на 80 лет позднее двигатели внутреннего сгорания очень быстро завоевали главенствующее положение во всех видах транспорта, в первую очередь в автомобильном и водном. Это объясняется тем, что дизели и карбюраторные двигатели отвечали в то время главной технической потребности общества, обеспечив создание достаточно экономичного, находящегося в постоянной готовности к действию двигателя с приемлемыми массогабаритными характеристиками.

Прошло семьдесят лет. Появились и получили развитие типы двигателей с принципиально новыми качествами. Реактивные двигатели вытеснили поршневые машины из авиации. Газовые турбины успешно заменили дизели там, где требуется большая мощность в сочетании с малой массой и габаритом. Построены подводные лодки и мощные ледоколы с атомными энергетическими установками, имеющие практически неограниченную дальность плавания. И только в диапазоне малых мощностей двигатели внутреннего сгорания не приобрели серьезных конкурентов, поскольку предъявляемые к энергетике требования не выходили за пределы возможностей существующих дизелей и бензиновых двигателей.

Однако настало время, когда достоинства двигателей внутреннего сгорания уже не являются столь бесспорными. Постоянный и все время усиливающийся энергетический кризис в странах Запада заставляет изобретать двигатели, где в каче-

стве источника энергии использовались бы не только продукты переработки нефти. Процесс урбанизации приводит к перенаселению крупных городов, скученности населения и, как следствие, к повышенному загрязнению окружающей среды.

Загрязняют среду в первую очередь выпускные газы; шум многочисленных двигателей различных видов транспорта заполняет улицы городов. Как меры борьбы с загрязнением атмосферы разработаны новые повышенные требования к составу выпускных газов и уровню шума, которым современные двигатели уже не удовлетворяют. Стоимость и массогабаритные показатели средств обесшумливания и очистки выпускных газов традиционных поршневых двигателей до уровня современных требований настолько велики, что внедрение их фирмами, строящими двигатели для городского транспорта, мало реально.

В наибольшей степени отвечает новым требованиям идея двигателя внешнего сгорания. Потенциальные качества многотопливности, малозумности, чистого выпуска делают создание этих двигателей особенно заманчивым, несмотря на трудности, с которыми это связано (в частности, применение жаропрочных материалов, отработка регенератора и др.):

Своеобразный тепловой баланс двигателя Стирлинга — то, что наибольшее тепловыделение происходит в охлаждающую среду — делает двигатель особенно целесообразным для водного транспорта, где в неограниченном количестве имеется охлаждающая среда — забортная вода — при постоянной для данной широты и сезона температуре. Сравнительно низкая температура охлаждающей среды ($4-15^{\circ}\text{C}$ для средних широт, $26-30^{\circ}$ для тропических районов) и, следовательно, большая разница температур нагревателя и холодильника позволяет обеспечить высокий к. п. д. двигателя.

Одно из специфических качеств двигателя Стирлинга — способность работы без атмосферного воздуха — может быть успешно реализовано на подводных аппаратах с установками малой мощности, там, где дизельная установка на искусственном воздухе получается громоздкой, а электроустановка со свинцово-кислотной аккумуляторной батареей не обеспечивает достаточной автономности плавания вследствие сравнительно малого энергозапаса. В этом плане большой интерес представляет создание энергетических установок с двигателем Стирлинга и тепловым аккумулятором в качестве источника энергии на борту подводного аппарата. Неоспоримым достоинством установок такого типа является полное отсутствие загрязнения водной среды какими-либо продуктами отхода, причем возможность многократного разогрева материала и теплоаккумулятора на судне обеспечения позволяет эффективно использовать аппарат при любых видах подводных исследований и работ.

Богатые потенциальные возможности двигателя Стирлинга, отвечающие сегодняшним потребностям общества, вызвали

бурные исследовательские работы, направленные на создание экономичной, надежной и достаточно дешевой машины, способной конкурировать с другими типами поршневых двигателей. В исследованиях были широко использованы современные знания из области термодинамики, процессов теплопередачи, химии веществ, динамики машин и методов современных вычислений. Однако, несмотря на десятилетние активные исследования, вопрос об оптимальных конструкциях остается открытым, поскольку постоянно выявляются все новые конструктивные возможности. Так, предложены и исследуются несколько совершенно различных конструктивных схем механизма, преобразующего движение поршней во вращение вала. Положительные результаты дают поиски оптимальных компоновок теплообменных аппаратов с целью существенного повышения к. п. д. двигателя, а также исследования в области создания нагревателей, действие которых основано на принципе передачи теплоты при фазовом превращении теплоагента, т. е. аналогично работе тепловых труб.

В развитии двигателей внешнего сгорания заинтересованы представители различных отраслей науки и техники, от судостроителей до строителей космических аппаратов. Несомненно, что в ближайшие годы будут достигнуты новые успехи в их конструировании и производстве, и серийно выпускаемые двигатели выйдут на мировой рынок. Тогда следует ожидать, что на всех малых катерах и в электростанциях судов двигатели Стирлинга постепенно вытеснят двигатели внутреннего сгорания.

Основные параметры двигателей Стирлинга,

Фирма (страна)	Год проектирования	Марка	Число цилиндров × рабочий объем цилиндра, см³	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения вала, об/мин	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	Среднее давление рабочего тела, (кгс/см²)
1	2	3	4	5	6	7	8
Филипс Глоейлампен Фабрикен (Нидерланды)	1967	2-235	2×235	85	3000	200	220
	1968	4-235	4×235	147	3000	204	220
	1968	4-S-1210	4×	265	1500	216	140
	1970	4-235	4×235	74	3000 (2500)	—	110
	1973	—	—	22,4	—	—	—
	1973	—	—	202	1600 (600)	224 (190)	220 (135)
Юнайтед Стирлинг (Швеция)	1968	4-615	4×615	150	2400	222	217
	1972	V4X	4×	48	3500	—	105
	1971	—	2×	20	1500	250	105
	1971	—	4×	59	3600	250	110
	1971	—	1×	14,7	—	245	110
	1971	—	4×	127	—	224	110
	1971	—	4×	147	—	230	150
	1973	—	—	1250	5000	—	—
Дженерал Моторс корп. (США)	1958	1050 1210	×320	59—66	1500	220	До 200
	1958	3015	2×166	22	1500	222	—
	1959	GPU-3 (РД, 1036P, GPU-1 GPU-2)	—	3 (до 10)	3000	207	—
	1960	—	—	425	—	218	—
	1972	—	4×	150 (125)	5000	—	—
Форд комп. (США)							

* Масса приведена без вспомогательных агрегатов.

разработанных зарубежными фирмами

Габарит, мм	Масса *, кг	Ресурс, ч	Удельная масса, кг/кВт	Тип передаточного механизма; исполнение двигателя	Назначение двигателя	Источник
9	10	11	12	13	14	15
—	—	—	—	Ромбический механизм	Судовой (прогулочная яхта)	[35]
1250×520× ×1100	757	10 000	5,2	Ромбический механизм	Судовой (прогулочная яхта),	[35], [42]
1135×650× ×1645	1000	10 000	3,8	Ромбический механизм двойного действия	Корабельный (по заказу ВМС США)	[3], [31]
1250×520× ×1100	750	—	10,2	Ромбический механизм	Транспортный (городские автобусы)	[39], [42]
750×450× ×450	100	—	3,4	Косая шайба; двойного действия	Судовой (для подводных аппаратов)	[23]
—	—	—	—	—	Транспортный (автомобильный)	[27]
1300×650× ×1250	900+1000	10 000	6,8	Ромбический механизм	Транспортный; судовой	[35], [44]
—	125	10 000	2,6	Кривошипно-шатунный механизм двойного действия	Транспортный (автомобильный)	[35], [42]
450×300× ×700	110	10 000	5,57	Ромбический механизм	Проект — привод генератора	[43]
650×300× ×700	200	8 000	3,4	—	Проект — автомобильный	[43]
350×300× ×700	70	10 000	4,76	Ромбический механизм	Проект — прогулочный катер	[43]
1300×500× ×1200	1000	10 000	7,75	Ромбический механизм	Проект — судовой	[43]
1300×550× 1200	1300	10 000	8,85	Ромбический механизм	Проект — дорожные машины	[43]
—	1400	10 000	1,2	Косая шайба двойного действия	Корабельный (для ПЛ)	[39]
—	—	—	—	—	Лабораторный образец	[3], [14], [18]
—	160	—	7,2	Ромбический механизм	Судовой (для подводных аппаратов)	[3], [14], [18]
865×610× ×712	136 (с регенератором)	—	45,4 (с регенератором)	Ромбический механизм	Привод электрогенератора частотой 400 Гц	[3], [14], [18]
—	—	—	—	—	Двигатель торпеды	[3], [14], [18]
—	—	—	1,77—2,18	Косая шайба двойного действия	Автомобильный	[35]

Фирма (страна)	Год проектирова- ния	Марка	Число цилиндров × рабочий объем ци- линдра, см³	Мощность номи- нальная, кВт	Частота вращения вала, об/мин	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	Среднее давление рабочего тела, (кгс/см²)
1	2	3	4	5	6	7	8
МАН/МВМ (ФРГ)	1967	—	1×95	7,4	3000	—	105
	1968	1—400	1×400	22	1500	272	115
	1968	4—400	4×400	85	1500	272	115

* Масса приведена без вспомогательных агрегатов.

Продолжение

Габарит, мм	Масса *, кг	Ресурс, ч	Удельная масса, кг/кВт	Тип передаточного механизма; исполнение двигателя	Назначение двигателя	Источник
9	10	11	12	13	14	15
1 1 1	1 1 1	1 1 1	1 1 1	Кривошипный механизм Ромбический механизм Ромбический механизм	Лабораторный образец Лабораторный образец Транспортный; привод электрогенератора	[26], [27] [26], [27] [26], [27]

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев В. И., Меркулов А. П. Двигатель внешнего сгорания. Авторское свидетельство на изобретение № 376590, 1973. Бюллетень изобретений № 17.
2. Балаиди С. С. Бесшатуиные двигатели внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1972.
3. Бродский Ю. Ф., Мышинский Э. Л. Перспективы применения двигателя Стирлинга в судостроении.— «Судостроение за рубежом», 1970, № 9 (45), с. 12—21.
4. Буидин А. А. Термодинамический анализ цикла Стирлинга.— «Известия вузов». Серия «Машиностроение», 1969, № 12, с. 106—109.
5. Елисеев В. Б., Сергеев Д. И. Что такое тепловая труба? М., «Энергия», 1971.
6. Елистратов Ф. М., Мышинский Э. Л. Современное состояние и перспективы развития судовых дизельных и газотурбинных установок.— «Судостроение», 1972, № 3, с. 30—36.
7. Елистратов Ф. М., Мышинский Э. Л. Производство судовых двигателей на судостроительных предприятиях Швеции.— «Судостроение за рубежом», 1972, № 5, с. 15—18.
8. Ковтун Б. Н., Наумов В. Н., Нестереико В. Б. Цикл Стирлинга на диссоциирующем газе.— «Известия АН БССР». Серия «Физико-технические науки», 1967, № 1, с. 35—39.
9. Лучини Б. Н. Двигатель Стирлинга и перспективы его применения на автомобилях.— Реферативный обзор. М., 1966.
10. Мышинский Э. Л. Поршневые двигатели новых типов и возможности их использования на судах.— «Судостроение», 1972, № 1, с. 23—27.
11. Смирнов Г. В. Двигатель внешнего сгорания.— «Знание», серия XX, М., 1967.
12. Beukering N., Ivan C., Fokker N. Where Philips stands on the Stirling engine.— «Automotive Engine», 81, 1973, N 7.
13. Buck K. E. Experimental efforts in Stirling engine development.— Paper ASME, 1968, No. WA/ENER-3,5, p. 92—96.

14. Chironis Nicholas P. Stirling engines for underwater vehicle jobs.— "Product Engineering", December 1, 1969, p. 100—102.

15. Davis S. R., Henein N. A., Singh T. Emission characteristics of the Stirling and other engines. 5th Intersoc. Energy Conver. Eng. Conf., San Diego, Calif., 1972, p. 887—895.

16. Environmental characteristic of Stirling engines and their present state of development in Germany and Sweden. X International Congress Combust. Engines, Washington, 1973. Auth.: Alm C. B. X., Carlqvist S. L., Kuhlmann P. F., Silverquist K. N., Zacharias F. A.

17. Grahn Per Gorun. Improvements in hot gas engine heater heads. Патент Великобритании, кл. BIS (FOIB 29/10), N 1346042.

18. Heffner F. E., Meijer R. I. Will Stirling go H_2O ? — "SAE Journal", 1966, vol. 74, N 3, p. 88—89.

19. Horton J. H. Military engines for ground power.— "Automotive Industries", 1966, vol. 134, N 9, p. 65—67.

20. Iron titanium hydrid as a source of hydrogen fuel for stationary and automotive applications. 26th Power Sour. Symp. Proc., 1974, Red Bank, N. J., s. a., 11—17. Auth.: Reilly J. J., Hoffman K. C., Strickland G., Wiswall R. H.

21. Jaspers H. A., Pre F. K. Stirling engine design studies of an underwater power system and a total energy system.— VIIIth Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. Proc., Philadelphia, 1973, p. 588—593.

22. Jorissen H., Dieter. Autoabgase und dann Wasserstoff.— Umwelt", 1975, N 1, S. 41—43.

23. Kelly D. A. R. C-engine with the Stirling cycle. Патент США, кл. 60—24, № 3488945.

24. Kelly D. A. Stirling engine power system. Патент США, кл. 60—24, № 3509719.

25. Kolin J. The Stirling cycle with nuclear fuel.— "Nuclear engineering international", 1968, vol. 13, N 151, p. 1028—1039.

26. Kuhlmann P., Zupf N. Der Stirling motor — eine neue Kraftmaschine, — "Antrieb", 1971, Bd. 18, N 1, S. 8—12.

27. Kuhlmann P. Das Kennfeld des Stirlingmotors.— MTZ, 1973, Bd. V, N 5, S. 135—139.

28. Lienesch J. N., Wade W. R. Stirling engine operates quietly with almost no smoke and odor and with little exhaust emission.— "SAE Journal", 1969, vol. 77, N 1, p. 40—44.

29. Lowe I. F. Helium enhances Stirling qualities.— "Design News", 1973, vol. 28, N 4, p. 56, 57.

30. Mattavi J. N., Heffner F. E., Miklos A. S. The Stirling engine for underwater vehicle applications.— "SAE preprints", s. a., N 690731, p. 25—29.

31. Meijer R. I. Der Philips — Stirling-motor.— MTZ, N 7, 1968.

32. Meijer R. I. The Philips—Stirling engine.— "De Ingenieur", 1969, vol. 81, p. W69—W79, W81—W93.

33. Meijer R. I. The Philips—Stirling thermal engine.— Thesis Technical University, Delft, November 1960.

34. Meijer R. I. Rebirth of the Stirling engine.— "Science Journal", 1969, vol. SA, N 2, p. 31—37.

35. Moon I. F. European progress with Stirling engines.—“Diesel and Gas Turbine Progress”, 1972, vol. IX—X, p. 74—77.
36. Neelen G. Vacuum brazing of complex heat exchanger for the Stirling engine.—“Welding Journal”, 1970, May, p. 381—386.
37. Qvale E. B., Smith I. L. A mathematical model for steady operation of Stirling-type engine.—“Transactions of ASME”, 1968, N 3.
38. Qvale E. B., Smith I. L. An approximate solution for the thermal performance of a Stirling engine regenerator.—“Transactions of ASME”, 1969, N 2.
39. Rakowski M. Silnik Stirlinga do napędu okretow podwodnych.—“Prseglad morski”, XI, t. 27, 1973.
40. Rios P. A., Smith I. L. An analytical and experimental evaluation of the pressure-drop losses in the Stirling cycle.—“Transactions of ASME”, 1970, N 2.
41. Stirling engines in traction applications. CIMAC IXth International Congress on Combustion Engines, Stockholm, 1971, 32 pp. Auth.: Neelen G., Ortegren L., Kuhlmann P., Zacharias F.
42. The Stirling engine for many duties.—“Shipbuilding & Marine Engineering International”, March, 1973.
43. The Stirling Engine. Проспект фирмы United Stirling, Sweden, 1970.
44. The Stirling Engine 4615. Design, features and performance. Проспект фирмы United Stirling, Sweden, 1971.
45. Wasserstoff — Treibgas. Alternativen zum Benzin und Dieselöl? — “Auto, Mot. und Zubehör”, 1974, 62, N 4, S. 114—116.
46. Zacharias. Betrachtungen zu neuen Verbrennungssystem des Stirling-Hei gasmotors.—MTZ, 1971, 32, N 1, S. 1—5.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Общие понятия о поршневых двигателях внешнего сгорания . . .	5
§ 1. Термодинамический цикл	—
§ 2. Принцип действия	10
§ 3. Преимущества двигателя внешнего сгорания. Область целесообразного применения в судостроении	13
Глава II. Конструкции поршневых двигателей внешнего сгорания . . .	15
§ 4. Классификация конструкций	—
§ 5. Основные компоновочные схемы	18
§ 6. Механизмы передачи движения	22
§ 7. Уплотнение рабочего контура	26
§ 8. Нагреватель	28
§ 9. Регенератор	31
§ 10. Тепловые трубы	32
§ 11. Система внешнего сгорания	34
Глава III. Характеристики двигателей внешнего сгорания	37
§ 12. Система регулирования мощности	—
§ 13. Нагрузочные и скоростные характеристики	40
§ 14. Токсичность выпускных газов	44
§ 15. Уровни вибрации и шума	47
Глава IV. Судовые энергетические установки с двигателями внешнего сго- рания	51
§ 16. Установки малых катеров	—
§ 17. Зарубежные установки подводного хода с использова- нием углеводородного топлива и кислорода	52
§ 18. Установки, использующие водород в качестве топлива	54
§ 19. Зарубежные установки подводного хода с тепловыми аккумуляторами	56
§ 20. Зарубежные установки подводного хода с окислением металлов	58
§ 21. Судовые холодильные установки, работающие по циклу Стирлинга	61
Закключение	65
Приложение	69
Указатель литературы	72

ЭРНСТ ЛЕОНИДОВИЧ МЫШИНСКИЙ,
МИХАИЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ РЫЖКОВ-ДУДОНОВ

**СУДОВЫЕ
ПОРШНЕВЫЕ
ДВИГАТЕЛИ
ВНЕШНЕГО
СГОРАНИЯ**

Редактор А. И. Варковецкая
Художественный редактор В. Т. Левченко
Технический редактор Р. К. Чистякова
Корректор А. В. Коваль
Оформление обложки художника А. И. Бородина

Сдано в набор 2/I 1976 г. Подписано к печати 27/V 1976 г. М-43345. Формат издания 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 4,75. Уч.-изд. л. 4,6. Тираж 2700 экз. Заказ № 252. Цена 24 коп. Изд. № 3178—75.
Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая ул., 14.