

621.432
Д 284

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА

Под редакцией
М. Г. Круглова

450819

Студенческий клуб
зая ВПИ

Всесоюзная
ВПИ



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1977 г.

450819

Авторы: В. Н. Даниличев, С. И. Ефимов, В. А. Звонов,
М. Г. Круглов, А. Г. Шувалов

Рецензент д-р техн. наук проф. А. Д. Суслов

Двигатели Стирлинга. Под ред. М. Г. Круглова. М.
Д22 «Машиностроение», 1977.

150 с.

На обороте тит. л. авт.: В. Н. Даниличев, С. И. Ефимов, В. А. Звонов и др.

Книга знакомит читателя с поршневыми двигателями, имеющими внешний подвод теплоты, — с двигателями Стирлинга. В ней приведены сведения из теории рабочего процесса этих двигателей, рассмотрены их кинематика, динамика и характеристики. Описаны некоторые конструкции двигателей Стирлинга, а также их особенности и перспектива развития.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся исследованиями и созданием двигателей с внешним подводом теплоты.

Д 30305-150
038(01)-77 150-77

6П2.23

В последние годы увеличился интерес к двигателю Стирлинга. Этот двигатель, изобретенный в 1816 г., переживает свое второе рождение, что объясняется рядом его особенностей, которые в современных условиях приобретают важное значение.

Разработкой и созданием двигателей Стирлинга занимаются во многих странах мира. Изобретаются все новые схемы двигателей для реализации термодинамического цикла Стирлинга. Его пытаются использовать в самых различных областях науки и техники: создатели подводных и космических аппаратов, разработчики медицинской техники, конструкторы автомобилей будущего и др. Вследствие этого двигатели Стирлинга быстро совершенствуются. По некоторым показателям они уже достигли уровня современных дизелей, но по сравнению с последними имеют лучшие показатели по токсичности и уровню шума, могут работать практически с любым источником теплоты и т. д. Универсальность двигателя Стирлинга в отношении источника теплоты в сочетании с высоким к.п.д. позволяет рассчитывать на широкое будущее теплового двигателя этого типа.

Безусловно, для того чтобы двигатель Стирлинга завоевал рынок, необходимо еще многое сделать. Одной из главных задач является определение рациональных областей применения двигателей Стирлинга того или иного типа. Это даст возможность не только более рационально подойти к выбору конструкции и параметров двигателя, но и уменьшить проявление его недостатков. Уже первый опыт применения экспериментальных двигателей Стирлинга позволяет надеяться, что трудности, связанные с их развитием, преодолимы. Необходимо объединить усилия конструкторов, технологов и исследователей при решении основных проблем, препятствующих широкому использованию этих двигателей. К наиболее важным проблемам относятся разработка достоверных методов расчета рабочего процесса, выбор рациональных источников теплоты, рабочего тела и пара-

метров конструкции двигателя в зависимости от области его применения, создание надежных и достаточно простых систем регулирования, разработка и внедрение передовых технологических методов изготовления его деталей, дешевых и надежных материалов, совершенных и долговечных уплотнений, высокоэффективных и малогабаритных теплообменных аппаратов. Решение этих и других проблем зависит от назначения двигателя. Опыт создания, доводки, исследований и эксплуатации двигателей Стирлинга, который накоплен к настоящему времени, требует обобщения, что ускорит создание двигателей, годных для эксплуатации.

Авторы данной книги не ставили своей целью дать исчерпывающие материалы по двигателям Стирлинга. Они попытались раскрыть особенности двигателя и показать его потенциальные возможности, а также привлечь к двигателю Стирлинга внимание научно-технических кругов в нашей стране, чтобы определить его место в народном хозяйстве как источника энергии, позволяющего расширить и улучшить топливный баланс страны, уменьшить отрицательное воздействие на окружающую среду.

Все замечания и пожелания читателей авторы примут с благодарностью и учтут в своей дальнейшей работе.

ПРИНЦИП РАБОТЫ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ

Двигатель Стирлинга является тепловым газовым двигателем поршневого типа с внешним подводом теплоты. Он работает по замкнутому циклу. Процессы, протекающие в рабочих полостях двигателя, легче понять, если сравнить рабочий процесс двигателя Стирлинга с рабочим процессом поршневого двигателя внутреннего сгорания. С этой целью рассмотрим термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания и двигателя Стирлинга.

Для термодинамического цикла двигателей внутреннего сгорания (рис. 1) характерно следующее: сжимается холодное рабочее тело; в конце процесса сжатия и в начале расширения к рабочему телу подводится теплота Q_1' при $v = \text{const}$ и Q_1'' — при $p = \text{const}$; расширяется рабочее тело, нагретое до высокой температуры; в конце процесса расширения отводится некоторое количество теплоты (для возвращения рабочего тела в исходное состояние, соответствующее параметрам точки a).

При указанных выше условиях осуществления цикла работа расширения L_p больше работы сжатия $L_{сж}$. Получаемая в цикле полезная работа L_t эквивалентна площади диаграммы $acg'zba$:

$$L_t = L_p - L_{сж}. \quad (1)$$

Принципиально в любом тепловом двигателе для получения полезной работы необходимо сжимать холодное рабочее тело и расширять его после нагрева. Различие в циклах тепловых двигателей наблюдается лишь в осуществлении отдельных процессов.

В основе работы двигателя Стирлинга лежит термодинамический цикл, показанный на рис. 2. Этот цикл состоит из следующих процессов: сжатие по изотерме ac с отводом теплоты Q_2 ; подвод теплоты Q_1' при $V = \text{const}$; расширение по изотерме zb с подводом теплоты Q_1'' ; отвод теплоты Q_2' при $V = \text{const}$.

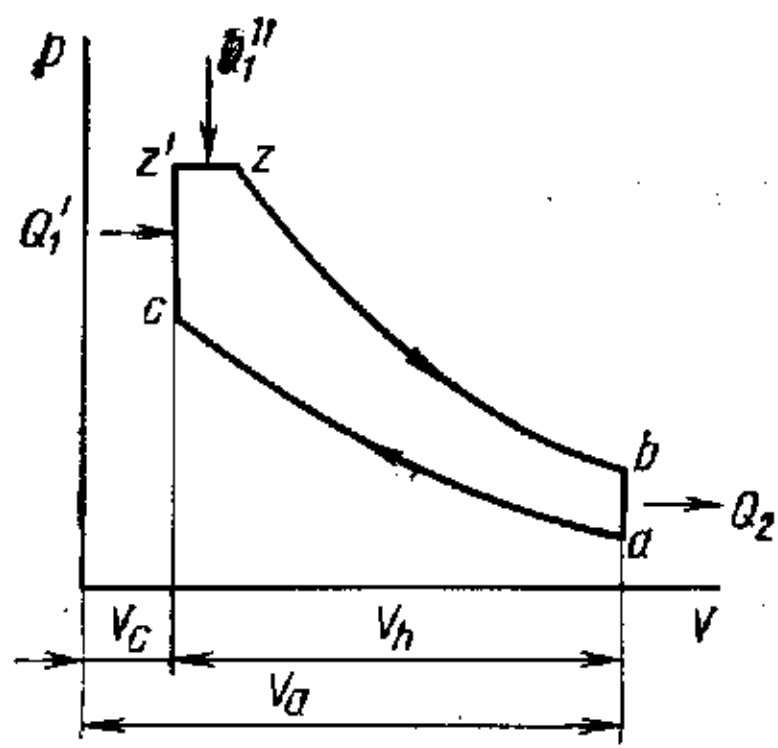


Рис. 1. Термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты

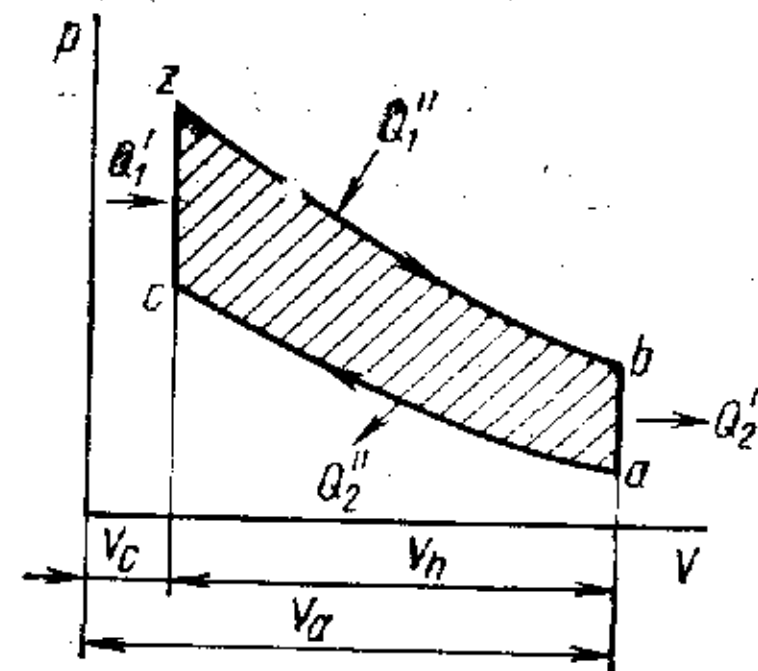


Рис. 2. Термодинамический цикл двигателя Стирлинга

Изотермическое сжатие происходит при низкой температуре T_2 и сопровождается отводом теплоты Q_2 (для обеспечения изотермичности процесса). Изотермическое расширение при высокой температуре T_1 происходит с подводом теплоты Q_1 (для обеспечения изотермичности процесса). Так как в процессе ba рабочее тело охлаждается от температуры T_1 до температуры T_2 , а в процессе подвода теплоты cz нагревается от T_2 до T_1 , количество теплоты Q_2 принципиально может быть регенерировано, т. е. сообщено рабочему телу в процессе cz его нагрева. Регенерация теплоты является отличительной особенностью цикла Стирлинга.

Полезная работа цикла Стирлинга также представляет собой разность работ: работы, полученной в процессе расширения, и работы, затраченной в процессе сжатия; эта разность эквивалентна площади $aczb$.

Двигатель Стирлинга работает по замкнутому циклу, поэтому его термодинамический цикл более точно отражает сущность рабочего цикла двигателя, чем термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания его работу.

ПРИНЦИП РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Принцип работы двигателя Стирлинга легче понять, если его сравнить с принципом работы двигателя внутреннего сгорания.

В двигателях внутреннего сгорания определенное количество свежего заряда (воздух в дизелях, смесь топливо — воздух в карбюраторных двигателях) сжимается поршнем в цилиндре. В дизелях в конце процесса сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, и смесь топлива с воздухом самовоспламеняется; в карбюраторных двигателях в конце процесса сжатия смесь топлива с воздухом принудительно воспламеняется от электрической

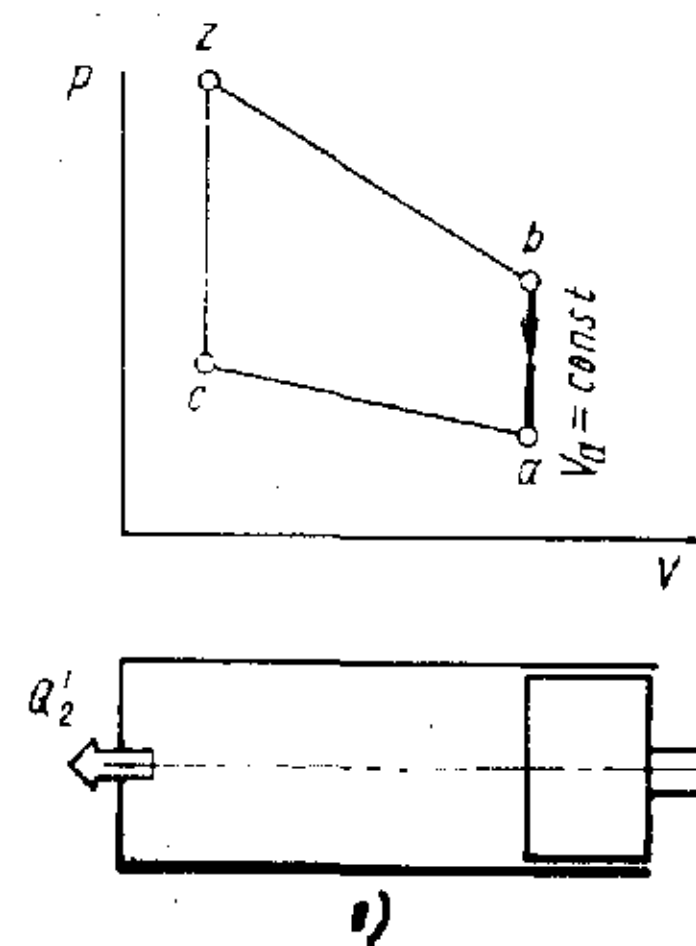
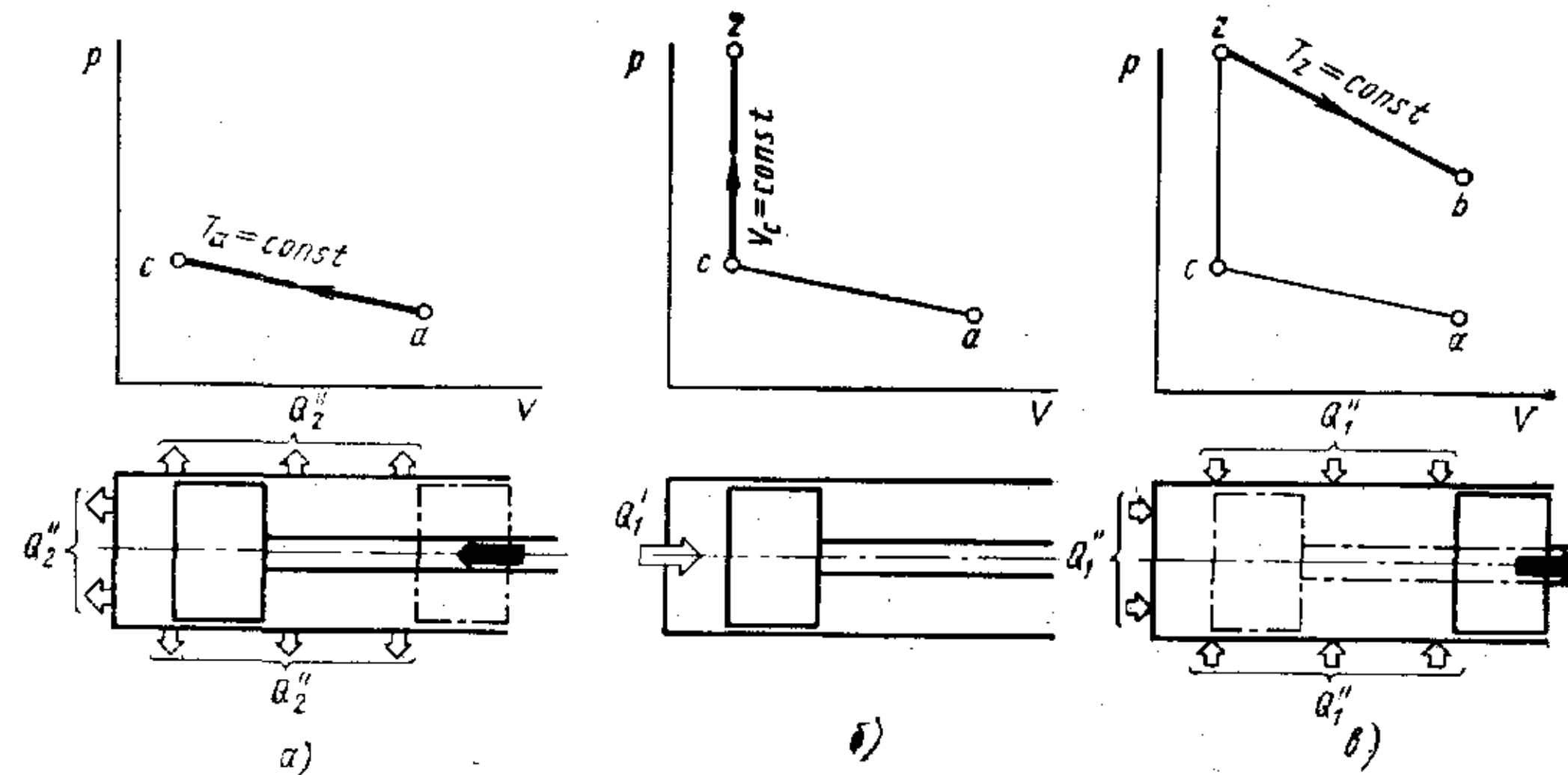


Рис. 3. Схема осуществления термодинамического цикла Стирлинга в поршневом двигателе

искры. Во время сгорания температура и давление в цилиндре резко возрастают. Процесс расширения, следующий за сгоранием, происходит при более высоких давлении и температуре, чем процесс сжатия. Избыточная работа цикла равна разности работ: полученной в процессе расширения и затраченной в процессе сжатия.

Этот же принцип сжатия определенного количества рабочего тела при низкой температуре и расширения его при более высокой температуре лежит в основе рабочего процесса двигателя Стирлинга.

Однако в двигателе Стирлинга теплота подводится к рабочему телу извне, в простейшем случае через стенку цилиндра.

Для объяснения принципа работы двигателя Стирлинга воспользуемся рис. 3. Примем, что в цикле участвует 1 кг рабочего тела и утечки отсутствуют. Процесс сжатия (рис. 3, а) начинается в момент, когда объем цилиндра $V_a = V_{\max}$, давление в нем равно атмосферному ($p_a = p_0$), а температура $T_a = T_2$.

Выделяющаяся в процессе сжатия теплота Q_2 рассеивается в окружающей среде, вследствие этого температура стенки, а следовательно, и температура рабочего тела поддерживается постоянной и равной T_a . Таким образом, в конце процесса сжатия (точка c) температура $T_c = T_a$, объем $V_c < V_a$, давление $p_c > p_a$ и работа, затраченная в процессе изотермического сжа-

тия, пропорциональна площади, ограниченной кривой ac , соответствующими ординатами и осью абсцисс.

В процессе нагревания (рис. 3, б) теплота через стенку цилиндра передается рабочему телу. При мгновенном подводе теплоты Q_1 к рабочему телу давление и температура в цилиндре возрастают. Объем цилиндра при этом принимается постоянным: $V_c = \text{const}$. Таким образом, в конце процесса подвода теплоты в точке z температура $T_z = T_1$, давление $p_z > p_c$ и объем $V_z = V_c$.

В процессе расширения рабочего тела (рис. 3, в) его температура поддерживается постоянной ($T_z = \text{const}$) за счет непрерывного подвода к нему теплоты Q_1 . Объем, занимаемый рабочим телом, в процессе расширения увеличивается, а давление в цилиндре уменьшается, при этом совершается полезная работа. Таким образом, в конце процесса расширения в точке b температура $T_b = T_z$, объем $V_b > V_z$, давление $p_b < p_z$. Работа, произведенная в процессе изотермического расширения, пропорциональна площади, ограниченной кривой zb , соответствующими ординатами и осью абсцисс.

В процессе охлаждения (рис. 3, г) теплота Q_2 мгновенно отводится от рабочего тела через стенку цилиндра. При этом давление в цилиндре падает. Теоретически температура изменяется при охлаждении скачком от $T_b = T_z$ до T_a , а объем остается постоянным: $V_b = V_a = \text{const}$. Тогда в конце процесса охлаждения в точке a температура T_a , давление $p_a < p_b$ и объем $V_a = V_b = V_{\text{max}}$. Таким образом, рабочее тело вернулось в исходное состояние.

Полезная работа, произведенная в цикле, пропорциональна площади $aczba$. При таком способе реализации цикла Стирлинга она мала и к.п.д. двигателя низкий, так как повторное нагревание и охлаждение рабочего тела сопровождаются значительными потерями теплоты.

Полезная работа за цикл может быть увеличена путем повышения начального давления цикла p_a . При этом, чтобы избежать большого одностороннего силового воздействия на поршень и уменьшить работу, затрачиваемую на сжатие рабочего тела, необходимо также увеличить давление под поршнем. Это давление может быть поддержано примерно постоянным и равным начальному давлению заполнения в системе путем введения закрытого буферного пространства.

К.п.д. двигателя можно увеличить, если видоизменить конструкцию так, чтобы температура стенки цилиндра не изменялась с изменением температуры рабочего тела.

Роберт Стирлинг решил эту проблему, введя в цилиндр еще один поршень, называемый вытеснительным, и разделив между поршнями функции перемещения рабочего тела, его сжатия и расширения (рис. 4). В этом случае назначение вытеснительного

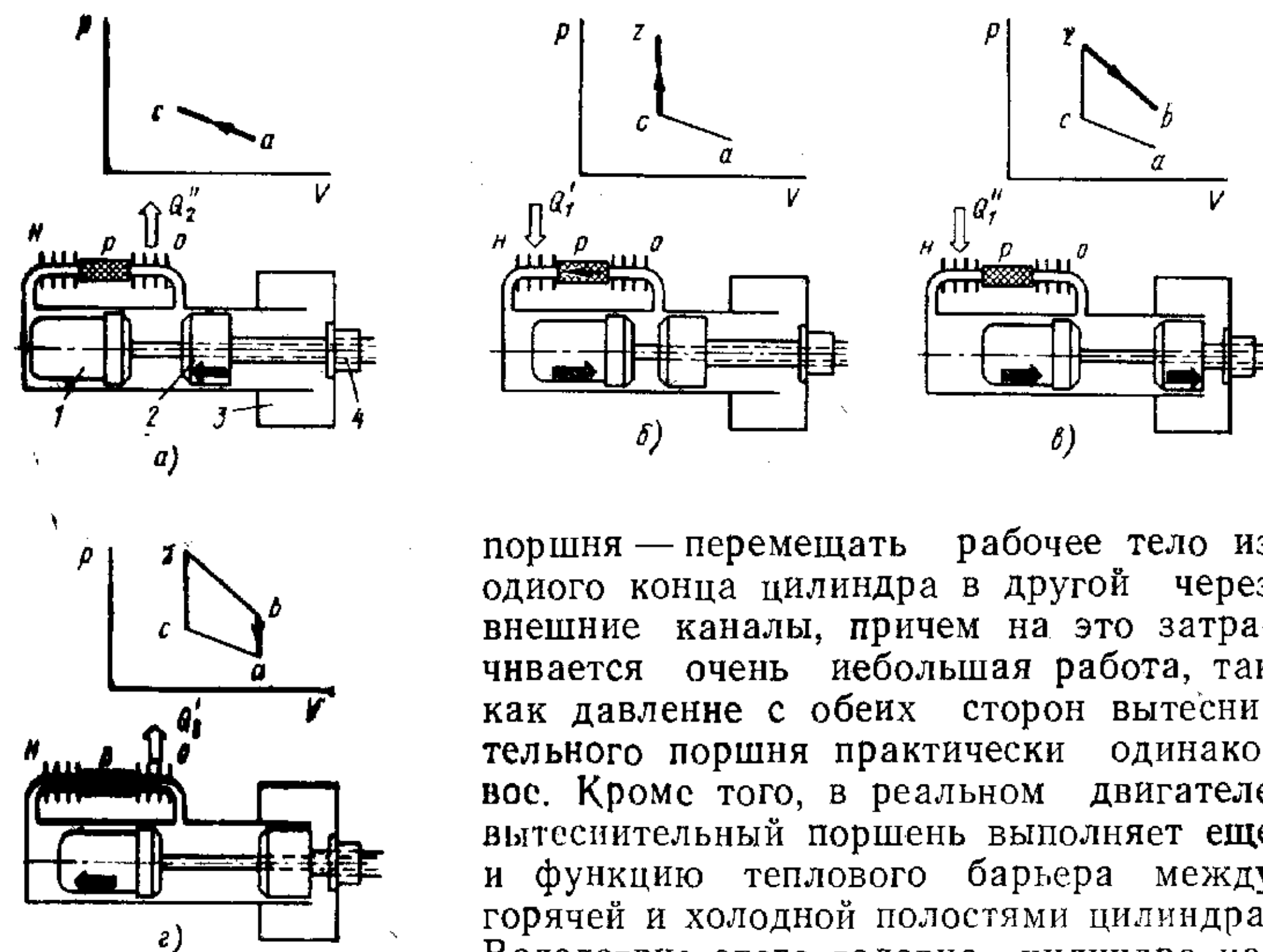


Рис. 4. Схема работы двигателя Стирлинга

поршня — перемещать рабочее тело из одного конца цилиндра в другой через внешние каналы, причем на это затрачивается очень небольшая работа, так как давление с обеих сторон вытеснительного поршня практически одинаково. Кроме того, в реальном двигателе вытеснительный поршень выполняет еще и функцию теплового барьера между горячей и холодной полостями цилиндра. Вследствие этого головка цилиндра находится под воздействием постоянно высокой температуры, а противоположный конец цилиндра — под воздействием постоянно низкой температуры. Таким образом, полный цикл теоретически можно осуществить без потерь теплоты на нагревание и охлаждение стенок цилиндра, обладающих определенной теплоемкостью.

В этой модифицированной конструкции холодное рабочее тело сжимается рабочим поршнем 2, движущимся влево (рис. 4, а), а вытеснительный поршень 1 в это время остается неподвижным. Затем вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне начинает двигаться вправо, переталкивая газ в горячую полость над вытеснительным поршнем через нагреватель n (рис. 4, б). При расширении нагретого газа рабочий и вытеснительный поршни движутся вместе вправо (рис. 4, в), причем работу совершает только рабочий поршень, так как давление газа с обеих сторон вытеснительного поршня приблизительно одинаково. Когда вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне возвращается влево, перемещая газ в холодную полость под вытеснительным поршнем через охладитель o , происходит отдача теплоты холодному источнику (рис. 4, г). Однако и в этой модифицированной конструкции происходит излишняя потеря теплоты при перетекании рабочего тела из горячей полости в холодную.

К. п. д. двигателя можно существенно увеличить, если ликвидировать указанную потерю теплоты. Это достигается применением в двигателе Стирлинга регенератора p , который встраивают между нагревателем и охладителем. Регенератор накапливает теплоту, отнимая ее от нагретого рабочего тела при течении последнего в холодную полость и возвращая ее при обратном его течении.

Двигатель может иметь буферную полость 3 и уплотнение 4, отделяющее буферную полость от внешней среды.

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА

Основными показателями термодинамического цикла являются термический к. п. д. η_t и среднее давление p_t цикла.

Рассмотрим термодинамический цикл Стирлинга с произвольным количеством рабочего тела G .

Термический к. п. д. любого цикла

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2)/Q_1 = 1 - (Gq_2)/(Gq_1) = 1 - (q_2/q_1), \quad (2)$$

где Q_1 и q_1 — соответственно количество теплоты и удельная теплота, сообщаемые рабочему телу; Q_2 и q_2 — соответственно количество теплоты и удельная теплота, отводимые от рабочего тела.

В цикле Стирлинга может быть теоретически регенерировано количество теплоты Q_2' или q_2' (при наличии идеального регенератора). Примем, что регенерация теплоты в цикле отсутствует. Тогда

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_V (T_1 - T_2) + ART_1 \ln (V_b/V_z);$$

$$q_2 = q_2' + q_2'' = c_V (T_1 - T_2) + ART_2 \ln (V_a/V_c),$$

где q_1' и q_2' — удельная теплота, соответственно сообщаемая рабочему телу и отводимая от него при постоянном объеме, ккал/кг; q_1'' и q_2'' — то же, но при постоянной температуре, ккал/кг; c_V — удельная теплоемкость газа при постоянном объеме, ккал/(кг·°С); T_1 и T_2 — температура соответственно холодного и горячего источников теплоты, К; A — термический эквивалент механической работы, ккал/(кгс·м); R — газовая постоянная рабочего тела, ккал/(кг·°С).

Подставив значения q_1 и q_2 в уравнение (2) и учтя, что $V_a/V_c = V_b/V_z = \varepsilon$ — степени сжатия, $c_p - c_V = AR$ и $c_p/c_V = k$ — показатели адиабаты, после несложных преобразований получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\tau_1 - [1 - (k-1) \ln \varepsilon]}{\tau_1 [1 + (k+1) \ln \varepsilon] - 1}, \quad (3)$$

где $\tau_1 = T_1/T_2$ — степень повышения температуры в термодинамическом цикле Стирлинга.

Например, при $T_1 = 973$ К; $T_2 = 333$ К; $\varepsilon = 1,5$ и $k = 1,6$ термический к. п. д. цикла без регенерации составляет всего 0,178, т. е. очень низкий.

Для повышения термического к. п. д. цикла применяется регенератор. Полную регенерацию теплоты в количестве Q_2' (q_2'), отводимой в процессе ba (см. рис. 2), практически осуществить невозможно. Поэтому введем понятие к. п. д. регенератора

$$\eta_p = q_{2p}/q_2', \quad (4)$$

где q_{2p} — удельная теплота, передаваемая рабочему телу в регенераторе.

Для любой степени регенерации (к. п. д. регенератора) термический к. п. д. цикла Стирлинга

$$\eta_t = 1 - \frac{(1 - \eta_p) q_2' + q_2''}{(1 - \eta_p) q_1' + q_1''} = 1 - \frac{\tau_1 (1 - \eta_p) - [(1 - \eta_p) - (k-1) \ln \varepsilon]}{\tau_1 [(1 - \eta_p) + (k-1) \ln \varepsilon] - (1 - \eta_p)}, \quad (5)$$

где η_p — к. п. д. регенератора.

Если принять, что к. п. д. регенератора $\eta_p = 1$, то

$$\eta_t = 1 - 1/\tau_1. \quad (6)$$

Таким образом, при полной регенерации теплоты q_2 термический к. п. д. цикла Стирлинга равен к. п. д. цикла Карно. К этому заключению легко прийти также, рассматривая цикл Стирлинга при полной регенерации. Если $\eta_p = 1$, то вследствие равенства количеств теплоты Q_1 и Q_2 теплота в цикле будет подводиться и отводиться только по изотермам, как и в цикле Карно. При $\eta_p = 1$, $T_1 = 973$ К и $T_2 = 333$ К термический к. п. д. цикла Стирлинга $\eta_t = 0,658$, т. е. примерно в 3,7 раза больше, чем к. п. д. цикла без регенерации. Это показывает важность применения регенерации в двигателе Стирлинга.

Среднее давление термодинамического цикла

$$p_t = L_t/V_h, \quad (7)$$

где $V_h = V_a - V_c$ — рабочий объем цилиндра.

Учитывая, что процессы расширения и сжатия являются изотермическими, запишем

$$L_t = L_p - L_{сж} = GR(T_1 - T_2) \ln \varepsilon, \quad (8)$$

где

$$G = (p_a V_a)/(RT_2). \quad (9)$$

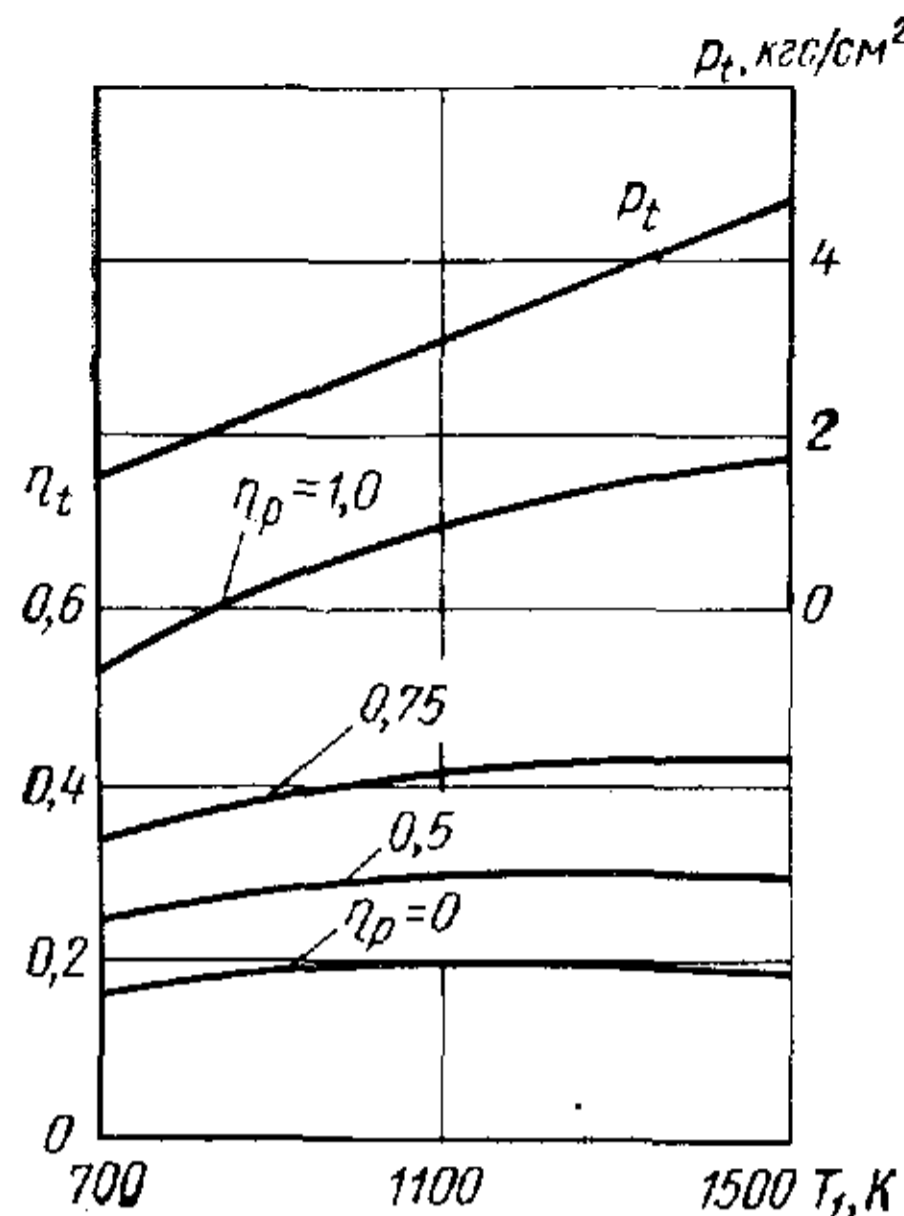


Рис. 5. Влияние к. п. д. регенератора η_p и температуры горячего источника теплоты T_1 на величины η_t и p_t термодинамического цикла Стирлинга

Тогда, принимая во внимание выражения (8) и (9) и заменяя $V_a/V_h = \varepsilon/(\varepsilon - 1)$, получаем

$$p_t = p_a (\tau_1 - 1) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \ln \varepsilon. \quad (10)$$

Из уравнения (10) видно, что среднее давление термодинамического цикла Стирлинга зависит от давления рабочего тела в начале сжатия p_a , от степени сжатия ε , от отношения температур горячего и холодного источников τ_1 .

Зависимость давления p_t от температуры T_1 при $p_a = 1$ кгс/см² изображена на рис. 5. Для увеличения p_t необходимо повышать давление рабочего тела в начале сжатия, степень сжатия и температуру горячего источника.

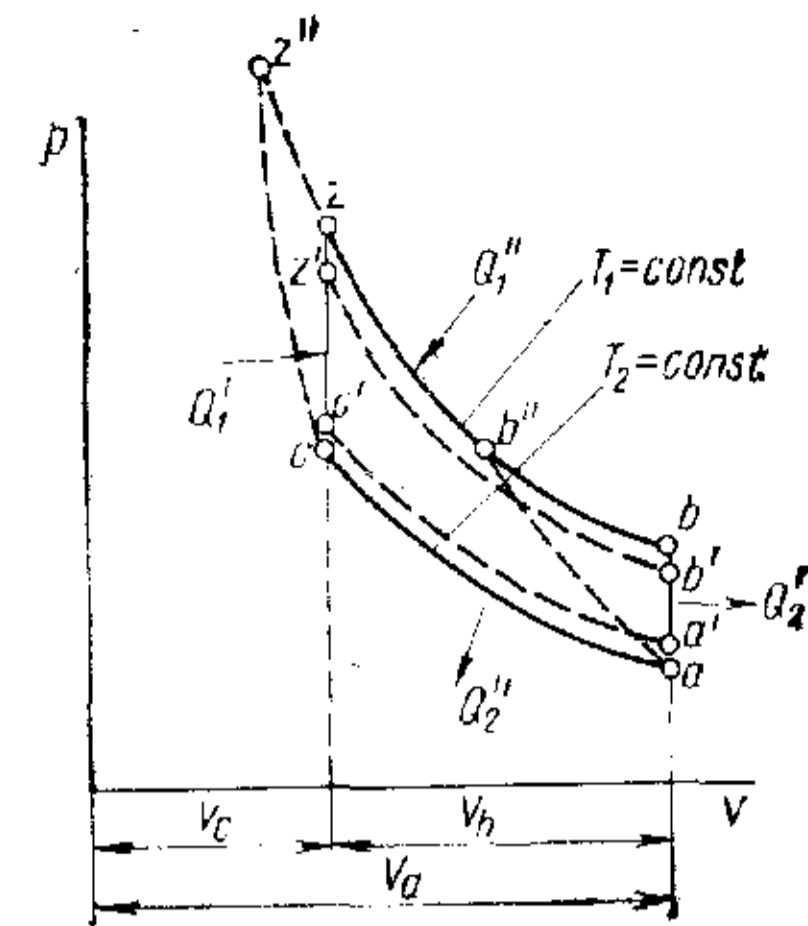
В общем случае на показатели термодинамического цикла Стирлинга влияют температуры горячего T_1 и холодного T_2 источников, к. п. д. регенератора η_p , степень сжатия ε , физические свойства рабочего тела (через показатель адиабаты), а также наличие «вредного» пространства, включающего объемы соединительных каналов и газовых полостей нагревателя, регенератора и охладителя.

Рассмотрим изменение показателей цикла без учета «вредного» пространства.

Зависимость термического к. п. д. η_t цикла Стирлинга, определенного по формуле (5), от температуры T_1 рабочего тела при $T_2 = 333$ К; $\varepsilon = 1,5$; $k = 1,6$ и при различных значениях к. п. д. регенератора показана на рис. 5. Как указывалось выше, к. п. д. η_t увеличивается с ростом к. п. д. регенератора η_p .

В табл. 1 приведено относительное изменение термического к. п. д. цикла Стирлинга η_t/η_0 (где η_0 — относительный к. п. д. двигателя) в зависимости от температуры холодного источника T_2 , к. п. д. регенератора η_p , степени сжатия ε и физических свойств рабочего тела. В качестве исходных к. п. д. приняты термические к. п. д. цикла при $k = 1,6$; $T_2 = 333$ К; $\varepsilon = 1,5$ и одинаковых с сопоставляемым циклом к. п. д. регенератора и температурой горячего источника T_1 . При уменьшении температуры холодного источника T_2 от 333 до 293 К термический к. п. д. цикла повышается тем значительнее, чем выше к. п. д. регенератора и ниже температура T_1 . Со снижением степени сжатия ε

и схемы термодинамических циклов: $a'b'c'z'a'$ — цикл Стирлинга без учета «вредного» пространства; $a'c'z'b'a'$ — цикл Стирлинга с учетом «вредного» пространства; $acz''b''a$ — цикл Карно



от 1,5 до 1,3 уменьшается термический к. п. д. цикла наиболее сильно при малых к. п. д. регенератора и высоких температурах горячего источника.

Уменьшение показателя адиабаты качественно влияет на термический к. п. д. цикла Стирлинга таким же образом, как и снижение степени сжатия.

В заключение анализа цикла Стирлинга сравним его с циклом Карно. При осуществлении циклов в одинаковом интервале температур, при одинаковом начальном состоянии рабочего тела (в точке a , рис. 6) и равенстве работ цикл Карно ($acz''b''a$) должен иметь значительно более высокую степень сжатия.

Действительно, цикл Карно при этих условиях характеризуется степенью сжатия

$$\varepsilon_{кл} = V_a/V_{z''} = (V_a/V_c)(V_c/V_{z''}) = \varepsilon \varepsilon_{ад},$$

где $\varepsilon_{ад}$ — степень сжатия в адиабатном процессе cz'' .

При повышении температуры рабочего тела T_2 от 333 до 973 К и $k = 1,4$ степень адиабатического сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \tau_1^{1/(k-1)} = 14,45.$$

1. Влияние к. п. д. регенератора на к. п. д. термодинамического цикла Стирлинга

$T_2, \text{ К}$	ε	k	$T_1, \text{ К}$	η_t/η_0				
				$\eta_p=1,0$	$\eta_p=0,9$	$\eta_p=0,75$	$\eta_p=0,5$	$\eta_p=0$
293	1,5	1,6	700	1,108	1,088	1,068	1,049	1,032
			1100	1,052	1,04	1,030	1,021	1,013
			1500	1,034	1,026	1,02	1,013	1,007
333	1,3	1,6	700	1,0	0,912	0,840	0,78	0,728
			1100	1,0	0,892	0,814	0,757	0,712
			1500	1,0	0,883	0,805	0,748	0,706
333	1,5	1,3	700	1,0	0,85	0,74	0,658	0,590
			1100	1,0	0,818	0,721	0,629	0,582
			1500	1,0	0,805	0,692	0,619	0,567

Такое увеличение степени сжатия приводит к повышению максимального давления в цикле Карно по сравнению с циклом Стирлинга.

Возможность получения высокого термического к. п. д. цикла Стирлинга при малом значении степени сжатия облегчает задачу создания таких двигателей, так как в реальных двигателях Стирлинга объем камеры сжатия весьма значителен по той причине, что он включает в себя также объемы соединительных каналов и свободные объемы регенератора, нагревателя и охладителя. Поэтому в двигателе Стирлинга невозможно обеспечить высокую степень сжатия.

РЕАЛИЗАЦИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА СТИРЛИНГА В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Для практического осуществления цикла Стирлинга в двигателе, имеющем замкнутое рабочее пространство, необходимы циклическое изменение объема рабочего пространства, подвод теплоты к рабочему телу, отвод теплоты от него и регенерация некоторой части теплоты.

Рассмотрим условия осуществления термодинамического цикла Стирлинга на примере двигателя с рабочим и вытеснительными поршнями в одном цилиндре (рис. 7). Такой выбор объясняется широким распространением данной схемы в выполненных к настоящему времени двигателях Стирлинга.

В процессе перекачки рабочего тела в горячую полость V_r ему в регенераторе 3 и нагревателе 4 сообщается теплота, а в процессе перекачки рабочего тела в холодную полость V_x от него отводится теплота в регенераторе 3 и охладителе 2. Для осуществления этих процессов движение вытеснительного поршня 5 сдвинуто по фазе по отношению к движению рабочего поршня 1.

В процессе изотермического сжатия ac (рис. 8) от рабочего тела отводится теплота. Поэтому вытеснительный поршень должен находиться в в. м. т., объем горячей полости может быть

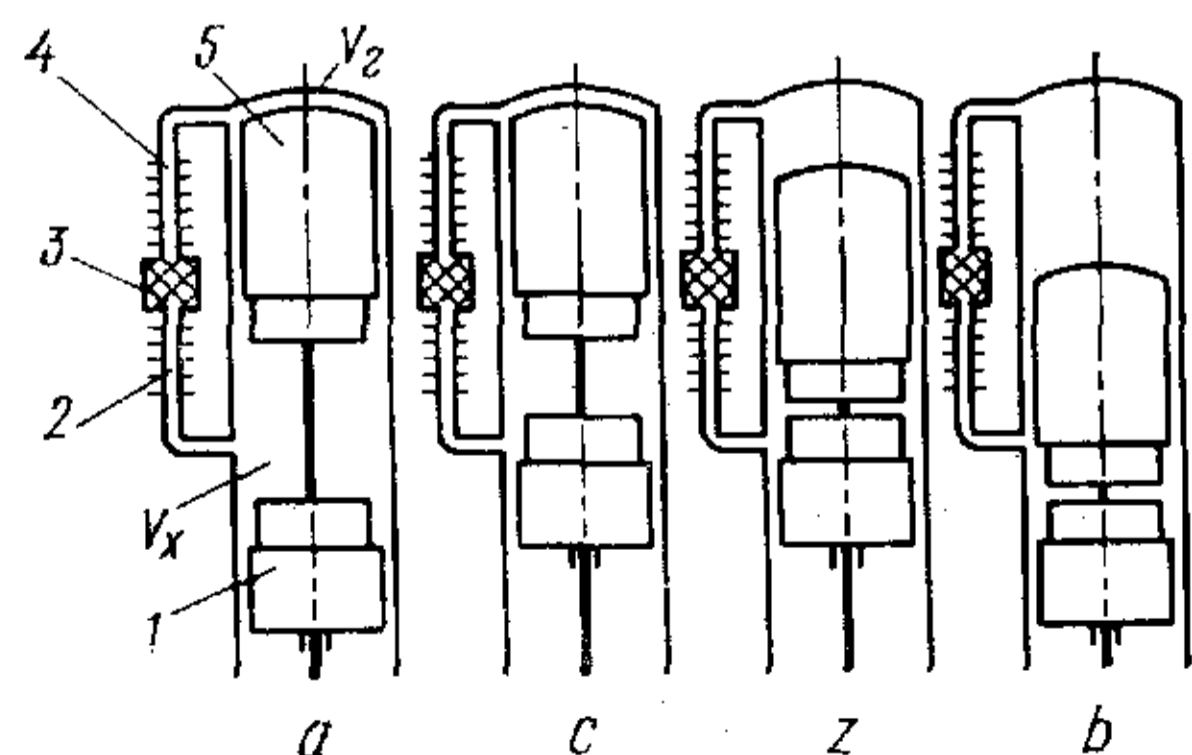


Рис. 7. Схемы расположения поршней для характерных моментов цикла Стирлинга: a — начало процесса сжатия; c — начало процесса подвода теплоты при постоянном объеме; z — начало процесса расширения; b — начало процесса отвода теплоты при постоянном объеме

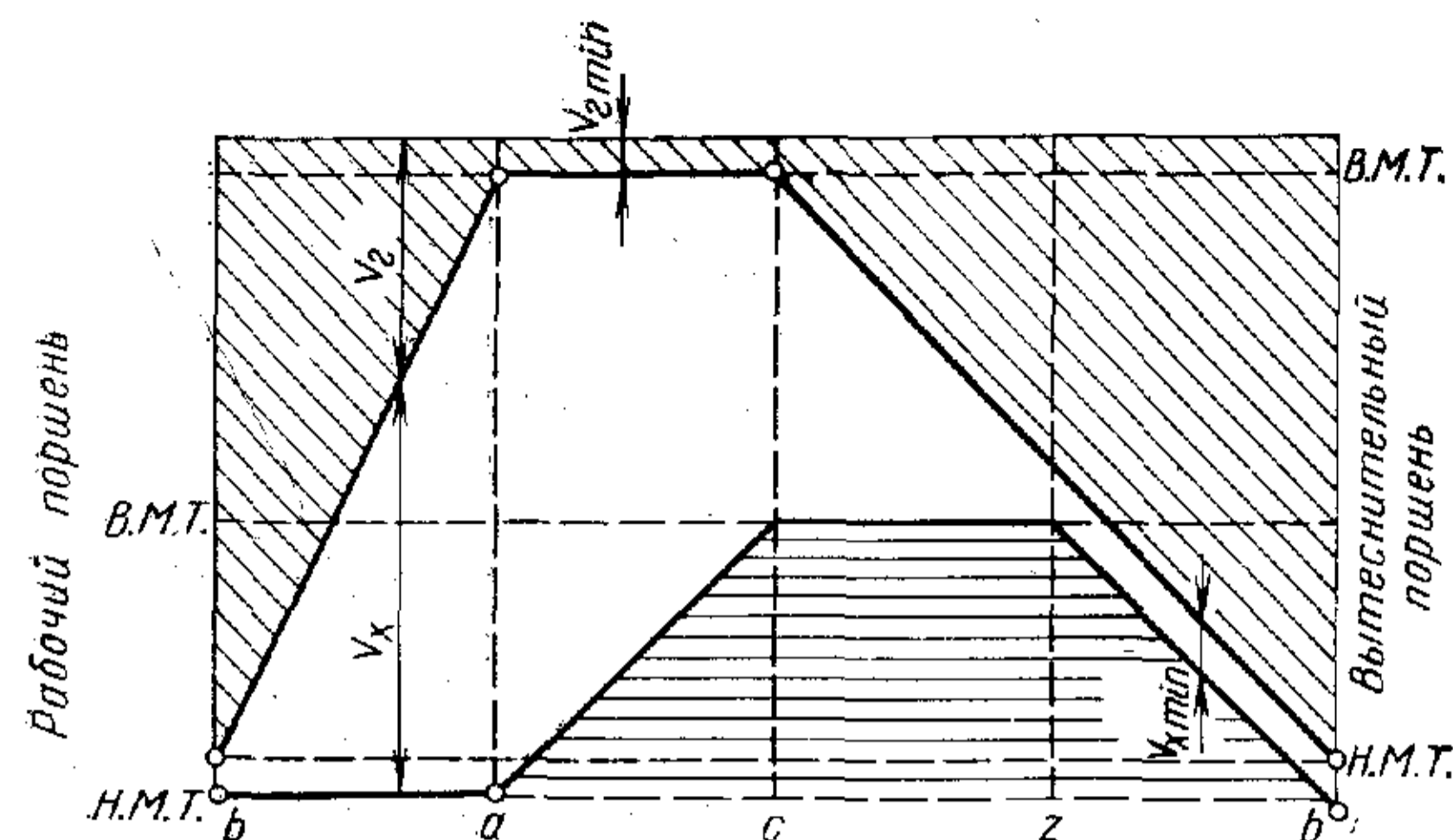


Рис. 8. Схема изменения объемов V_r и V_x при осуществлении термодинамического цикла Стирлинга

минимальным ($V_{r\min}$), а основное количество рабочего тела располагаться в холодной полости, где от него отводится в охладителе теплота.

В процессе подвода теплоты по изохоре cz рабочий поршень находится в в. м. т. Вытеснительный поршень перемещается вниз, увеличивая объем горячей полости, в которую через регенератор и нагреватель поступает нагретое рабочее тело. Происходит подвод теплоты к рабочему телу. В момент начала расширения (точка z) холодная полость имеет минимальный объем $V_{x\min}$. Затем оба поршня в процессе расширения zb перемещаются вместе до н. м. т. Объем холодной полости минимален (величина его определяется минимально возможным в процессе эксплуатации зазором между поршнями), а объем горячей полости увеличивается. Количество нагретого рабочего тела возрастает. Происходит подвод теплоты, т. е. обеспечивается изотермическое расширение.

В процессе отвода теплоты по изохоре ba рабочий поршень находится в н. м. т., а вытеснительный перемещается в в. м. т., перекачивая рабочее тело из горячей полости в холодную, где от него отводится теплота.

Таким образом, для осуществления термодинамического цикла Стирлинга движение поршней должно быть прерывистым. Кроме того, вытеснительный поршень при движении должен опережать по фазе рабочий поршень, чтобы, производя перекачку рабочего тела в соответствующие полости, обеспечить в необходимый момент цикла подвод или отвод теплоты.

Необходимо отметить, что в двигателе Стирлинга часть рабочего тела находится в неизменяемых объемах нагревателя V_n , охладителя V_o , регенератора V_p и соединительных каналов. Поэтому при температуре рабочего тела в горячей полости и в на-

гревателе, равной T_1 , средняя температура рабочего тела в замкнутом объеме двигателя в процессе расширения будет ниже T_1 . При температуре рабочего тела в объеме охладителя и холодной полости, равной T_2 , средняя температура рабочего тела в процессе сжатия будет выше T_2 .

При выводе уравнений для термического к. п. д. (5) и среднего давления (10) предполагалось, что весь газ, находящийся в объеме V_z , имеет температуру T_1 , а в объеме V_a — температуру T_2 , объем «вредного» пространства равен нулю. Однако наличие большого «вредного» пространства приводит к существенному изменению значений максимальной T_{\max} и минимальной T_{\min} температур рабочего тела и к уменьшению работы цикла. Влияние «вредного» пространства может быть учтено, если в уравнение для определения p_t вместо температур T_1 и T_2 подставить значения T_{\max} и T_{\min} , определенные с учетом «вредного» пространства двигателя.

Температуры рабочего тела в характерные моменты цикла Стирлинга с учетом «вредного» пространства можно определить с помощью уравнения материального баланса. В любой момент цикла общее количество рабочего тела в двигателе

$$G = G_o + G_x + G_n + G_r + G_p, \quad (11)$$

где G_o , G_x , G_n , G_r и G_p — масса рабочего тела соответственно в охладителе, холодной полости, нагревателе, горячей полости и регенераторе.

Используя для каждой полости уравнения состояния $pV = GRT$ и принимая, что давление рабочего тела во всех полостях в данный момент цикла одинаковое, из уравнения (11) получаем

$$V/T = V_x/T_2 + V_r/T_1 + V_o/T_2 + V_p/T_p + V_n/T_1,$$

где V — суммарный объем всех полостей двигателя; T_p — температура рабочего тела в регенераторе.

Отсюда для любого момента цикла средняя температура рабочего тела в двигателе Стирлинга

$$T = r / (r_x/T_2 + r_r/T_1 + r_o/T_2 + r_p/T_p + r_n/T_1), \quad (12)$$

где $r = V/V_{r \max}$ — относительный суммарный объем всех полостей двигателя; r_x , r_r , r_o , r_p и r_n — относительные объемы соответственно холодной и горячей полостей, охладителя, регенератора и нагревателя.

Термодинамическому циклу Стирлинга соответствует прерывистое движение поршней. Сохраним его таковым и при учете влияния «вредного» пространства (рис. 9).

Основными параметрами, которые определяют соотношения объемов различных полостей, являются $r_{x \max}$, относительный

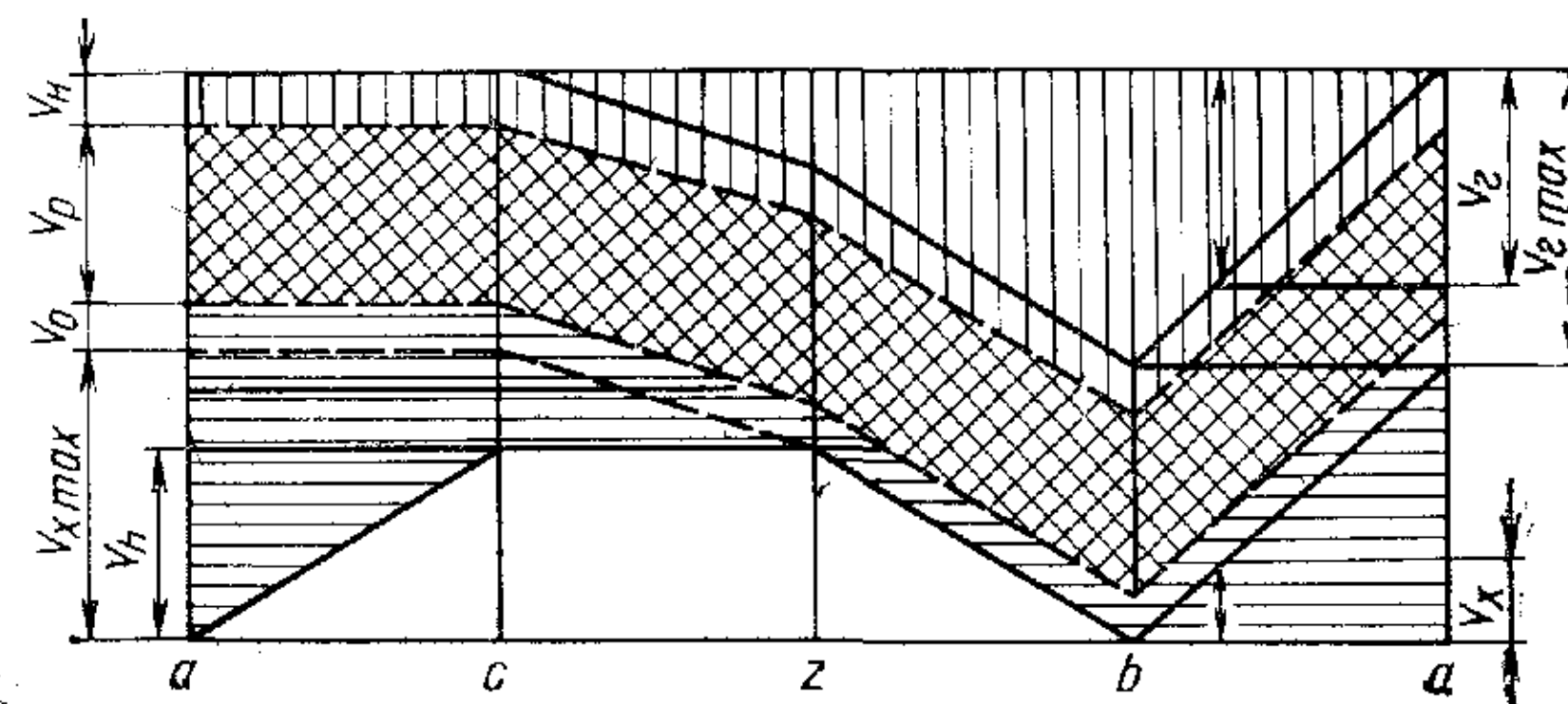


Рис. 9. Схема изменения объема V_r и V_x в двигателе Стирлинга, при $r_{x \max} = 1$

объем «вредного» пространства r_b и относительный рабочий объем r_h [18, 39, 55]. Объем «вредного» пространства

$$V_b = V_p + V_o + V_n + V_{r \min} + V_{x \min}$$

где $V_{r \min}$ и $V_{x \min}$ — минимальные объемы, которые можно принять равными нулю.

При выводе уравнения средней температуры рабочего тела принимаем $r_{x \max} = 1$ и $r_b = 1$, что достаточно хорошо соответствует двигателю Стирлинга с рабочим и вытеснительным поршнями в одном цилиндре [18] (в действительности их величины изменяются: $r_{x \max} = 0,4 \div 1,6$ и $r_b = 0,5 \div 1,5$). Тогда при $V_p = r_{pv} V_b = r_p V_{r \max}$, $V_n = r_{nv} V_b = r_n V_{r \max}$, $V_o = r_{ov} V_b = r_o V_{r \max}$ получаем

$$V_b = (r_{pv} + r_{nv} + r_{ov}) V_{r \max} = r_b V_{r \max},$$

где $r_{pv} + r_{nv} + r_{ov} = r_b$; r_{pv} , r_{nv} и r_{ov} — относительные «вредные» объемы соответственно регенератора, нагревателя и охладителя.

С учетом принятых обозначений и допущений уравнение (12) принимает вид

$$T = \frac{r}{r_x/T_2 + r_r/T_1 + (r_{pv}/T_p + r_{nv}/T_1 + r_{ov}/T_2)} = \frac{r}{r_x/T_2 + r_r/T_1 + A'}$$

где $A' = r_{pv}/T_p + r_{nv}/T_1 + r_{ov}/T_2$.

Полный объем рабочей полости двигателя

$$V = V_{r \max} (r_{pv} + r_{nv} + r_{ov}) + V_x + V_r = r_b V_{r \max} + V_x + V_r$$

Окончательное уравнение для средней температуры рабочего тела в любой момент цикла запишется в следующем виде:

$$T = \frac{r_b + r_x + r_r}{r_x/T_2 + r_r/T_1 + A'} \quad (13)$$

Для характерных моментов цикла двигателя Стирлинга при учете «вредного» пространства получим уравнения для температур

$$T'_a = \frac{r_B + r_{x \max}}{r_{x \max}/T_2 + A'}; \quad (14)$$

$$T'_c = \frac{r_B + r_{x \max} - r_h}{(r_{x \max} - r_h)/T_2 + A'}; \quad (15)$$

$$T'_z = \frac{1 + r_B - r_h}{(1 - r_h)/T_1 + A'}; \quad (16)$$

$$T'_b = \frac{1 + r_B}{1/T_1 + A'}. \quad (17)$$

Температура рабочего тела в предположении линейного изменения ее по длине регенератора

$$T_p = (T_1 - T_2)/\ln \tau_1 = T_2(\tau_1 - 1)/\ln \tau_1. \quad (18)$$

Средние температуры рабочего тела в процессе расширения (T_{\max}) и сжатия (T_{\min}) находятся по уравнениям:

$$T_{\min} = (T'_a + T'_c)/2; \quad (19)$$

$$T_{\max} = (T'_z + T'_b)/2. \quad (20)$$

Такой метод определения температур T_{\min} и T_{\max} широко используется в термодинамике при сравнении циклов тепловых двигателей [36].

Температуры T_{\max} и T_{\min} можно было бы определять как среднеинтегральные (среднепланиметрические) температуры. Но при относительно небольших изменениях температур в процессах сжатия и расширения в цикле двигателя Стирлинга при учете «вредного» пространства, эти температуры с достаточной точностью можно определять как среднее арифметическое. Действительно, при соотношении объемов газовых полостей регенератора, охладителя и нагревателя, типичном для двигателя Стирлинга, при $T_1=700$ К и $T_2=333$ К среднеарифметические температуры $T_{\min}=420$ К и $T_{\max}=554$ К, а среднеинтегральные $T_{\min}=425$ К и $T_{\max}=562$ К. Поэтому при анализе цикла двигателя Стирлинга с учетом «вредного» пространства можно пользоваться уравнениями (19) и (20).

Для оценки влияния «вредного» пространства на показатели цикла двигателя Стирлинга примем: $r_p=0,62$; $r_h=0,23$; $r_o=0,15$ [39, 55]. После подстановки значений r_p , r_h , r_o уравнения (14) — (17) для определения температур в характерных точках цикла

при наличии «вредного» пространства будут иметь следующий вид:

$$T'_a = 2T_2/(1 + A'T_2); \quad T'_c = 1,3T_2/(0,3 + A'T_2);$$

$$T'_z = 1,3T_1/(0,3 + A'T_1); \quad T'_b = 2T_1/(1 + A'T_1).$$

Результаты подсчетов этих температур цикла Стирлинга при различных значениях температуры T_1 приведены в табл. 2.

2. Температура в характерных точках цикла Стирлинга

T_2 , К	ε	k	T_1 , К	T'_a , К	T'_c , К	T'_z , К	T'_b , К
333	1,5	1,6	700	397	443	530	580
			1100	431	513	680	785
			1500	545	565	810	970

Из табл. 2 видно, что при наличии «вредного» пространства температуры T'_a и T'_c рабочего тела в точках a и c больше температуры T_2 , а T'_z и T'_b в точках z и b меньше температуры T_1 . Очевидно, что с увеличением объема «вредного» пространства (уменьшением степени сжатия) это различие будет возрастать. С учетом влияния «вредного» пространства термодинамический цикл двигателя Стирлинга изобразится замкнутой кривой $a'c'z'b'a'$ (см. рис. 6).

С учетом влияния «вредного» пространства при $\eta_p=1,0$ среднее давление термодинамического цикла снижается в 3—4 раза (для указанных выше объемов полостей) по сравнению со средним давлением цикла, определенным без учета влияния этого пространства.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЯ

ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ

Принципиально цикл Стирлинга может быть реализован в двигателях, выполненных по схемам, показанным на рис. 10 [54].

Основными конструктивными элементами двигателя Стирлинга являются рабочий поршень 1, вытеснительный поршень 5 (только для схем на рис. 10, а и б), нагреватель 4, регенератор 3, охладитель 2.

Рабочая полость двигателя Стирлинга включает объем цилиндра (или цилиндров) над рабочим и вытеснительным поршнями (сумму объемов V_T и V_X), а также заполненные рабочим телом объемы нагревателя, регенератора, охладителя и соединительных каналов. Из схем видно (рис. 10, а и б), что перемещение вытеснительного поршня не приводит к изменению объема рабочей полости двигателя. Сжатие и расширение рабочего тела осуществляется только в результате перемещения рабочего поршня. На схеме 10, в каждый поршень выполняет функции рабочего и вытеснительного поршней.

Рабочий объем двигателя (см. рис. 2) представляет собой разницу между максимальным и минимальным объемами рабочей полости двигателя. Для схем двигателя с вытеснительным поршнем (рис. 10, а и б) рабочий объем равен объему, который описывает рабочий поршень при перемещении из одной мертвой точки в другую. Таким образом, назначение рабочего поршня в двигателе Стирлинга совпадает с назначением поршня в двигателе внутреннего сгорания.

Практически прерывистое движение поршней осуществить невозможно. В реальном двигателе Стирлинга закон движения поршней определяется типом и конструктивными соотношениями кривошипно-шатунного или какого-либо другого механизма, преобразующего один вид движения в другой.

В настоящее время широкое распространение имеет двигатель Стирлинга с рабочим и вытеснительным поршнями, размещенными в одном цилиндре. Сущность процессов, протекающих в двигателе, рассмотрена выше. Отметим лишь следующее.

В реальном двигателе поршни перемещаются плавно. Закон перемещения поршней и изменения объемов горячей и холодной полостей такого двигателя показан на рис. 11. Так как движение поршней непрерывное, то происходит перекрытие отдельных процессов цикла. Поэтому в процессе сжатия объем холодной полости больше объема горячей, а в процессе расширения наоборот.

Диаграмма изменения давления в рабочей полости двигателя при непрерывном движении поршней имеет скругленный вид (рис. 12).

Рядом исследований установлено, что лучшие показатели двигателя Стирлинга имеет при рациональном опережении движения вытеснительного поршня по сравнению с движением рабочего [39, 55]. Очевидно, что при отсутствии опережения движения поршней по фазе работа, совершаемая двигателем, равна нулю.

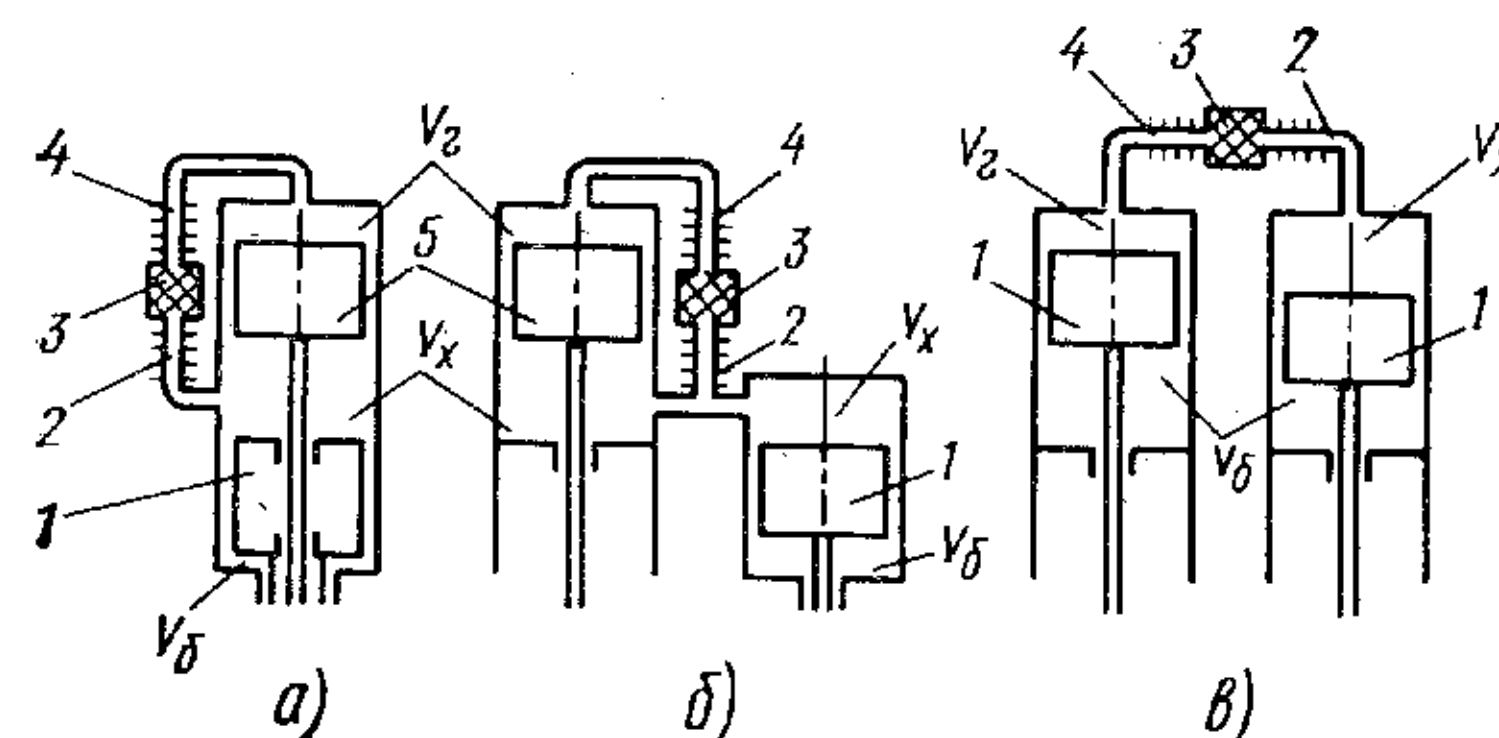


Рис. 10. Принципиальные конструктивные схемы двигателей Стирлинга:

а — рабочий и вытеснительный поршни расположены в одном цилиндре; б — рабочий и вытеснительный поршни расположены в отдельных цилиндрах; в — два поршня расположены в отдельных цилиндрах

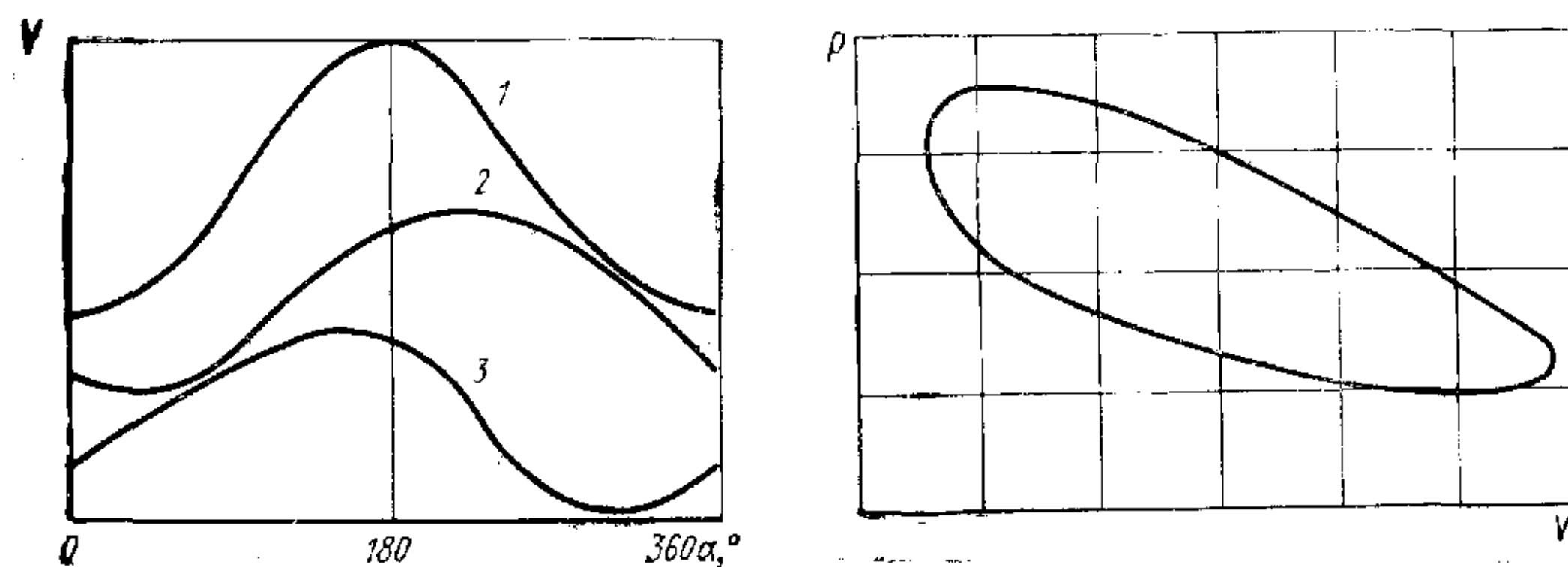


Рис. 11. Диаграмма изменения объемов V полостей двигателя Стирлинга: 1, 2 и 3 — соответственно рабочая, холодная и горячая полости

Рис. 12. Диаграмма изменений давления p в рабочей полости двигателя Стирлинга

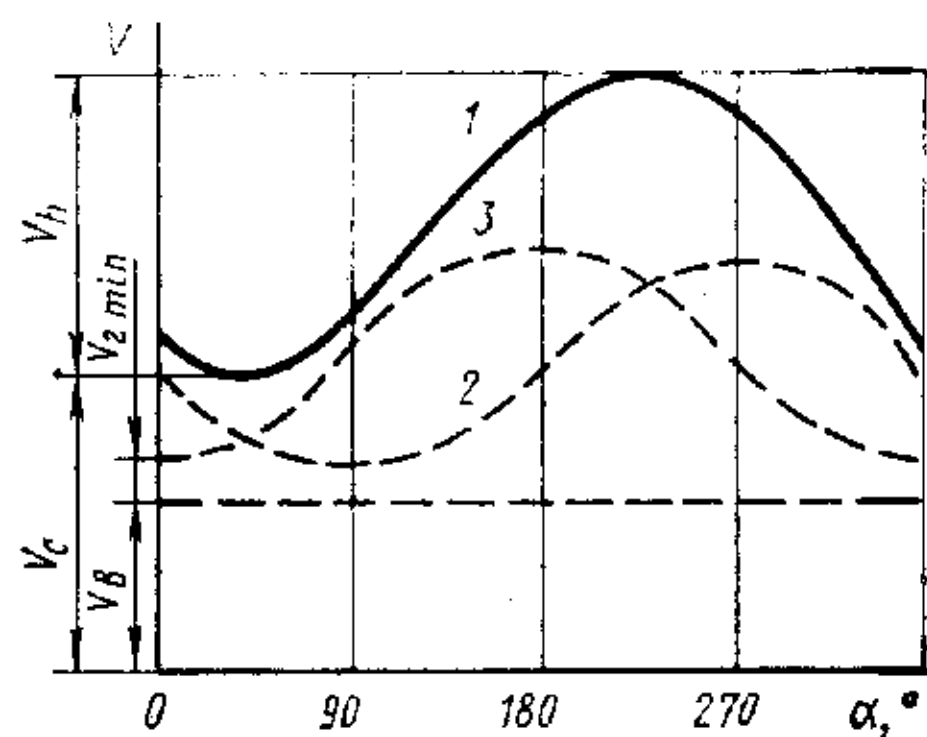


Рис. 13. Диаграмма изменения объемов V полостей двигателя Стирлинга:
1, 2 и 3 — соответственно рабочая, холодная и горячая полости

В двигателе с двумя рабочими поршнями (см. рис. 10, в) движение поршней сдвинуто по фазе примерно на 90° угла поворота коленчатого вала. На рис. 13 показано изменение суммарного объема рабочей полости двигателя (двух связанных между собой цилиндров) и изменение объемов горячей и холодной полостей. Видно, что изменение объемов, а следовательно, и протекание рабочего процесса принципиально ничем не отличается от рассмотренного выше для двигателя с рабочим и вытеснительным поршнями. При сжатии основное количество рабочего тела находится в холодной полости, при расширении — в горячей.

Характерным для двигателей Стирлинга (как и для любого теплового двигателя, работающего по замкнутому циклу) является отвод большего (примерно в 2—2,5 раза) количества теплоты в охлаждающую среду по сравнению с двигателями внутреннего сгорания. В последних основная часть теплоты отводится в окружающую среду с отработавшими газами.

Так как двигатель Стирлинга работает по замкнутому циклу, рабочее тело в начале процесса сжатия может находиться под повышенным давлением. У современных двигателей это давление достигает $100\text{--}150 \text{ кгс/см}^2$, что необходимо для увеличения их индикаторной работы.

Энергия, требуемая для осуществления процесса сжатия, накапливается не только маховиком (как обычно у двигателей внутреннего сгорания), но и в буферной полости V_b (рис. 10) при движении рабочего поршня к н. м. т.

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЕЙ

Основными показателями работы двигателя являются эффективный к. п. д. двигателя η_e , эффективная мощность N_e , среднее эффективное давление p_e .

Эффективные показатели двигателя связаны с индикаторными показателями с помощью механического к. п. д. двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_{ti} \eta_o \eta_m \quad (21)$$

$$p_e = p_i \eta_m = p_{ti} \eta_o \eta_m \quad (22)$$

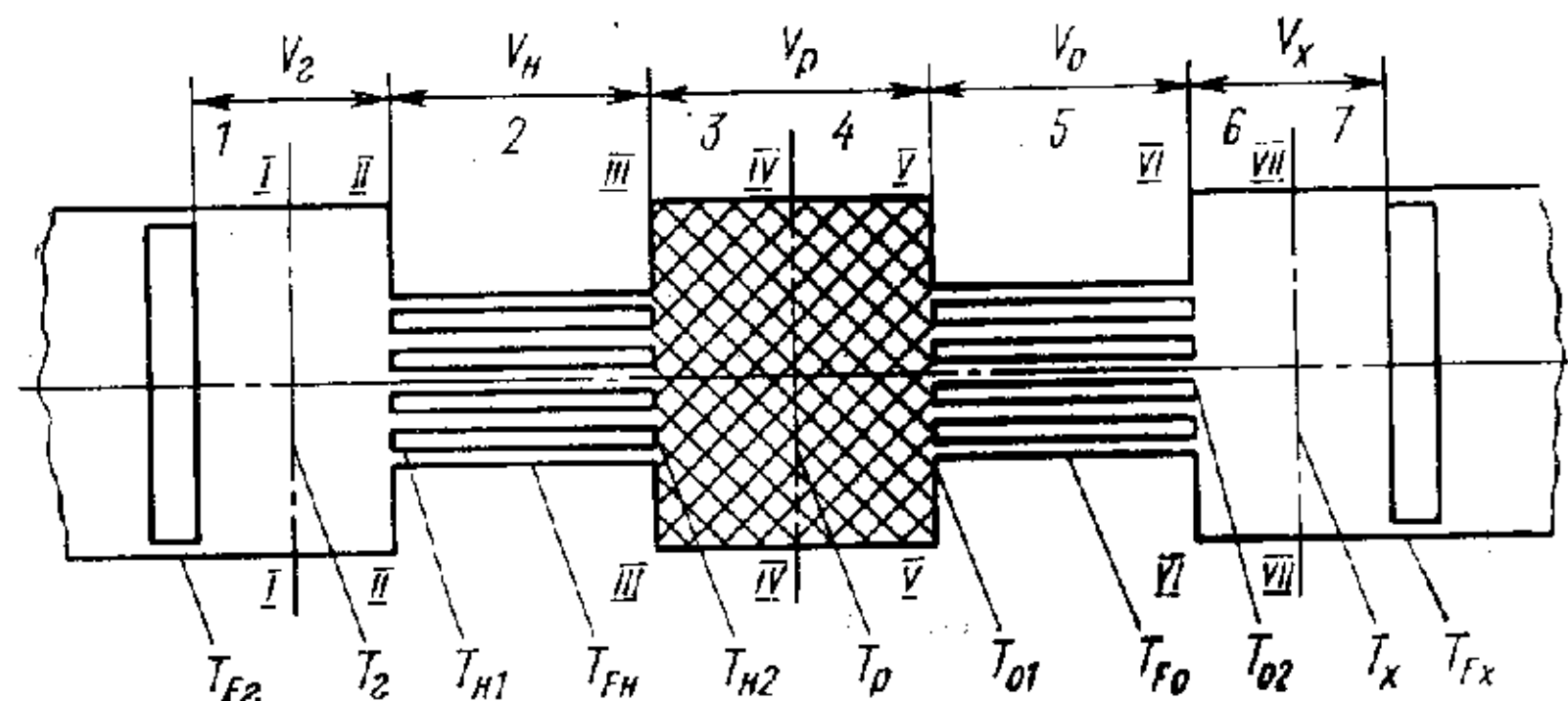


Рис. 14. Расчетная схема двигателя Стирлинга:

1 — горячая полость; 2 — зона нагревателя, сообщающаяся с горячей полостью; 3 — зона нагревателя, сообщающаяся с регенератором; 4 — регенератор; 5 — зона охладителя, сообщающаяся с регенератором; 6 — зона охладителя, сообщающаяся с холодной полостью; 7 — холодная полость; T_{Fg} и T_{Fx} — температура стенок горячей и холодной полостей; T_g , T_x и T_p — температура рабочего тела в горячей и холодной полостях и в регенераторе; T_{n1} и T_{n2} — температура рабочего тела в нагревателе со стороны горячей полости и со стороны регенератора; T_{FH} и T_{FO} — температура стенок нагревателя и охладителя; T_{o1} и T_{o2} — температура рабочего тела в охладителе со стороны регенератора и со стороны холодной полости

где индексы i , m , t и o означают индикаторные, механические, термические и относительные к. п. д. и давления.

Индикаторные показатели могут быть определены опытным путем по экспериментальной индикаторной диаграмме или аналитическим путем по расчетной индикаторной диаграмме.

Расчетная схема рабочего процесса двигателя Стирлинга показана на рис. 14.

Изменение давления в рабочей полости двигателя зависит от: 1) закона движения поршней и сдвига их по фазе, что определяет закон изменения объемов горячей и холодной полостей в цилиндре двигателя; 2) теплопередачи в нагревателе, охладителе и регенераторе; 3) теплообмена между рабочим телом и поверхностью цилиндра, а также между поверхностью цилиндра и окружающей средой; 4) перетекания рабочего тела из одной полости в другую в течение рабочего цикла (под действием перемещения вытеснительного поршня); 5) качества процесса сгорания в камере сгорания (от ее к. п. д.).

Время, отводимое на эти процессы, мало, так как частота вращения коленчатого вала двигателя Стирлинга достигает 3000 об/мин и более. Поэтому все указанные процессы являются необратимыми. Уточненный расчет рабочего процесса двигателя должен, таким образом, включать расчет процессов в отдельных устройствах и учитывать перетекание рабочего тела из одной полости в другую. Методика такого расчета разработана Т. Финкельштейном [38]. Главные ее положения даны в разделе «Основы уточненного расчета рабочего процесса двигателя».

Однако надежные методы расчета нестационарного теплообмена между рабочим телом и поверхностями в нагревателе, охладителе, цилиндре и регенераторе пока отсутствуют. Поэтому широко применяются упрощенные методы расчета [20, 39, 54, 55].

При упрощенных методах расчета температуру рабочего тела в нагревателе и охладителе принимают равной температуре соответственно горячего и холодного источников, а изменение температуры рабочего тела по длине регенератора — по линейному закону.

Существующие упрощенные методы различаются главным образом тем, какой процесс (адиабатный или изотермический) изменения состояния рабочего тела принимается в холодной и горячей полостях цилиндра двигателя. Действительный процесс, происходящий в этих полостях, отличается и от изотермического, и от адиабатного. Поскольку более простая методика расчета получается при изотермических процессах изменения состояния рабочего тела в полостях цилиндра, то ниже приводится ее изложение. Результаты расчета при этом незначительно отличаются от результатов расчета при адиабатном изменении состояния рабочего тела в тех же полостях двигателя.

Расчет проводится при следующих допущениях: 1) температура рабочего тела в нагревателе и горячей полости цилиндра равна температуре нагревателя; 2) температура рабочего тела в охладителе и в холодной полости цилиндра равна температуре охладителя; 3) к. п. д. регенератора равен 100 %; это означает, что температура рабочего тела, выходящего из регенератора в нагреватель, равна температуре нагревателя, а температура рабочего тела, входящего в охладитель, равна температуре охладителя; 4) температура рабочего тела по длине регенератора изменяется по линейному закону; 5) гидравлическое сопротивление регенератора и теплообменников (нагревателя и охладителя) отсутствует, т. е. давление рабочего тела во всех полостях двигателя в любой момент времени цикла принято одинаковым; 6) рабочее тело в двигателе подчиняется уравнению состояния идеального газа.

Для определения давления и температуры в рабочей полости двигателя используем уравнения (11) и состояния $pV = GRT$.

В уравнение состояния входят средняя температура газа в рабочей полости и объем V , включающий объемы газа во всех полостях,

$$V = V_x + V_o + V_r + V_n + V_p. \quad (23)$$

В соответствии с допущениями 1 и 2 температура рабочего тела равна T_2 в объемах V_x и V_o и T_1 в объемах V_r и V_n . В объеме V_p температура рабочего тела равна T_p и определяется по уравнению (18).

В уравнении состояния неизвестное отношение T/V выразим из выражения (11) следующим образом. Используя уравнения состояния для отдельных полостей, запишем

$$\frac{pV}{RT} = \frac{p(V_x + V_o)}{RT_2} + \frac{p(V_r + V_n)}{RT_1} + \frac{pV_p}{RT_p}$$

или

$$V/T = [(V_x + V_o)/\tau_1 + (V_r + V_n) + V_p T_1/T_p]/T_1 = V_{пр}/T_1, \quad (24)$$

где $V_{пр}$ — приведенный к температуре горячего источника объем газа в рабочей полости двигателя, т. е.

$$V_{пр} = (V_x + V_o)\tau_1 + (V_r + V_n) + V_p\tau_1/\tau_p = V_{впр} + V_x\tau_1 + V_r, \quad (25)$$

где $V_{впр} = V_o\tau_1 + V_n + V_p\tau_1/\tau_p$ — приведенный объем рабочего тела в полостях нагревателя, охладителя и регенератора; $\tau_p = T_p/T_2$.

С учетом выражений (24) и (25) уравнение для определения давления запишется в виде

$$p = GRT_1/(V_{впр} + V_x\tau_1 + V_r). \quad (26)$$

После определения давления в рабочей полости двигателя в функции угла поворота коленчатого вала (от которого зависят объемы V_x и V_r) по уравнению состояния можно определить среднюю температуру рабочего тела в двигателе.

Для расчета давления и температуры рабочего тела в функции угла поворота коленчатого вала необходимо знать законы движения поршней или изменения объемов горячей и холодной полостей (см. раздел «Кинематика и динамика двигателя»). Во многих случаях при анализе рабочего процесса принимают, что изменение объемов холодной и горячей полостей происходит по гармоническому (синусоидальному) закону.

По изложенной методике можно определить давление и температуру в рабочей полости двигателя в функции угла поворота коленчатого вала, построить диаграмму цикла и найти работу цикла. Для определения по данной методике индикаторного к. п. д. цикла можно воспользоваться формулой

$$\eta_{ii} = AL_{ii}/Q_r = 1 - (Q_x/Q_r), \quad (27)$$

где L_{ii} — индикаторная работа, определяемая по расчетной индикаторной диаграмме; Q_r и Q_x — количество теплоты, соответственно подводимой к рабочему телу и отводимой от него в действительном цикле.

На основании первого закона термодинамики теоретический тепловой баланс двигателя Стирлинга, пренебрегая разницей между кинетическими энергиями втекающего в полость и вы-

текающего из нее рабочего тела, можно представить следующим образом:

$$dQ + idG = dU + AdL + i_k dG_k, \quad (28)$$

где dQ — количество теплоты, получаемое рабочим телом вследствие теплообмена со стенками; i и G — удельная энтальпия и масса рабочего тела, поступающего в полость; U — внутренняя энергия рабочего тела; L — работа, совершаемая рабочим телом; i_k и G_k — удельная энтальпия и масса рабочего тела, выходящего из полости.

Применительно к рабочему телу в горячей полости за время одного цикла уравнение принимает вид

$$Q_g + \oint i_g dG = \oint dU + A \oint pdV_g + \oint i_{гk} dG_k. \quad (29)$$

Выше было принято, что температура рабочего тела в горячей полости неизменна и равна T_1 . Поэтому энтальпии рабочего тела, входящего в полость и выходящего из нее, одинаковы ($i_g \approx i_{гk}$). Кроме того, при работе двигателя на установившемся режиме по уравнению расхода

$$\oint dG = \oint dG_k,$$

а изменение внутренней энергии рабочего тела в горячей полости за цикл $\oint dU = 0$.

С учетом сказанного из уравнения (29) количество теплоты, получаемое рабочим телом в горячей полости вследствие теплообмена за цикл,

$$Q_g \approx A \oint pdV_g, \quad (30)$$

где интеграл $\oint pdV_g$ соответствует площади индикаторной диаграммы для горячей полости.

Подобным же образом можно определить количество теплоты, отведенное от рабочего тела в холодной полости за цикл,

$$Q_x = A \oint pdV_x. \quad (31)$$

Следовательно, при принятых допущениях площади индикаторных диаграмм горячей и холодной полостей соответствуют количествам подведенной Q_g и отведенной Q_x теплоты.

В то же время работа двигателя за цикл равна разности работ в процессах расширения и сжатия. Изменение общего объема рабочей полости двигателя связано только с перемещением рабочего поршня. Для схемы двигателя с рабочим и вытеснительным поршнями при принятом выше допущении о равенстве давлений во всех полостях в любой момент цикла работу вытеснительного поршня (если пренебречь площадью поперечного сечения штока) можно не учитывать.

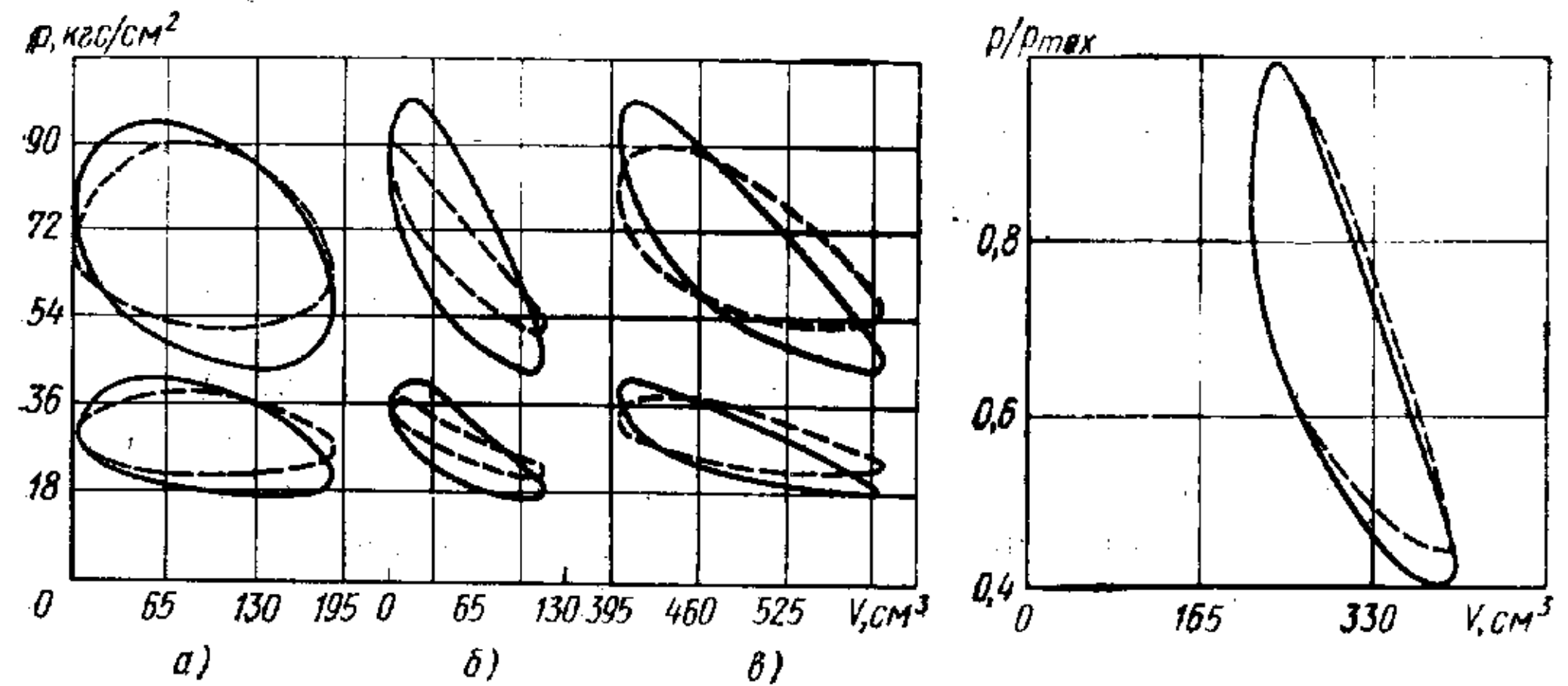


Рис. 15. Индикаторные диаграммы холодильной машины Стирлинга (верхний ряд — при давлении заполнения 26 кгс/см²; нижний ряд — при давлении 11 кгс/см²; — — — экспериментальные диаграммы; - - - расчетные диаграммы): а — расширительная полость; б — компрессорная полость; в — рабочее пространство машины

Рис. 16. Расчетные индикаторные диаграммы двигателя Стирлинга при адиабатном (сплошные линии) и изотермическом (штриховые линии) законах изменения температуры рабочего тела в горячей и холодной полостях

В расчетах индикаторную работу цикла удобно определять по формуле

$$L_{ii} = (Q_g - Q_x)/A.$$

В заключение отметим следующее. Упрощенные расчеты цикла двигателя Стирлинга с двумя поршнями в одном цилиндре показали, что при сохранении неизменным угла сдвига по фазе между моментами, соответствующими максимальным объемам холодной и горячей полостей, работа и к. п. д. цикла зависят от законов перемещения поршней незначительно [18].

Сравнение экспериментальных диаграмм с расчетными для холодильной машины Стирлинга, полученными по описанной выше методике, приведено на рис. 15 [14]. Давление измерялось только в расширительной полости. Для построения диаграмм давления в компрессорной полости и общей диаграммы цикла было принято, что гидравлические потери отсутствуют и изменение объема рабочего пространства подчиняется синусоидальному закону. Расчетные диаграммы цикла несколько отличаются от экспериментальных.

Сравнение расчетных диаграмм цикла двигателя Стирлинга с $V_h = 197$ см³ при изменении объема рабочего пространства по синусоидальному закону и изотермическом или адиабатном законе изменения температуры рабочего тела в горячей и холодной полостях двигателя изображено на рис. 16 [55]. Совпадение диаграмм удовлетворительное.

Дальнейшее уточнение методики расчета рабочего процесса в двигателе Стирлинга связано с уточнением методики расчета регенератора и других теплообменников.

Для определения индикаторного к. п. д. двигателя Стирлинга необходимо найти относительный к. п. д. η_o . С учетом принятых допущений

$$\eta_o = \eta_{пт} \eta_{ух} \eta_{ту} \eta_{ут} \eta_{гидр} \quad (32)$$

где $\eta_{пт}$ и $\eta_{ух}$ — к. п. д., учитывающие потери теплоты в камере сгорания соответственно из-за неполноты сгорания топлива и с уходящими газами; $\eta_{ту}$ — к. п. д., учитывающий потери теплоты вследствие теплообмена; $\eta_{ут}$ — к. п. д., учитывающий влияние утечек рабочего тела; $\eta_{гидр}$ — к. п. д., учитывающий потери теплоты при перетекании рабочего тела.

Для повышения точности расчета индикаторных показателей необходимо накапливать статистические данные по отдельным составляющим относительного к. п. д. и рассчитывать рабочий процесс с учетом теплообмена и перетекания рабочего тела.

У существующих двигателей Стирлинга эффективный к. п. д., определяемый по формуле (21), достигает 0,38—0,42. Это означает, что при работе на режимах максимальной экономичности при $T_1=973$ К и $T_2=293$ К производство

$$\eta_o \eta_m = \eta_e / \eta_{ti} = 0,42 / 0,70 = 0,6.$$

Среднее эффективное давление определяют по формуле (22). Эффективную мощность двигателя Стирлинга вычисляют, как и для двухтактного двигателя (в л. с.):

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{450}, \quad (33)$$

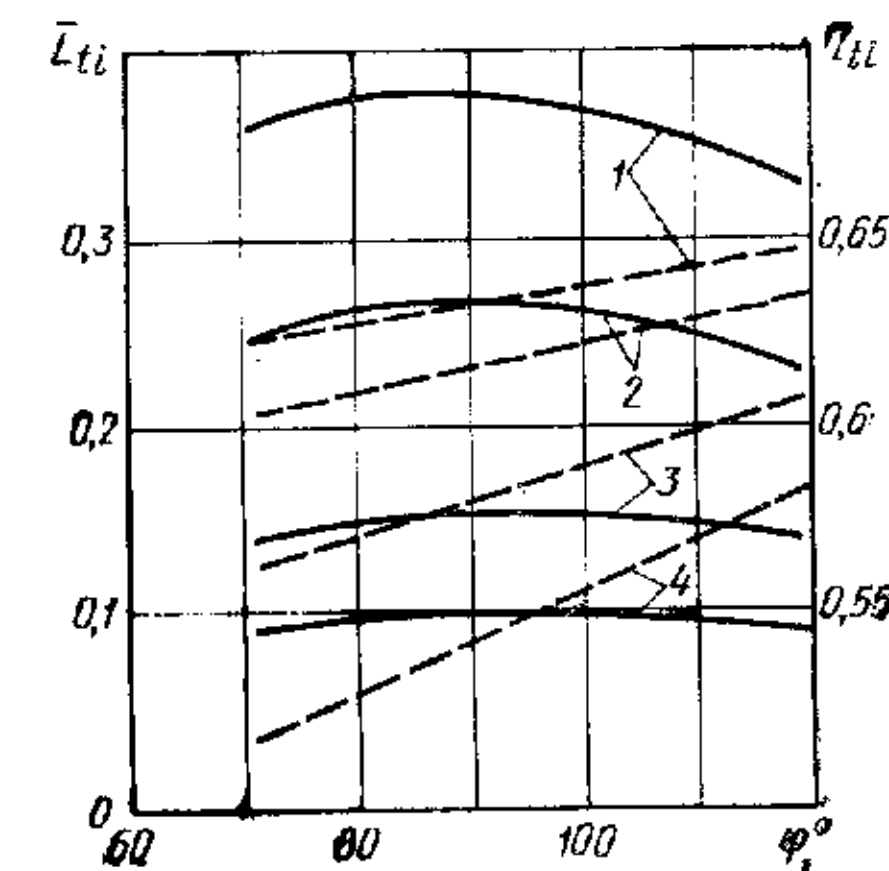
где p_e — эффективное давление, кгс/см²; V_h — рабочий объем цилиндра, л; i — число цилиндров; n — частота вращения коленчатого вала, об/мин.

ВЛИЯНИЕ ФАЗОВОГО СДВИГА ПОРШНЕЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Обычно в качестве параметра для оценки сдвига поршней принимают сдвиг по фазе между моментами цикла, соответствующими максимальным объемам горячей и холодной полостей (от этого параметра зависит эффективность процесса).

На рис. 17 показана зависимость безразмерной удельной работы $\bar{L}_{ti} = L_{ti} / (GRT)$ и индикаторного к. п. д. цикла η_{ti} от угла φ фазового сдвига моментов, соответствующих максимальным объемам горячей и холодной полостей [55]. Эти данные получены при расчете цикла при указанных выше допущениях (см. раздел «Расчет рабочего процесса двигателя с учетом действительного закона движения поршней»), за исключением того

Рис. 17. Зависимость удельной приведенной работы \bar{L}_{ti} (сплошные линии) и индикаторного к. п. д. η_{ti} (штриховые линии) цикла Стирлинга от угла сдвига поршней по фазе φ :
1 — $r_B = 0,25$; 2 — $r_B = 0,50$; 3 — $r_B = 1,00$; 4 — $r_B = 1,50$



что принято: а) объемы горячей V_{hg} и холодной V_{hx} полостей цилиндра изменяются по синусоидальному закону и б) изменение состояния газа в горячей и холодной полостях происходит по адиабате. В расчете $\tau_1=3,0$ и $V_{hx}/V_{hg}=1$.

Расчеты показали, что в исследованном диапазоне изменения φ показатели цикла изменяются незначительно. Максимальная работа цикла соответствует $\varphi=90 \div 100^\circ$ угла поворота коленчатого вала, а индикаторный к. п. д. η_{ti} незначительно возрастает с увеличением φ от 72 до 120° .

У выполненных двигателей Стирлинга обычно $\varphi=90 \div 120^\circ$.

ДВИЖЕНИЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ПОЛОСТЯХ ДВИГАТЕЛЯ

Для определения гидравлических потерь при перетекании рабочего тела из одной полости в другую, а также для расчета процессов теплообмена в нагревателе, регенераторе и охладителе необходимо знать скорости втекания рабочего тела в горячую и холодную полости цилиндра двигателя и вытекания из них.

Количество рабочего тела в любой полости при равновесном состоянии в каждый момент времени определяется по уравнению состояния. Дифференцируя его по времени, получаем уравнение скорости изменения количества газа в полости

$$\sigma = \frac{dG}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{pV}{RT} \right). \quad (34)$$

Для горячей полости это уравнение имеет вид

$$\sigma_g = \frac{dG_g}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{pV_g}{RT_g} \right),$$

где G_g и T_g — масса и температура рабочего тела в горячей полости.

С учетом принятых выше допущений о равенстве давления p в данный момент времени во всех полостях рабочего прост-

ранства двигателя и о постоянстве температур рабочего тела T_r получаем

$$\sigma_r = \frac{1}{RT_r} \left(p \frac{dV_r}{dt} + V_r \frac{dp}{dt} \right). \quad (35)$$

Аналогичным образом для холодной полости

$$\sigma_x = \frac{1}{RT_x} \left(p \frac{dV_x}{dt} + V_x \frac{dp}{dt} \right), \quad (36)$$

где T_x — температура рабочего тела в холодной полости.

Используя уравнение (26), находим

$$\frac{dp}{dt} = -GRT_1 \frac{d/dt (V_{впр} + V_x \tau_1 + V_r)}{(V_{впр} + V_x \tau_1 + V_r)^2} = -p \frac{\tau_1 dV_x/dt + dV_r/dt}{V_{впр} + V_x \tau_1 + V_r}. \quad (37)$$

При определении изменения давления в полости по углу поворота коленчатого вала α это уравнение можно представить в виде

$$\frac{dp}{d\alpha} = -6np \frac{\tau_1 dV_x/d\alpha + dV_r/d\alpha}{V_{впр} + V_x \tau_1 + V_r}. \quad (38)$$

В уравнениях (37) и (38) принято, что $T_r = T_1$ и $T_x = T_2$. Для решения уравнений (35) и (36) необходимо знать величины dV_x/dt и dV_r/dt (или $dV_x/d\alpha$ и $dV_r/d\alpha$). Они определяются в зависимости от схемы привода.

На рис. 18 изображено изменение относительной скорости изменения количества рабочего тела за один цикл в горячей σ_r и холодной σ_x полостях для одного из двигателей Стирлинга [38], у которого объем рабочих пространств изменяется по синусоидальному закону с фазовым сдвигом 90° , отношение температур в рабочем пространстве $\tau_1 = 2$; относительный объем $r_{r \max} = 1$, $r_o = 0,333$; $r_n = 0,333$; $r_p = 0,333$. Расчеты произведены по уточненной методике расчета замкнутых обратимых регенеративных циклов с учетом ограничений, налагаемых на процессы теплопередачи в теплообменных аппаратах, несовершенства процессов в регенераторе и потерь давления при перетекании рабочего тела из одной полости в другую [38]. Положительный знак величины σ_r и σ_x имеют при движении газа из холодной полости в горячую.

Анализ результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

1. Массовая скорость потока изменяется по углу поворота коленчатого вала двигателя. Она выше на «холодной» стороне, что объясняется неравномерностью изменения объемов горячей и холодной полостей двигателя, разностью температур рабочего тела в этих полостях и наличием «вредного» объема рабочего пространства двигателя.

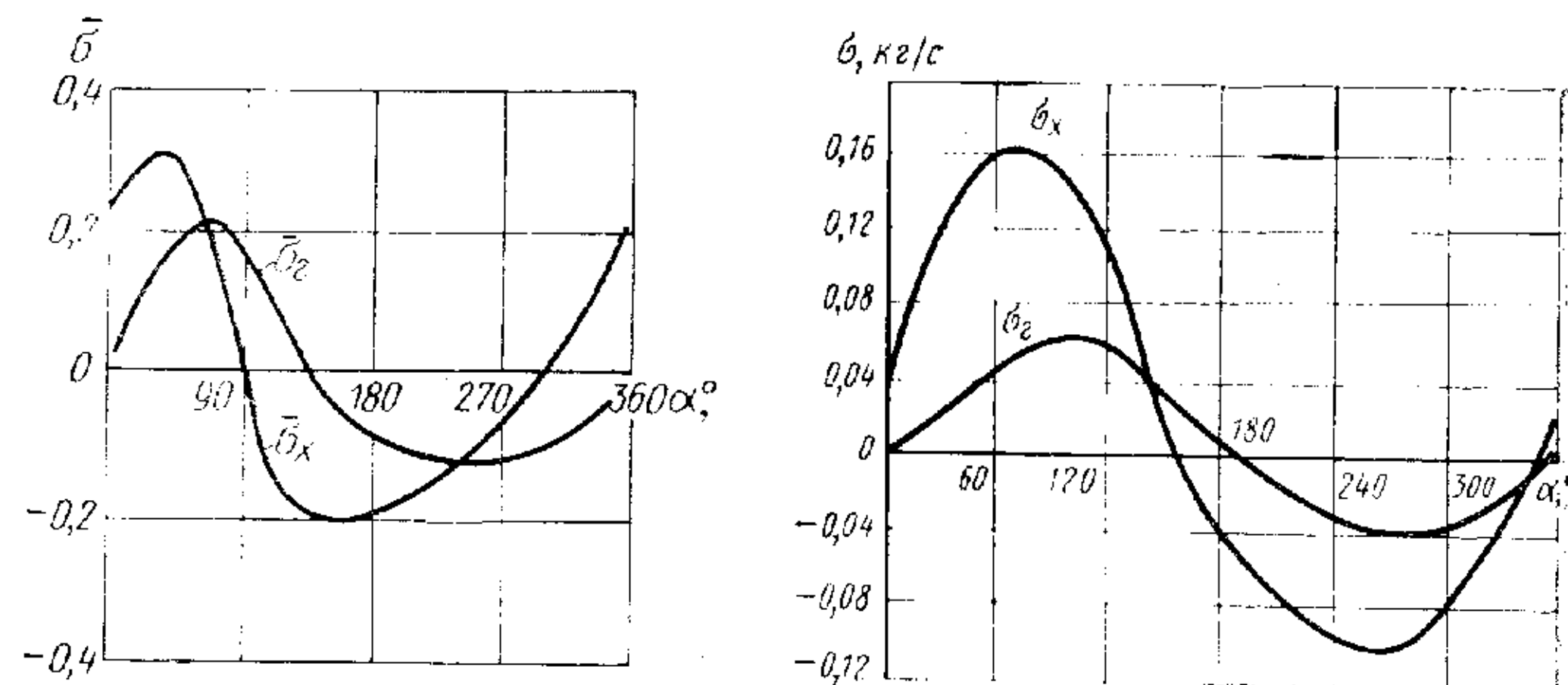


Рис. 18. Относительная скорость σ изменения количества рабочего тела в горячей и холодной полостях двигателя Стирлинга

Рис. 19. Зависимость скорости изменения количества рабочего тела в горячей σ_r и холодной σ_x полостях двигателя Стирлинга от угла поворота коленчатого вала α

2. Диаграммы массовых скоростей потока несимметричны даже при синусоидальном законе движения поршней.

3. Диаграммы сдвинуты по фазе. В результате имеются короткие периоды, когда поток выходит из обоих концов регенератора или входит в него с обеих сторон, т. е. в теплообменниках двигателя происходит колебательное движение рабочего тела.

На рис. 19 приведены скорости изменения количества рабочего тела за один цикл в горячей и холодной полостях двигателя Стирлинга с учетом действительного закона движения поршней, рассчитанные по упрощенной методике Шмидта — Киркли, изложенной выше [41].

Сопоставление результатов расчетов показывает, что основные качественные закономерности остаются такими же, как и при расчете массопотоков по уточненной методике. Однако и эта методика дает только приближенное представление о процессах, протекающих в полостях двигателя Стирлинга. Вместе с тем она позволяет с достаточной степенью точности произвести анализ качественного влияния конструктивных параметров двигателя на движение рабочего тела в его полостях.

ВЫБОР РАБОЧЕГО ТЕЛА

На мощность и экономичность двигателя значительное влияние оказывают такие свойства рабочего тела, как коэффициент теплопроводности, теплоемкость, плотность и вязкость.

Увеличение коэффициента теплопроводности способствует приближению температуры рабочего тела к температуре горя-

чего и холодного источников теплоты, а увеличение теплоемкости — возрастанию количества воспринимаемой рабочим телом за цикл теплоты или уменьшению количества рабочего тела в цилиндре двигателя при одинаковом количестве сообщаемой теплоты. Уменьшение вязкости рабочего тела приводит к уменьшению гидравлических потерь при перетекании.

С учетом сказанного в качестве рабочего тела для двигателя Стирлинга можно использовать водород. Как показал опыт, действительно, при использовании водорода двигатель Стирлинга имеет наиболее высокие эффективные показатели рабочего процесса.

При выборе рабочего тела должны учитываться также требования безопасности эксплуатации двигателя, надежности его работы, малой стоимости рабочего тела и его недефицитности.

Применение водорода в качестве рабочего тела в двигателях Стирлинга связано с рядом затруднений. Водород обладает способностью при высоких температурах диффундировать через стальные стенки нагревателя, поэтому возникает необходимость или постоянно пополнять систему водородом, или применять специальные дорогостоящие материалы для изготовления нагревателя. Пополнение системы водородом может производиться сравнительно легко из дополнительной емкости, но это связано с увеличением габаритов и массы установки.

Кроме того, применение водорода в двигателях, работающих в ограниченном пространстве, нецелесообразно по условиям взрывобезопасности. Это вызывает дополнительные трудности при герметизации системы. Хотя внутри двигателя используется относительно небольшое количество водорода (около 150 г для двигателя мощностью 200 л. с.) и просочившийся газ быстро рассеивается в атмосфере, все же еще неясно, какие меры нужно принимать для обеспечения безопасной эксплуатации такого двигателя.

Вследствие этого во многих случаях в качестве рабочего тела в двигателях используют гелий. Влияние различных рабочих тел (водорода, гелия и воздуха) на эффективный к. п. д. двигателя Стирлинга при давлении рабочего тела 110 кгс/см², температуре в нагревателе 700°С, температуре охлаждающей воды 25°С и к. п. д. камеры сгорания 0,85 показано на рис. 20 [45]. Применение гелия (кривая 2) и особенно водорода (кривая 3) в качестве рабочего тела вместо воздуха (кривая 1) позволяет значительно увеличить литровую мощность двигателя при высоком к. п. д.

Гелий обладает большей теплоемкостью и лучшей теплопроводностью по сравнению с воздухом. При одинаковых давлениях и температурах плотность гелия примерно в 7 раз меньше плотности воздуха, поэтому можно увеличить скорость потока гелия в каналах теплообменников в 2—3 раза без су-

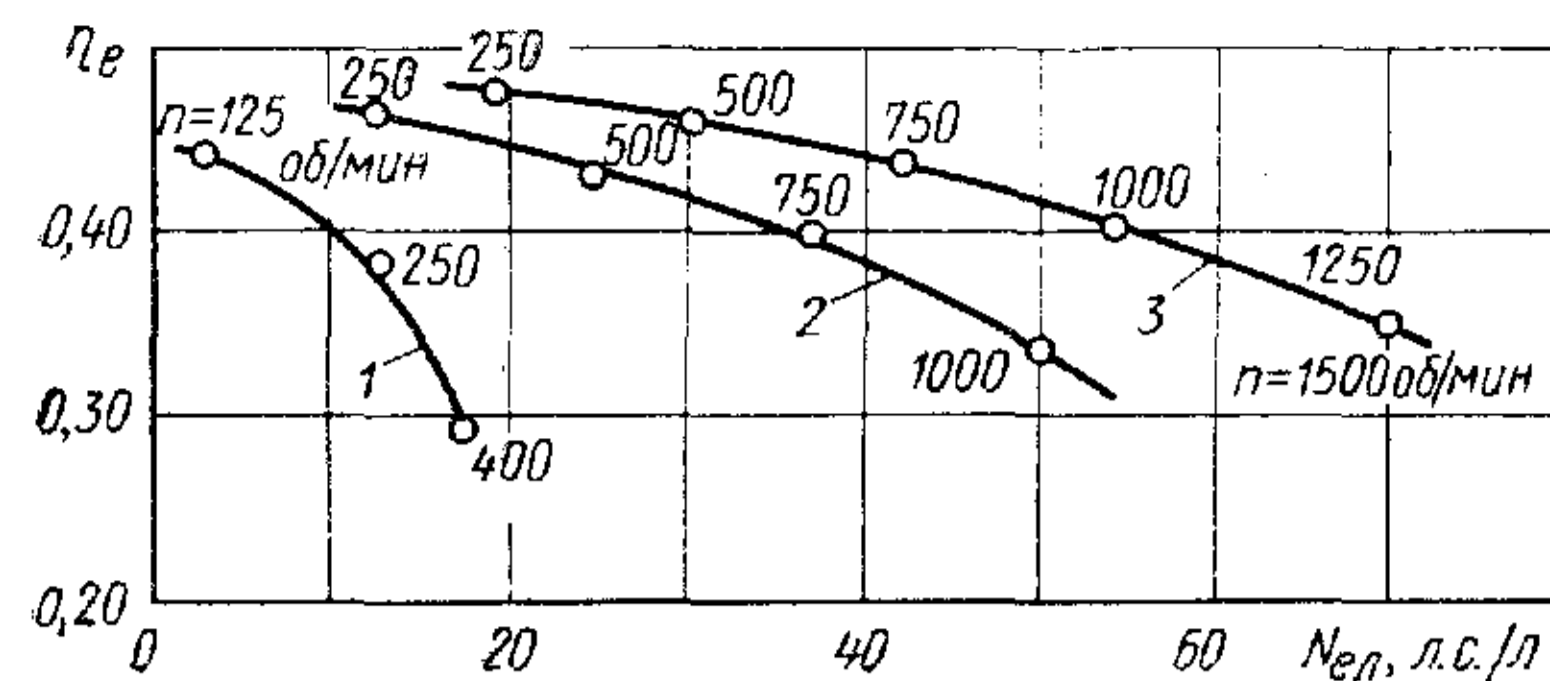


Рис. 20. Влияние различных рабочих тел на эффективный к. п. д. двигателя Стирлинга

щественного снижения давления. Увеличение коэффициента теплопередачи при использовании гелия вместо воздуха позволяет сократить габаритные размеры теплообменных аппаратов примерно в 2—3 раза.

Применение гелия или другого инертного газа в установках замкнутого цикла, что исключает возможность его окисления, позволяет использовать такие металлы, как ниобий или молибден или его сплавы. Эти материалы в нейтральной атмосфере и при очень высоких температурах допускают напряжение до 40 кгс/мм². Опыт эксплуатации указанных жаропрочных материалов в других отраслях техники дает достаточные основания для применения гелия в высокотемпературных двигателях Стирлинга. Кроме того, в случае использования в качестве источника тепловой энергии атомного реактора гелий является единственным рабочим телом, которое не становится радиоактивным во внутреннем контуре реактора. Чистый гелий, проходя через активную зону атомного реактора, не становится радиоактивным, и поэтому возможно создание реакторов с температурой газа на выходе более 1000°С.

По данным расчетов и испытаний выполненных фирмой Джeneral Моторс двигателей следует, что в случае использования в качестве рабочего тела гелия вместо водорода для обеспечения требуемой мощности рабочий объем двигателя должен быть увеличен на 40% [26].

В качестве рабочего тела в двигателях Стирлинга применяется также аргон и углекислый газ. При работе двигателя на аргоне к. п. д. двигателя на 37%, а удельная мощность на 32% выше, чем при использовании воздуха [14].

Расчет двигателя Стирлинга мощностью 20 л. с. при n = 4000 об/мин, работающего на углекислом газе, при максимальной 650°С и минимальной 60°С температурах, механическом к. п. д. 0,95, к. п. д. регенератора 0,9 и минимальном давлении цикла 40 кгс/см² показал, что к. п. д. цикла Стирлинга при степенях повышения давления 2 и 3,33 достигает 0,422

и 0,536. Соответственно эффективный к. п. д. равен 0,336 и 0,438 [37].

Для повышения удельной мощности необходимо увеличить массу рабочего тела. С этой целью его нагнетают в систему под давлением. Максимальное давление рабочего тела независимо от его вида (водород или гелий) должно быть 70—210 кгс/см², так как мощность двигателя данного рабочего объема изменяется практически прямо пропорционально максимальному давлению рабочего тела. Однако повышение давления цикла приводит к увеличению нагрузок на кривошипно-шатунный механизм, а следовательно, к росту его размеров и массы. При высоком давлении цикла требуется также использование дорогостоящих жаропрочных материалов. Например, фирма USS (Швеция) построила двигатель со средним рабочим давлением 217 кгс/см². Сейчас она работает над снижением его до 110 кгс/см², чтобы для производства двигателя использовать обычные нержавеющие стали.

Теплофизические свойства водорода, гелия и воздуха при различной температуре T приведены в табл. 3 [34].

3. Теплофизические свойства водорода, гелия и воздуха

T, К	Водород			Гелий			Воздух		
	Абсолютное давление, кгс/см ²								
	1	100	200	1	100	200	1	100	200
<i>Теплоемкость c_p, ккал/(кг·°C)</i>									
280	3,39	3,46	3,50	1,2403	1,2403	1,2403	0,240	0,284	0,315
500	3,46	3,48	3,49	1,2403	1,2403	1,2403	0,246	0,2565	0,2645
700	3,49	3,49	3,495	1,2403	1,2403	1,2403	0,2565	0,2615	0,266
900	3,53	3,54	3,54	1,2403	1,2403	1,2403	0,268	0,271	0,271
<i>Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^3$, ккал/(м·ч·°C)</i>									
300	157,3	165	170,2	128,5	132,2	136,8	22,5	27,1	33,1
500	229	233	237	190,5	192,5	195,2	35,1	37,3	40,2
900	354	356	257,5	288,3	289,3	290,5	49,27	50,6	51,9
<i>Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$, кгс·с/м²</i>									
300	91,3	92,7	95	197,5	198,5	200	188	209	242
500	129	129,6	131	285	284	283	275	285	299
1000	205	204,8	206	424	423,3	423,3	432,5	437	443

Теплоемкость гелия в интервале температур от 0 до 3000°С и в интервале давлений от 1 до 200 кгс/см² может быть принята постоянной, а именно $c_p = 1,2403$ ккал/(кг·°С). Погрешность значений теплоемкости при этом не более 0,2% [34]. Коэффи-

циент теплопроводности гелия при атмосферном давлении в интервале температур 0—3000°С определяется по уравнению [в ккал/(м·ч·°С)]

$$\lambda_t = 0,1365 (\theta - 0,8536)^{0,69} + 0,757 \frac{\theta}{\theta^5 + 128},$$

где $\theta = t/320$; t — температура, °С.

Коэффициент теплопроводности гелия при давлении p и температуре t может быть определен по формуле

$$\lambda = \lambda_t + 2,00 \cdot 10^{-4} p + 2,05 \cdot 10^{-6} p^2,$$

где λ_t — коэффициент теплопроводности гелия при атмосферном давлении и температуре t ; p — плотность гелия при давлении p и температуре t , кг/см³.

Динамическая вязкость гелия при атмосферном давлении в интервале температур 0—3000°С (в кгс·с/м²)

$$\mu_t = b (\theta + 0,8536)^{0,69} + \frac{0,908 \cdot 10^{-7}}{1,78 + \theta},$$

где $b = 0,2062 \cdot 10^{-5}$.

При давлении p и температуре t динамическая вязкость гелия

$$\mu = \mu_t + 0,272 \cdot 10^{-10} p^2,$$

где μ_t — динамическая вязкость гелия при атмосферном давлении и температуре t .

ОСНОВЫ РАСЧЕТА БУФЕРНОЙ ПОЛОСТИ

При политропном изменении состояния рабочего тела в полости двигателя работа сжатия

$$L_{ож} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{p_a V_a}{n_1 - 1} (\varepsilon^{n_1 - 1} - 1), \quad (39)$$

где n_1 — показатель политропы сжатия.

4. Работа сжатия дизеля и двигателя Стирлинга

Двигатель	V_h , л	ε	T_a , К	n_1	p_a , кгс/см ²	V_a , л	$L_{сж}$, кгс·м
Дизель	1	15	330	1,37	1,0	1,07	50
Двигатель Стирлинга	1	1,5	330	1,3	100	3,0	1300

В табл. 4 приведены подсчитанные по формуле (39) значения работы, затраченной в процессе сжатия в дизеле и в дви-

гателе Стирлинга. При расчете принято, что рабочий объем у обоих двигателей одинаковый.

Из таблицы видно, что работа сжатия в двигателе Стирлинга во много раз больше, чем у дизелей. Поэтому целесообразно использовать также энергию сжатия, которая специально аккумулируется в буферной полости объемом V_6 (см. рис. 10). Такие полости имеются во всех двигателях Стирлинга простого действия.

В качестве буферных полостей в двигателях иногда используется герметичный картер. Буферная полость заполняется тем же рабочим телом, что и цилиндр двигателя, и сообщается с его рабочей полостью через капиллярную трубку [47]. Это обеспечивает автоматическое регулирование давления в буферной полости в зависимости от давления в рабочем пространстве, которое зависит, в свою очередь, от нагрузки двигателя.

При расширении в рабочей полости двигателя (движении рабочего поршня к н. м. т.) в буферной полости происходит сжатие газа, т. е. аккумуляция энергии, которая в дальнейшем используется для сжатия рабочего тела.

Для установившегося режима работы двигателя без учета потерь можно записать

$$L_{сж} = L_{р6},$$

где $L_{р6}$ — работа расширения в буферной полости.

Этот энергетический баланс может быть обеспечен при различных объемах буферной полости.

Работа расширения в буферной полости

$$L_{р6} = \frac{p_{6 \min} V_{6 \max}}{n_6 - 1} \left[\left(\frac{p_{6 \max}}{p_{6 \min}} \right)^{(n_6 - 1)/n_6} - 1 \right] = \frac{p_{6 \min} V_{6 \max}}{n_6 - 1} (\epsilon^{n_6 - 1} - 1),$$

где $p_{6 \min}$ и $p_{6 \max}$ — соответственно минимальное и максимальное давления в буферной полости; $V_{6 \max}$ — максимальный объем буферной полости; n_6 — показатель политропы процесса в буферной полости.

Тогда объем буферной полости

$$V_{6 \max} = \frac{L_{сж} (n_6 - 1)}{p_{6 \min} \left[(V_{6 \max}/V_{6 \min})^{n_6 - 1} - 1 \right]}. \quad (40)$$

Отношение максимального и минимального давлений в буферной полости зависит от ее объема. Для уменьшения потерь теплоты в окружающее пространство от стенок буферной полости желательно уменьшать перепад давлений, т. е. увеличивать объем буферной полости. В многоцилиндровых двигателях Стирлинга это достигается объединением между собой буферных полостей отдельных цилиндров.

В табл. 5 приведены давления в рабочей и буферной полостях существующего двигателя Стирлинга мощностью 40 л. с. с диаметром цилиндра $D=88$ мм и ходом поршня $S=60$ мм [25].

Среднее давление $p_{ср}$ определялось как среднее арифметическое p_{\max} и p_{\min} . Перепад давлений в буферной полости меньше, чем в рабочей, а средние давления в этих полостях близки друг другу по величине.

Если объем буферной полости выбран из конструктивных соображений, то изменение давления в ней можно определить по формуле

$$L_{сж} = L_{р6} = \frac{p_{6 \min} V_{6 \max}}{n_6 - 1} \left[\left(\frac{V_{6 \max}}{V_{6 \min}} \right)^{n_6 - 1} - 1 \right].$$

При выбранном $V_{6 \max}$ и $V_{6 \min} = V_{6 \max} - V_h$ находят минимальное давление в буферной полости $p_{6 \min}$. Затем по уравнению политропного изменения состояния газа определяют текущее давление p в буферной полости.

На рис. 21 показано изменение давления в буферной полости в функции угла поворота коленчатого вала для двигателя, имеющего $V_h=2140$ см³; $V_c=7130$ см³; $V_{6 \max}=8428$ см³; $\lambda=R/L=0,3$; (где R — радиус кривошипа, L — длина шатуна); $k=e/R$ (где e — дезакснел кривошипно-шатунного механизма); $\epsilon=1,3$; $R=4,6$ см; $S/D=0,8$ (где S — ход поршня, D — диаметр цилиндра); диаметр штока $D_{шт}=2,0$ см; работа сжатия в буферной полости $L_{сж6}=176\,200$ кгс·см.

Изменение давления газа в буферной полости необходимо знать для расчета газовых сил, действующих на рабочий поршень.

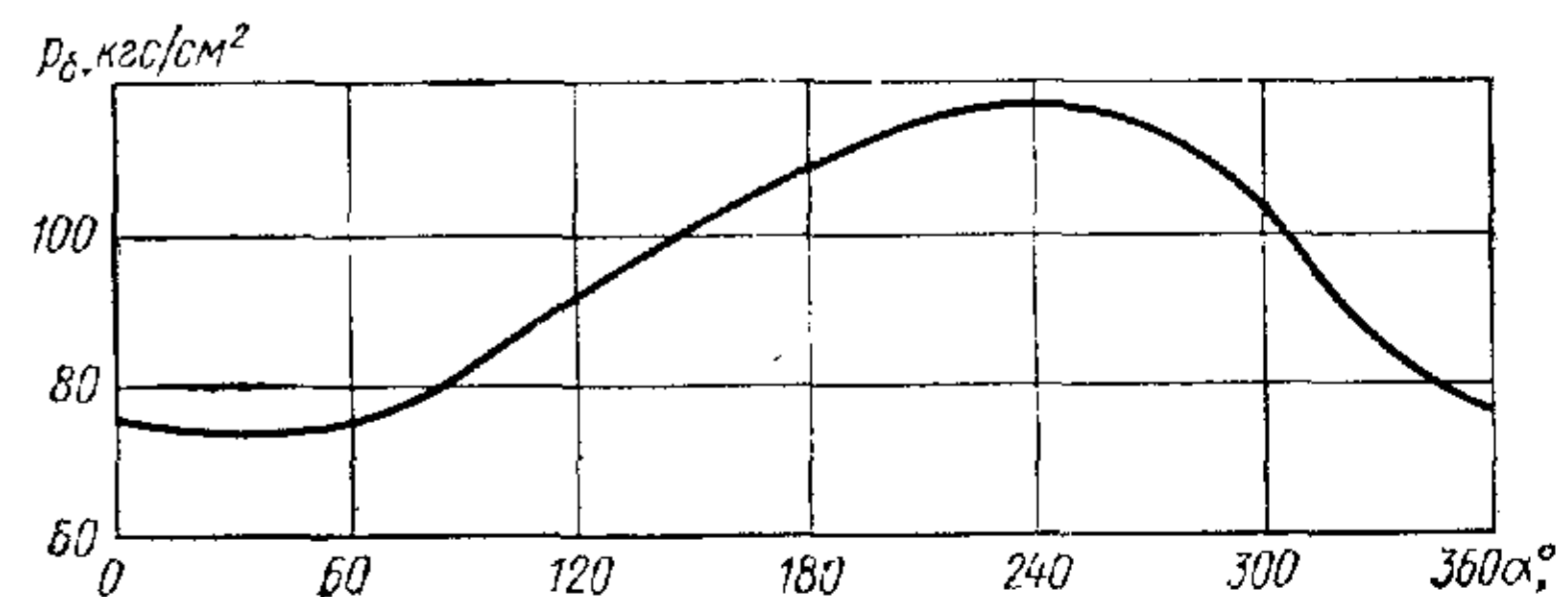


Рис. 21. Изменение давления в буферной полости p_6 двигателя Стирлинга

5. Давление в рабочей и буферной полостях двигателя Стирлинга (в кгс/см²)

Полость	p_{\max}	p_{\min}	$p_{ср}$
Рабочая	100	50	75
Буферная	85	55	70

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Уравнение общего теплового баланса двигателя, показывающее распределение теплоты, выделяемой при сгорании топлива в камере сгорания, на полезную работу и различные потери, можно представить в следующем виде:

$$Q_T = Q_e + Q_w + Q_{\text{газ}} + Q_M + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}}$$

где Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; Q_w — теплота, передаваемая в систему охлаждения; $Q_{\text{газ}}$ — теплота, уносимая продуктами сгорания; Q_M — теплота, передаваемая смазочному маслу; $Q_{\text{нс}}$ — потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива; $Q_{\text{ост}}$ — остаточный член, характеризующий неучтенные потери теплоты.

Наиболее точно величины составляющих теплового баланса могут быть определены только экспериментальным путем.

В большинстве случаев тепловой баланс составляют в относительных величинах (в долях или процентах), т. е. относят его составляющие к количеству располагаемой теплоты. В этом случае уравнение теплового баланса имеет вид

$$100\% = q_e + q_w + q_{\text{газ}} + q_M + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}}$$

Распределение располагаемой теплоты топлива в двигателе Стирлинга при $N_e = 40$ л. с., $n = 1500$ об/мин и $p_{\text{max}} = 140$ кгс/см² показано на рис. 22 [48].

Сравнение этих данных с тепловым балансом, например, четырехтактного дизеля при работе по внешней характеристике (рис. 23) показывает, что тепловой баланс двигателя Стирлинга существенно отличается от теплового баланса дизеля. По

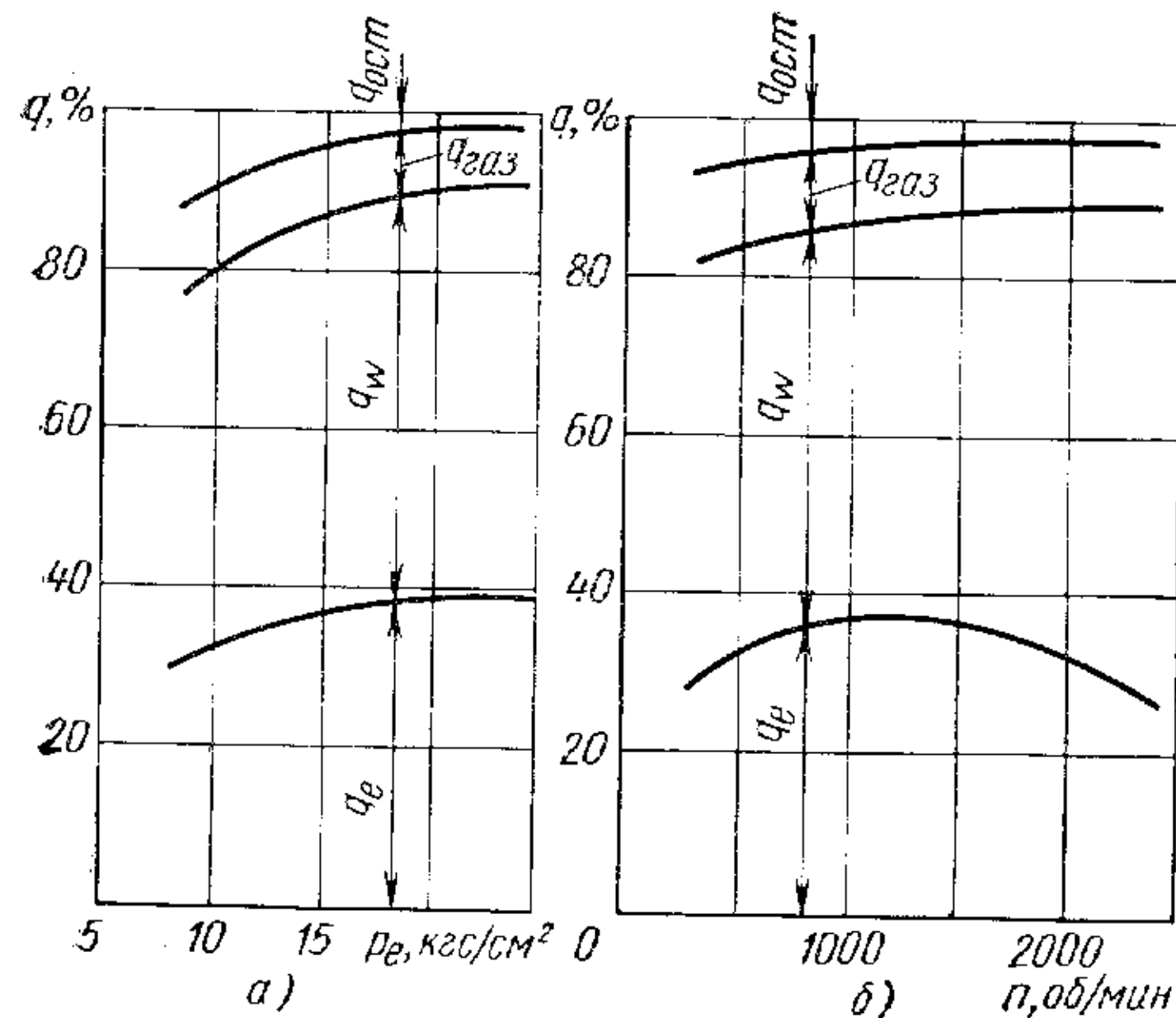


Рис. 22. Тепловой баланс двигателя Стирлинга:
а — при работе с $n = \text{const}$; б — при работе с $p_{\text{max}} = \text{const}$

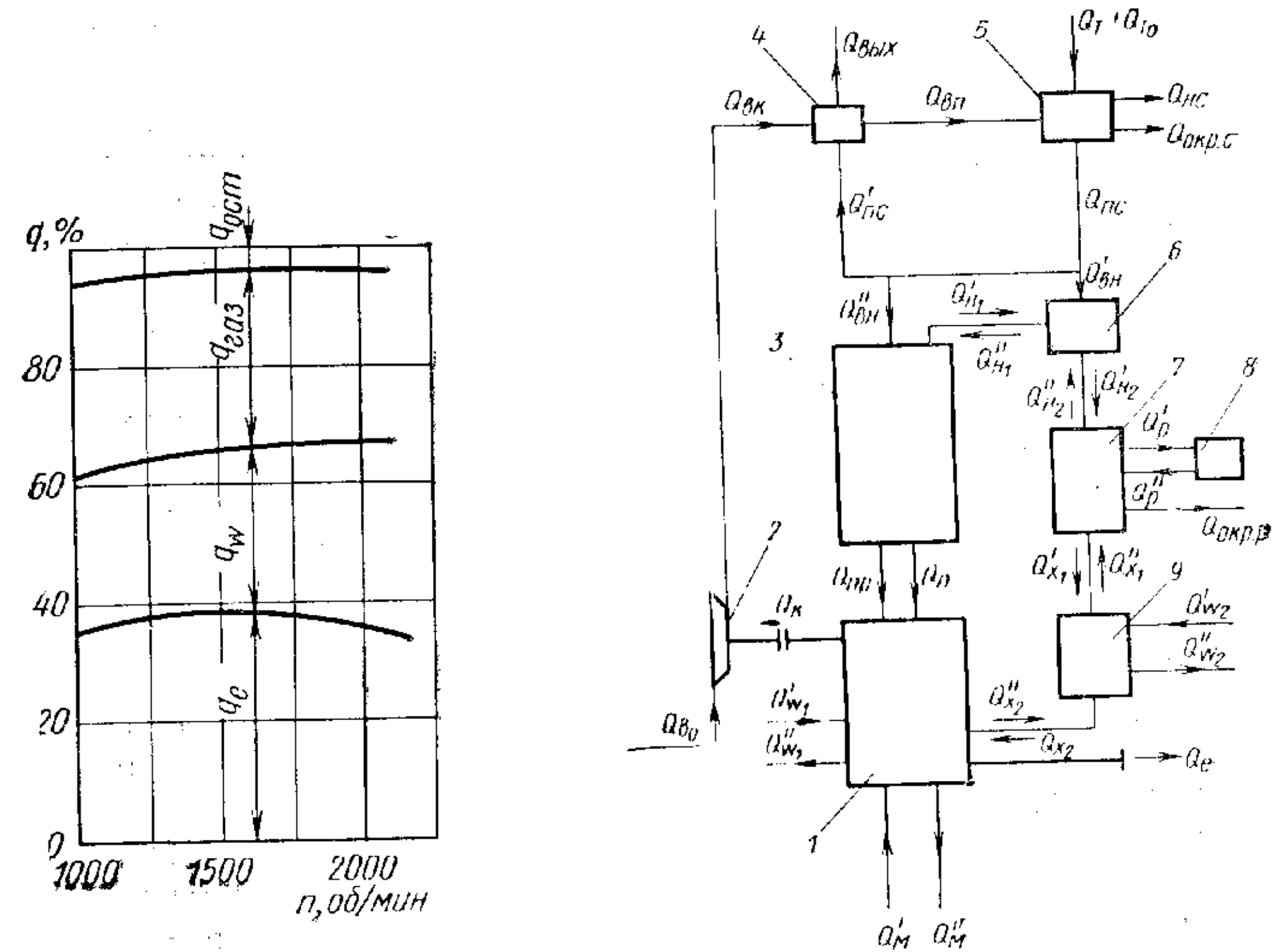


Рис. 23. Тепловой баланс четырехтактного дизеля при работе по внешней характеристике

Рис. 24. Схема для составления теплового баланса двигателя Стирлинга с камерой сгорания для жидкого топлива:

1 — холодная полость двигателя; 2 — компрессор; 3 — горячая полость двигателя; 4 — воздухоподогреватель; 5 — камера сгорания; 6 — нагреватель; 7 — газовая полость регенератора; 8 — насадка регенератора; 9 — охладитель

сравнению с дизелями в двигателях Стирлинга значительно меньше отводится теплоты с продуктами сгорания $q_{\text{газ}}$ и значительно больше в систему охлаждения q_w . Так как теплоотсеивание этой части теплоты в окружающую среду осуществляется при малых температурных перепадах, то двигатель Стирлинга должен быть оборудован системой охлаждения со значительно большей теплопередающей поверхностью. Это обстоятельство, в частности, является одним из недостатков двигателей Стирлинга при их использовании на транспортных средствах.

Для анализа процессов в отдельных контурах или отдельных агрегатах двигателя Стирлинга составляют соответствующие тепловые балансы. Схема для составления теплового баланса двигателя Стирлинга с вытеснительным поршнем, оборудованного камерой сгорания, работающей на жидком топливе, изображена на рис. 24. Направления тепловых потоков обозначены стрелками.

При составлении теплового баланса двигателя обычно выделяют внешний разомкнутый контур подвода теплоты, внутренний контур двигателя (в котором происходит рабочий цикл) и

внешний контур отвода теплоты от двигателя (который включает системы отвода теплоты от охладителя 9 и из системы смазки).

Процесс подвода теплоты во внешнем контуре осуществляется следующим образом. Воздух, поступающий в компрессор 2, вносит теплоту $Q_{во}$, определяемую разностью энтальпий воздуха при изменении температуры его от 0°C до температуры на входе в компрессор. После сжатия в компрессоре воздух с теплотой $Q_{вк}$ поступает в воздухоподогреватель 4, где он получает дополнительную теплоту от продуктов сгорания топлива, вышедших из нагревателя 6. Поступающие в воздухоподогреватель продукты сгорания топлива вносят теплоту $Q'_{пс}$, а на выходе из воздухоподогревателя ими выносятся теплота $Q_{вых}$. Теплота, вносимая воздухом в камеру сгорания 5, равна $Q_{вп}$. Дополнительно в камеру сгорания вносится физическая теплота топлива $Q_{то}$ и теплота Q_T , выделяемая при полном сгорании топлива.

Продукты сгорания, выходящие из камеры сгорания, имеют теплоту $Q_{пс}$; часть теплоты от сгорания топлива $Q_{пс}$ теряется вследствие неполного его сгорания. Часть теплоты продуктов сгорания $Q'_{вн}$ передается во внутренний тепловой контур рабочему телу при постоянном объеме через стенки нагревателя, а другая часть $Q''_{вн}$ — при постоянной температуре через стенки цилиндра горячей полости 3. Некоторое количество теплоты продуктов сгорания $Q_{окр.с}$ отводится во внешнем тепловом контуре в окружающую среду.

Уравнение теплового баланса внешнего контура подвода теплоты может быть записано в виде

$$Q_{вк} + Q_{то} + Q_T = Q'_{вн} + Q''_{вн} + Q_{вых} + Q_{пс} + Q_{окр.с},$$

где $Q_{вых}$ — теплота, уносимая продуктами сгорания из воздухоподогревателя.

Методика составления теплового баланса внутреннего теплового контура ничем не отличается от приведенной выше. Во внутреннем тепловом контуре теплота $Q'_{вн}$ и $Q''_{вн}$ расходуется на совершение эффективной работы, которой эквивалентна теплота Q_e , и на привод компрессора Q_K , кроме того, отводится в систему охлаждения Q_w , со смазочным маслом Q_M и в окружающую среду $Q_{окр.р}$.

Уравнение теплового баланса внутреннего теплового контура имеет вид (индекс «1» соответствует подводу теплоты, индекс «2» — отводу теплоты; штрих — процессу теплообмена при постоянном объеме; два штриха — процессу теплообмена при постоянной температуре):

$$Q'_{вн} + Q''_{вн} + Q'_{w1} + Q'_{w2} + Q'_M = Q_e + Q_K + Q''_{w1} + Q''_{w2} + Q''_M + Q_{окр.р}$$

Тепловой баланс может быть составлен отдельно для каждого узла двигателя, например для воздухоподогревателя, камеры сгорания, нагревателя и т. д.

Рассмотрим выражения для отдельных составных частей теплового баланса за час работы двигателя.

Располагаемая теплота топлива определяется низшей теплотой сгорания топлива H_u и часовым расходом топлива G_T :

$$Q_T = H_u G_T.$$

Эффективная работа, совершенная двигателем, выраженная в тепловых единицах:

$$Q_e = 632 N_e.$$

Теплота, воспринимаемая от рабочего тела внутренними поверхностями цилиндра в холодной полости и стенками охладителя, отводится в окружающую среду при помощи охлаждающей жидкости и определяется по расходу охлаждающей жидкости и изменению температуры ее при входе в систему и на выходе из нее:

$$Q_w = Q_{w1} + Q_{w2},$$

где

$$Q_{w1} = Q'_{w1} - Q''_{w1} = G_{w1} \Delta t_1 c_w;$$

$$Q_{w2} = Q'_{w2} - Q''_{w2} = G_{w2} \Delta t_2 c_w;$$

G_{w1} и G_{w2} — расходы охлаждающей жидкости соответственно через систему охлаждения холодной полости двигателя и систему охлаждения охладителя; Δt_1 и Δt_2 — изменение температуры жидкости соответственно в системе охлаждения холодной полости двигателя и в системе охлаждения охладителя; c_w — теплоемкость охлаждающей жидкости.

Со смазочным маслом теплота теряется только в картере двигателя, так как в горячей и холодной полостях его движущиеся детали не смазываются, а теплота трения передается только охлаждающей жидкости.

Теплоту, воспринимаемую маслом, определяют по расходу масла G_M и изменению его температуры Δt_M при выходе из системы и при входе в нее

$$Q_M = Q''_M - Q'_M = G_M \Delta t_M c_M,$$

где c_M — теплоемкость масла.

Теплоту, уносимую продуктами сгорания топлива, вычисляют по разности теплоты $Q_{вых}$ отработавших газов за выпускным трубопроводом, теплоты поступающего в двигатель воздуха $Q_{во}$ и подаваемого в камеру сгорания топлива $Q_{то}$:

$$Q_{газ} = Q_{вых} - Q_{во} - Q_{то}$$

Где $Q_{\text{вых}} = G_{\text{вых}} c_{pm} t_{\text{вых}}$; $Q_{\text{во}} = G_{\text{вз}} c'_{pm} t_o$; $Q_{\text{то}} = G_{\text{т}} c_{\text{т}} t_{\text{т}}$; $G_{\text{вых}}$, $G_{\text{вз}}$ и $G_{\text{т}}$ — масса соответственно отработавших газов, воздуха и топлива; c_{pm} и c'_{pm} — средние удельные теплоемкости соответственно отработавших газов и воздуха при постоянном давлении; $t_{\text{вых}}$, t_o и $t_{\text{т}}$ — температура соответственно отработавших газов за выпускным трубопроводом, окружающей среды и топлива, поступающего в форсунку камеры сгорания; $c_{\text{т}}$ — удельная теплоемкость топлива.

Процесс сгорания топлива обычно происходит при коэффициенте избытка воздуха в зоне горения не менее 1,3—1,5. Для обеспечения надежной работы деталей горячей полости двигателя температура продуктов сгорания перед нагревателем не должна превышать определенной величины в зависимости от физических свойств материала нагревателя. Поэтому к продуктам сгорания после зоны горения подводится вторичный воздух в количестве, достаточном для доведения их температуры до необходимой по условиям надежности работы нагревателя. В связи с этим общий коэффициент избытка воздуха может быть больше 2. Потери теплоты от неполного сгорания определяются по данным анализа продуктов сгорания, элементарному составу топлива и его расходу. Остаточный член теплового баланса характеризует количество теплоты, теряемой двигателем в результате теплообмена с окружающей средой, и неучтенные потери теплоты.

Эти потери расчету точно не поддаются и могут быть приблизительно определены только экспериментальным путем на реальных двигателях.

Количество теплоты, передаваемой из внешнего контура во внутренний, зависит от нагрузки на двигатель и определяется условиями теплообмена между этими контурами

$$Q'_{\text{вн}} + Q''_{\text{вн}} = k'_T F_1 \Delta t_1 + k''_T F_2 \Delta t_2,$$

где k'_T , k''_T — коэффициенты теплопередачи между продуктами сгорания и рабочим телом соответственно в нагревателе и в горячей полости; F_1 , F_2 — поверхности теплообмена соответственно нагревателя и горячей полости; Δt_1 , Δt_2 — среднеинтегральные разности температур между продуктами сгорания и рабочим телом соответственно в нагревателе и в горячей полости.

Процессы теплообмена в двигателе нестационарные. Однако опыт показывает, что в течение одного цикла средняя температура стенок цилиндра и трубок нагревателя изменяется незначительно и она может быть принята постоянной. При изменении режима работы двигателя обычно стремятся сохранить значение этой температуры также постоянной, регулируя соответствующим образом подачу топлива и воздуха, что позволяет поддерживать к. п. д. двигателя на достаточно высоком уровне.

Основная трудность заключается в расчете коэффициентов теплопередачи, тем более что характеристики теплопередачи, определенные при стационарном режиме, не совпадают с характеристиками для циклических процессов.

Температура продуктов сгорания выше максимальной температуры рабочего тела, поэтому тепловой поток всегда направлен из внешнего теплового контура во внутренний.

В горячую полость двигателя теплота $Q''_{\text{н1}}$ (рис. 24) поступает с рабочим телом, втекающим в полость из нагревателя, а отводится теплота $Q'_{\text{н1}}$ рабочим телом, вытесняемым из горячей полости и поступающим в нагреватель. Часть теплоты $Q_{\text{п}}$ отводится из горячей полости в холодную путем теплообмена с холодной полостью через вытеснительный поршень и стенки цилиндра. Потерями теплоты $Q_{\text{пр}}$ вследствие перетекания части рабочего тела из горячей полости в холодную через зазор между стенками цилиндра и вытеснительным поршнем нельзя пренебрегать, так как при равенстве количеств рабочего тела, перетекающего через зазор между стенками цилиндра и поршнем из горячей полости в холодную и обратно, тепловой поток из горячей полости в холодную по величине больше потока в обратном направлении. При перетекании рабочего тела из горячей полости в холодную из нагревателя отводится теплота $Q'_{\text{н2}}$, которая частично передается насадке регенератора в количестве Q'_r , частично теряется в окружающую среду и отводится рабочим телом в охладитель в количестве $Q'_{\text{х1}}$. При обратном движении рабочего тела к теплоте $Q'_{\text{х1}}$, вносимой рабочим телом, поступающим из охладителя в регенератор, в последнем прибавляется теплота Q''_r . Однако $Q''_r < Q'_r$, так как часть теплоты $Q_{\text{окр.р}}$ из регенератора теряется в окружающую среду.

Таким образом, тепловой баланс регенератора представится в виде (индексы см. на стр. 40).

$$Q'_{\text{н2}} + Q'_r + Q'_{\text{х1}} = Q'_r + Q'_{\text{н2}} + Q'_{\text{н1}} + Q_{\text{окр.р}}$$

При установившемся режиме работы двигателя, когда количество рабочего тела, поступающего в каждую полость двигателя, равно количеству рабочего тела, выходящего из полостей,

$$Q'_{\text{н2}} < Q'_{\text{н1}}; \quad Q'_r < Q'_r; \quad Q'_{\text{х1}} < Q'_{\text{х1}}.$$

Количество теплоты, передаваемой насадке регенератора, в несколько раз превышает количество теплоты, отводимой из внешнего теплового контура во внутренний [6].

Тепловой баланс охладителя

$$Q'_{\text{х2}} + Q'_{\text{х2}} + Q'_{\text{ω2}} = Q'_{\text{х1}} + Q'_{\text{ω2}} + Q'_{\text{х2}}.$$

В этом уравнении

$$Q'_{\text{х2}} < Q'_{\text{х1}}; \quad Q'_{\text{х1}} < Q'_{\text{х2}}; \quad Q'_{\text{ω2}} > Q'_{\text{ω2}},$$

потому что от охладителя теплота отводится охлаждающей жидкостью как при прямом, так и при обратном движении рабочего тела через охладитель и она равна разности энтальпий охлаждающей жидкости на выходе из охладителя и на входе в него.

Во внутреннем тепловом контуре, кроме указанных выше, имеются также потери теплоты, обусловленные аэродинамическим трением при перетекании рабочего тела из одной полости в другую. Так как процессы в рабочем пространстве двигателя Стирлинга являются циклическими, то эти потери также зависят от времени. Теплота, выделяемая при аэродинамическом трении, частично теряется через стенки, ограничивающие рабочее пространство двигателя, а частично расходуется на нагрев рабочего тела, что наиболее сильно отражается на параметрах газа в холодной полости двигателя. Потери на аэродинамическое трение наибольшие в нагревателе (около 60%), а наименьшие — в регенераторе (примерно 10%) [48].

Часть теплоты, преобразуемой в индикаторную работу двигателя, расходуется на привод вспомогательных механизмов. Эта затрата теплоты обычно больше, чем в двигателях внутреннего сгорания (из-за подачи большего количества воздуха в камеру сгорания и большего расхода охлаждающей жидкости). Однако в двигателях Стирлинга практически отсутствует расход смазочного масла вследствие выгорания, поэтому экономическая эффективность этого двигателя выше (расход масла в дизелях составляет 2—3 г/(л.с.ч) [48], а стоимость масла примерно в 10 раз выше стоимости дизельного топлива). Следовательно, при сравнении дизеля с двигателями Стирлинга к удельному расходу топлива дизелем следует прибавить еще 20—30 г/(л.с.ч).

Величины отдельных составляющих теплового баланса зависят от типа двигателя, режима работы, температуры поверхности трубок нагревателя и охладителя.

Как уже отмечалось выше, наибольшие трудности представляет определение составляющих внутреннего теплового баланса двигателя. Имеющиеся данные показывают, что повышение температуры стенок T_{FH} нагревателя увеличивает мощность и к. п. д. двигателя (рис. 25), а повышение температуры $t_{ов}$ охлаждающей воды на входе в охладитель — уменьшает мощность и к. п. д. двигателя (рис. 26) [48].

При повышении температуры стенок нагревателя возрастает работа расширения, а при увеличении температуры охлаждающей воды — работа, затрачиваемая на сжатие газа в рабочей полости.

Применяемые в настоящее время для изготовления нагревателя материалы позволяют повышать температуру стенок до 700°C . При изменении режима работы двигателя температура

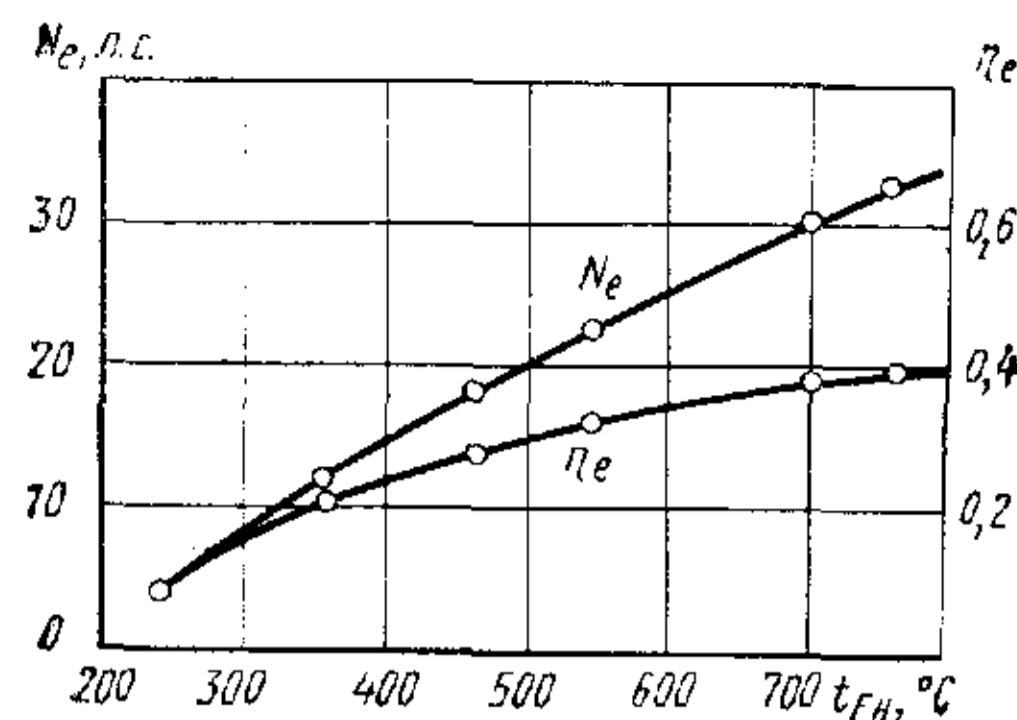


Рис. 25. Изменение эффективной мощности N_e и эффективного к. п. д. η_e двигателя Стирлинга в зависимости от температуры стенок нагревателя t_{FH} при $n=1500$ об/мин и $p_{\max} = 140$ кгс/см²

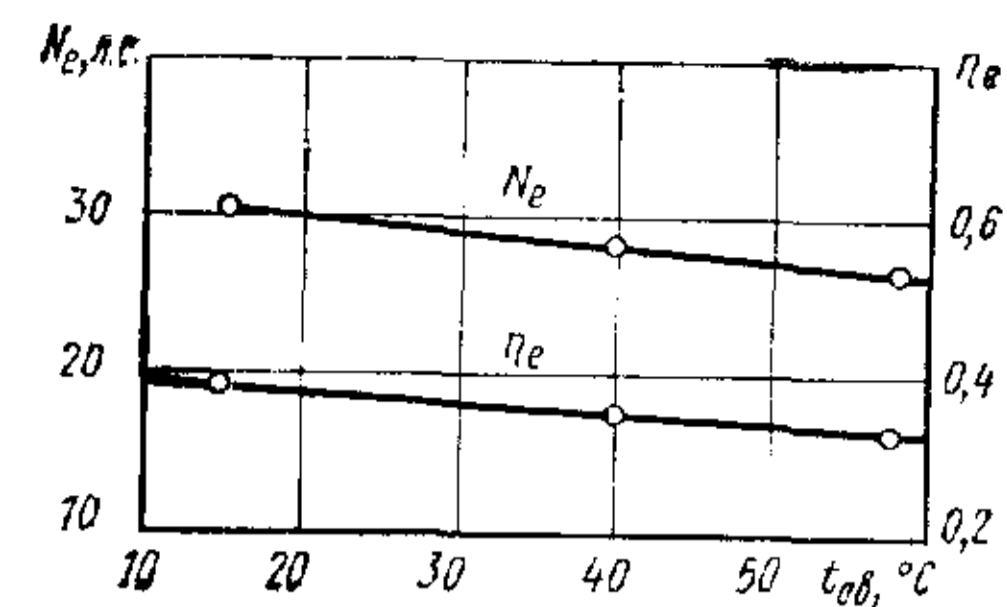


Рис. 26. Изменение эффективной мощности N_e и эффективного к. п. д. η_e двигателя Стирлинга от температуры охлаждающей воды $t_{ов}$ на входе в холодильник при $n=1500$ об/мин и $p_{\max} = 140$ кгс/см²

стенок нагревателя поддерживается постоянной, а мощность регулируется изменением давления рабочего тела в цилиндре. При постоянной частоте вращения коленчатого вала снижение давления газа в рабочем пространстве двигателя ухудшает условия теплообмена и к. п. д. двигателя уменьшается. При постоянном максимальном давлении рабочего тела увеличение частоты вращения до некоторых пор способствует улучшению теплообмена между внешним и внутренним контурами и к. п. д. двигателя возрастает; при дальнейшем увеличении частоты вращения сокращается время, отводимое на осуществление цикла, условия теплообмена ухудшаются, а также повышаются аэродинамические потери в двигателе и к. п. д. его начинает понижаться (см. рис. 22).

ПРОЦЕССЫ В ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Для увеличения мощности, к. п. д. и других показателей двигателя необходимо стремиться к повышению температуры рабочего тела в горячей полости и к снижению его температуры в холодной, а также к росту к. п. д. регенератора и уменьшению размеров и массы охладителя и нагревателя в оптимальных пределах. Степень форсирования двигателей органичивается не только механическими напряжениями в его деталях, но и температурными напряжениями, зависящими от температурных градиентов. Поэтому дальнейшее форсирование двигателей по среднему эффективному давлению и частоте вращения в значительной мере зависит от совершенства процессов в теплообменных аппаратах.

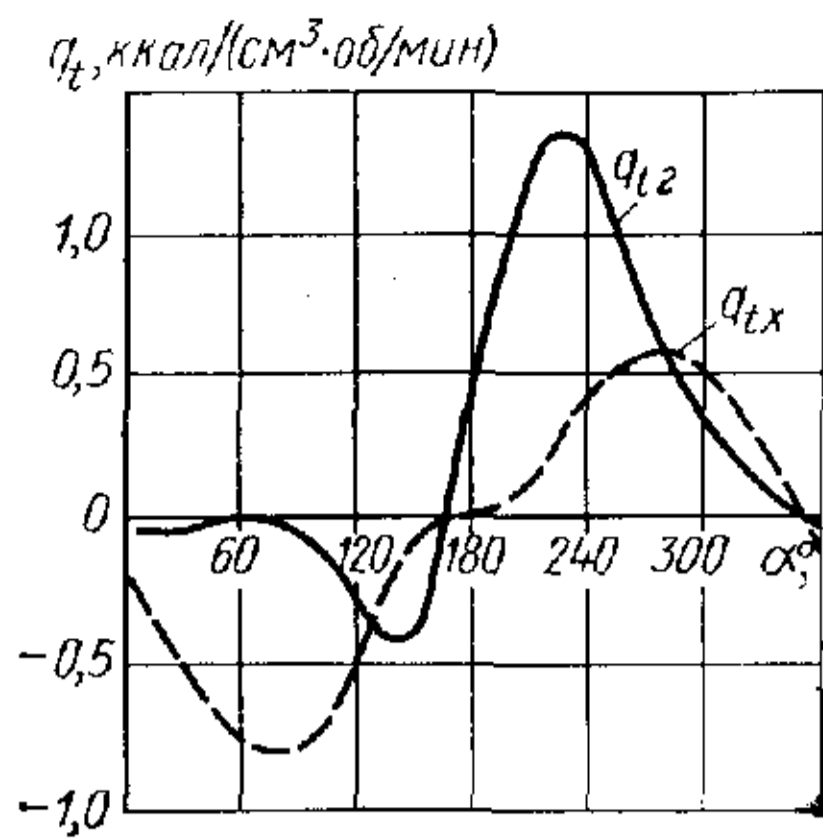


Рис. 27. Изменение скорости подвода теплоты в горячей q_{tr} и холодной q_{tx} полостях двигателя Стирлинга в зависимости от угла поворота коленчатого вала α

Для теплового расчета цикла реального двигателя необходимо знать аналитические зависимости местных коэффициентов теплопередачи, гидравлических сопротивлений газовых трактов и других параметров от времени. Все это усложняет расчеты и требует внесения ряда допущений и ограни-

чений при определении необходимых размеров поверхностей теплообмена.

Из четырех основных теплообменных аппаратов двигателя только в одном — воздухоподогревателе — процесс теплообмена при установившемся режиме работы двигателя стационарный. Поэтому методика расчета этого теплообменника ничем не отличается от методики расчета известных теплообменных аппаратов подобного типа. Процессы теплообмена в других теплообменных аппаратах двигателя можно исследовать, используя законы движения массовых потоков в отдельных полостях двигателя (см. раздел «Движение рабочего тела в полостях двигателя»). Скорости потока в различных сечениях теплообменных аппаратов определяют по мгновенным расходам рабочего тела при перетекании из одной полости в другую.

Используя уравнение энергетического баланса, можно найти скорость подвода теплоты к рабочему телу в любой полости двигателя. Количество подведенной теплоты

$$q_t = dQ/dt = dU/dt + A p dV/dt - (dG/dt) i. \quad (41)$$

Считая рабочее тело идеальным газом и принимая температуру его в данной полости постоянной, получаем

$$q_t = -(c_p - c_v) \sigma T + A p dV/dt,$$

где c_p — удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

Используя уравнение изменения количества газа в полости двигателя

$$\sigma = (1/RT) (p dV/dt + V dp/dt),$$

получим уравнение изменения количества подведенной теплоты для полости двигателя

$$q_t = -(c_p - c_v) T (1/RT) (p dV/dt + V dp/dt) + A p dV/dt.$$

с учетом, что $c_p - c_v = AR$, имеем

$$q_t = -AV dp/dt. \quad (42)$$

Величину dp/dt можно найти по уравнениям (37) или (38).

Изменение скорости подвода и отвода теплоты в горячей q_{tr} и холодной q_{tx} полостях для одного из двигателей Стирлинга [39], определенное по рассмотренной выше методике, приведено на рис. 27.

На основании этих расчетов можно сделать следующие выводы.

1. Подвод и отвод теплоты во всех полостях происходит в одни и те же периоды, так как давление в полостях изменяется по одному и тому же закону.

2. Максимальное количество подведенной теплоты значительно превышает ее среднее значение, поэтому поверхности теплообмена следует рассчитывать по мгновенным, а не по средним скоростям подвода теплоты.

ОСНОВЫ УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ

Достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных получается при расчете процессов, если объем газа разделить на ряд малых элементов [35]. Массовый перенос и обмен энергией между элементами и стенками определяют в функции времени. Давление и температуру газа в выделенном элементе рассчитывают для каждого промежутка времени по уравнениям движения, баланса масс и состояния. Течение газа считают ламинарным, установившимся, а температуру стенок цилиндра и нагревателя постоянными.

Хорошее совпадение расчетов с экспериментальными данными дает, например, методика, предложенная Т. Финкельштейном [38]. При этом принимают следующие допущения: рабочее тело — идеальный газ и состояние его в полостях равновесное; температуры в горячей и холодной полостях одинаковые по всему объему и зависят только от времени; температуры поверхностей теплообменников постоянные и равные средним значениям; тепловое сопротивление материала стенок отсутствует, а коэффициенты теплопередачи постоянные. Кроме того, пренебрегают перетеканием газа из одной полости в другую помимо теплообменных аппаратов, а гидравлические потери считают пропорциональными мгновенным расходам рабочего тела.

Расчет производится с учетом действительных законов изменения объемов горячей и холодной полостей двигателя, реальных коэффициентов теплопередачи и к. п. д. регенератора, а также с учетом изменения давления в отдельных полостях

рабочего пространства двигателя из-за аэродинамического сопротивления при перетекании рабочего тела из одной полости в другую.

Расчет процессов теплообмена в двигателях Стирлинга по методике, описанной Т. Финкельштейном, требует использования ЭВМ. Расчетная схема двигателя показана на рис. 14.

Для определения изменения температуры в полостях рабочего пространства двигателя используется уравнение энергетического баланса

$$dQ + dI = AdL + dU, \quad (43)$$

где I — энтальпия рабочего тела.

После ряда преобразований уравнение (43) приводится к виду

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{G} \left[\frac{\alpha_r F (T_F - T)}{c_p} + \Phi \left(\frac{dG}{dt} \right) \frac{dG}{dt} (T_r - T) \right] \frac{ART}{\rho c_p} \frac{dp}{dt},$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от стенок горячей полости двигателя к рабочему телу; F — площадь поверхности теплообмена; T_F — температура поверхности стенки; T_r — температура рабочего тела в горячей полости; $\Phi(dG/dt)$ — специальная ступенчатая функция, учитывающая изменение количества рабочего тела в полости в зависимости от направления движения его потока.

Данное уравнение может быть применено как к горячей, так и к холодной полостям двигателя. Для горячей полости двигателя уравнение в безразмерной форме имеет вид

$$d\tau_r/d\alpha = (1/g_r) [\bar{\alpha}_r F_r(\alpha) (1 - \tau_r) + \Phi(dg_r/d\alpha) \tau_{F_H} \tau_{H1} - \tau_r] + [(k-1)/k] \tau_r (d\Pi_r/d\alpha)/\Pi_r,$$

где $\tau_r = T/T_r$ — приведенная температура рабочего тела в горячей полости; α — угол поворота коленчатого вала; $g_r = G_r/G$ — приведенная масса рабочего тела в горячей полости; $\bar{\alpha}_r = \alpha_r F_{rmax}/(G c_{pm} \omega)$ — приведенный коэффициент теплоотдачи от поверхности стенок горячей полости к рабочему телу; F_{rmax} — максимальная поверхность теплообмена стенок горячей полости; c_{pm} — средняя удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении; ω — угловая скорость коленчатого вала; $F_r(\alpha)$ — безразмерная функция, определяющая изменение поверхности горячей полости в зависимости от угла поворота коленчатого вала; $\tau_{F_H} = T_{F_H}/T_{F_r}$ и $\tau_{H1} = T_{H1}/T_{F_H}$ — приведенные температуры соответственно стенок нагревателя и рабочего тела в нем; T_{F_H} и T_{F_r} — температуры стенок соответственно нагревателя и горячей полости; T_{H1} — температура рабочего тела в нагревателе со стороны горячей полости; $\Pi_r =$

$(\rho_r V_{xmax})/(GR \cdot T_{F_r})$ — приведенное давление в горячей полости; T_{F_r} — температура стенок горячей полости.

В аналогичной форме можно представить и уравнение энергетического баланса для холодной полости двигателя.

Расчет нагревателя производят исходя из предположения, что температура его стенок выше температуры рабочего тела, находящегося в полости нагревателя. Следовательно, температура рабочего тела на выходе из нагревателя должна быть выше температуры рабочего тела на входе в него, т. е. при изменении направления движения газа справедливы неравенства $T_{H1} \leq T_{H2}$, где T_{H2} — температура рабочего тела в нагревателе со стороны холодной полости. Изменения температуры газа в нагревателе и охладителе обусловлены теплообменом между газом и развитыми поверхностями стенок каналов, по которым движется газ. Зависимость между конечными температурами рабочего тела в нагревателе имеет вид

$$1 - \tau_{H2} = (1 - \tau_{H1}) e^{\frac{\bar{\alpha}_H}{dg_r/d\alpha}},$$

где τ_{H2} — приведенная температура рабочего тела в нагревателе со стороны регенератора; $\bar{\alpha}_H = \alpha_H F_H/(G c_{pm} \omega)$ — безразмерный коэффициент теплоотдачи от поверхности стенок нагревателя к рабочему телу; α_H — коэффициент теплоотдачи от стенок нагревателя к рабочему телу; F_H — поверхность стенок нагревателя.

Соответствующее уравнение применяется и при определении зависимости между температурами рабочего тела в охладителе.

Изменение температуры рабочего тела в горячей и холодной полостях цилиндра двигателя, определенное по этой методике, приведено на рис. 28 [38]. Значение относительной температуры τ , равное 1, соответствует температуре стенок цилиндра. В горячей полости средняя относительная температура ниже 1, а в холодной — выше. При $T_1 = 873$ К и $T_2 = 288$ К средние отклонения температур в горячей полости составляли 12 К, а в холодной полости 6 К [38]. К. п. д. регенератора, по опытным данным, достигает 99% [45].

Как показывает анализ, при высоких значениях к. п. д. регенератора уточненный расчет его может

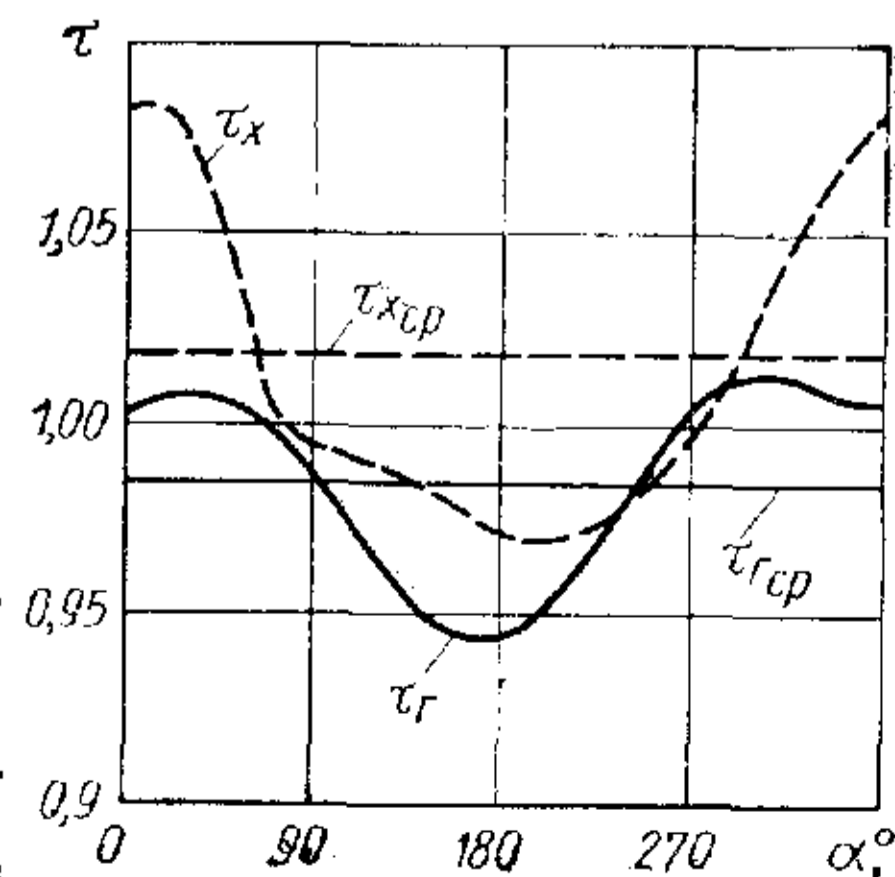


Рис. 28. Изменение приведенной температуры газа в горячей τ_r и холодной τ_x полостях двигателя Стирлинга в зависимости от угла поворота коленчатого вала α

не производиться. В этом случае достаточно оценить к. п. д. регенератора, основываясь на допущениях о постоянстве температуры поступающего в регенератор рабочего тела и количества его во время каждого цикла. Такой метод расчета не приводит к большим ошибкам при определении температур газа в основных полостях рабочего пространства двигателя с учетом условий теплообмена в регенераторе. Так, например, для половины рабочего пространства двигателя между сечениями *I-I* и *IV-IV* (см. рис. 14) безразмерное уравнение, связывающее температуры рабочего тела в различных сечениях, имеет вид

$$(\tau_r - \tau_{FH}\tau_{HI}) - \Phi(dg_r/d\alpha) \left[\tau_r - \tau_{FH}\tau_{HI} + \tau_{H2} - \left(\eta_p + \frac{\tau_{Fo}}{\tau_1\tau_{FH}} - \eta_p \frac{\tau_{Fo}}{\tau_1\tau_{FH}} \right) \right] = 0,$$

где τ_{Fo} — приведенная температура стенок охладителя.

Можно составить соответствующее уравнение для половины рабочего пространства двигателя и между сечениями *IV-IV* и *VII-VII*.

Изменение давления при перетекании рабочего тела из одной полости в другую вследствие аэродинамического сопротивления учитывается с помощью коэффициентов аэродинамического сопротивления, зависящих от давления газа и его режима течения. Расчет ведется отдельно для двух половин канала, т. е. для сечений *I-I—IV-IV* и *IV-IV—VII-VII*. Для первых сечений потери давления в безразмерной форме представляются в виде

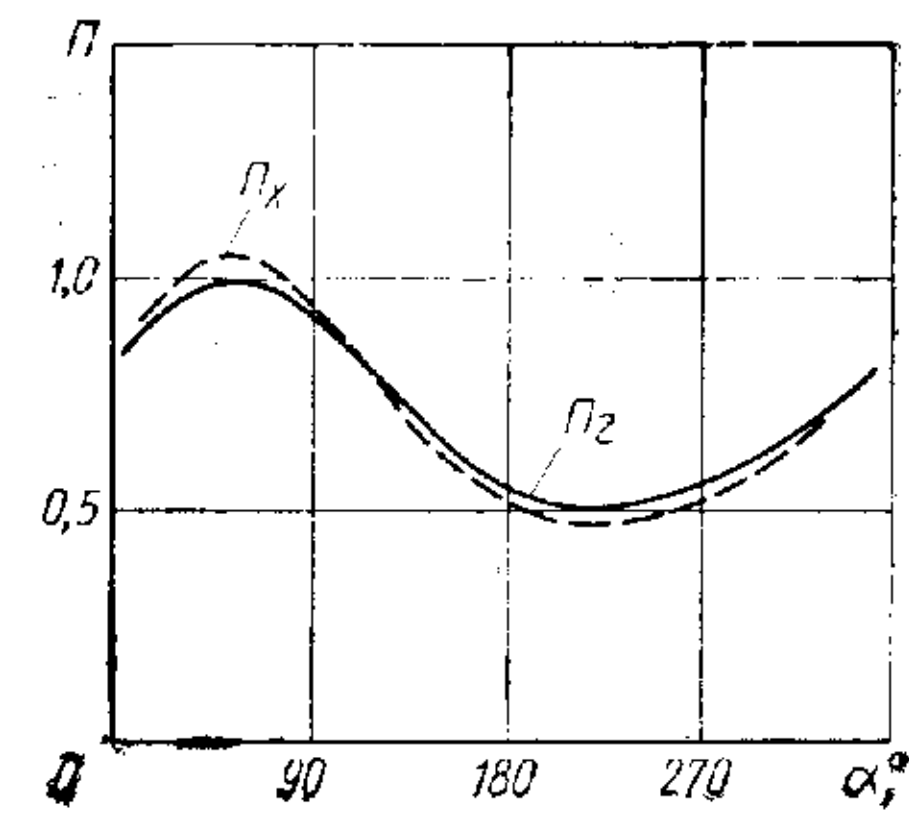
$$\bar{\zeta}_r(dg_r/d\alpha) = P_p(P_p - P_I),$$

где $\bar{\zeta}_r = \zeta_r(V_{x\max})^2\omega/(R^2GT_x^2)$ — безразмерный приведенный коэффициент аэродинамического сопротивления на участке между сечениями *I-I—IV-IV*; ζ_r — коэффициент аэродинамического сопротивления на участке между сечениями *I-I—IV-IV*; $V_{x\max}$ — максимальный объем холодной полости; T_x — температура рабочего тела в холодной полости; $P_p = p_p V_{x\max}/(GR \times T_{Fx})$ — безразмерное приведенное давление в среднем сечении регенератора; p_p — давление рабочего тела в регенераторе; P_I — приведенное давление рабочего тела в сечении *I-I*.

Соответствующее уравнение составляется и для участка между сечениями *IV-IV—VII-VII*.

По расчетам максимальное отклонение давления рабочего тела в горячей и холодной полостях, получающееся вследствие гидравлических сопротивлений охладителя, регенератора и нагревателя, составляет не более 5—6% [32].

Рис. 29. Изменение приведенного давления газа в горячей P_r и холодной P_x полостях двигателя Стирлинга в зависимости от угла поворота коленчатого вала α



Распределение массы рабочего тела по отдельным полостям «вредного» пространства двигателя определяют в предположении, что средняя температура рабочего тела в нагревателе равна температуре поверхности его стенки, средняя температура рабочего тела в охладителе — температуре поверхности его стенки, а давление равно p_p . При вычислении средней температуры рабочего тела в регенераторе принимают линейный закон изменения его температуры по длине регенератора. С учетом этих допущений общая масса газа в рабочем пространстве двигателя в безразмерной форме определяется уравнением

$$g_r + g_x + P_{IV} \left[\frac{\bar{V}_H}{\tau_1\tau_{FH}} \frac{\bar{V}_p \lg(\tau_1\tau_{FH}/\tau_{Fo})}{\tau_1\tau_{FH} - \tau_{Fo}} + \frac{\bar{V}_o}{\tau_{Fo}} \right] = 1,$$

где $g_x = G_x/G$ — приведенная масса рабочего тела в холодной полости двигателя; P_{IV} — приведенное давление рабочего тела в сечении *IV-IV*; $\bar{V}_H = V_H/V_{x\max}$; $\bar{V}_p = V_p/V_{x\max}$; $\bar{V}_o = V_o/V_{x\max}$.

Анализ физических процессов в рабочем пространстве двигателя производится по результатам решения системы дифференциальных уравнений, связывающих изменения давления, температуры и количества рабочего тела в различных объемах системы с изменением объемов полостей в зависимости от закона движения поршней.

Из графика изменения давления в полостях рабочего пространства одного из двигателей (рис. 29) видно, что для холодной полости характерен несколько больший диапазон изменения давления, чем для горячей, вследствие этого увеличивается работа, затрачиваемая на сжатие, и уменьшается работа расширения.

Изменения температуры рабочего тела в горячей и холодной полостях (см. рис. 28) вызываются не только увеличением или уменьшением давления газа в них, но также изменением условий теплообмена.

С помощью диаграмм изменения давления и температуры рабочего тела в полостях рабочего пространства двигателя можно определить индикаторную работу, потери энергии вследствие аэродинамического сопротивления при перетекании газа и количество теплоты, передаваемой через стенки в отдельных полостях двигателя. В результате появляется возможность вычислить отдельные составляющие теплового баланса внутри-

него теплового контура двигателя. При этом необходимо правильно выбрать соответствующие коэффициенты теплоотдачи и сопротивления движению рабочего тела. Однако имеющиеся в настоящее время данные еще недостаточны, тем более, что для расчета действительных процессов необходимо знание законов теплопередачи в пульсирующем потоке с изменением его направления движения. На интенсивность теплообмена влияют и пульсации давления в потоке, которые наблюдаются при работе двигателя Стирлинга. Пульсации давления интенсифицируют теплоотдачу, но в то же время повышают сопротивление каналов. Отмечено, что при наличии пульсации давления увеличение коэффициента теплоотдачи достигает 50% и более [24].

Коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности рабочего пространства двигателя к рабочему телу обычно значительно выше, чем от теплоносителя, например, продуктов сгорания топлива, во внешнем тепловом контуре, из-за более высоких скоростей и плотности рабочего тела в каналах теплообменных аппаратов двигателя Стирлинга. Поэтому представляется более целесообразным принимать в качестве определяющих температур не температуру поверхностей стенок теплообменников, а средние температуры продуктов сгорания и охлаждающей жидкости, омывающих соответственно наружные поверхности горячей полости, нагревателя и охладителя. Средняя температура поверхности набивки регенератора несколько различна для двух направлений движения рабочего тела, что должно быть учтено при определении его температуры на выходе из регенератора при изменении направления движения в рабочем пространстве двигателя и при определении к.п.д. регенератора.

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Наличие в двигателе Стирлинга двух синхронно изменяющихся объемов (горячего и холодного) потребовало применения механизма, выполняющего одновременно функции синхронизатора движения поршней и силового преобразователя.

По организации изменения объемов и распределению нагрузок на детали механизма существуют три основных варианта двигателя:

двигатель простого действия, горячая и холодная полости которого замкнуты «горячим» и «холодным» поршнями, каждая в своем цилиндре (рис. 30, а);

двигатель вытеснительного типа с горячей и холодной полостями, расположенными в одном (рис. 30, в и 31) или в двух (рис. 30, б) цилиндрах и разделенными вытеснительным поршнем; общее замыкание рабочего пространства осуществляет рабочий поршень;

двигатель двойного действия, каждый рабочий объем которого замкнут двумя поршнями, расположенными в разных цилиндрах, причем каждый поршень разделяет два рабочих объема (рис. 30, г, д, е).

Для всех механизмов характерно следующее:

а) горячая полость расположена на максимальном удалении от вала отбора мощности, ее объем определяется перемещением «горячего» поршня (рис. 30, а), поршня (рис. 30, г—е) или вытеснительного поршня (рис. 30, б и в и рис. 31) относительно их положений в в.м.т.;

б) объем холодной полости определяется перемещением «холодного» поршня относительно его положения в в.м.т. (рис. 30, а); перемещением поршня относительно его положения в н.м.т. (рис. 30, г—е); относительным перемещением рабочего и вытеснительного поршней (рис. 30, б, в и рис. 31);

в) суммарный объем рабочих полостей двигателя определяется относительным перемещением «горячего» и «холодного» поршней (рис. 30, а) или поршней, расположенных в смежных цилиндрах (рис. 30, г—е); перемещением рабочего поршня от-

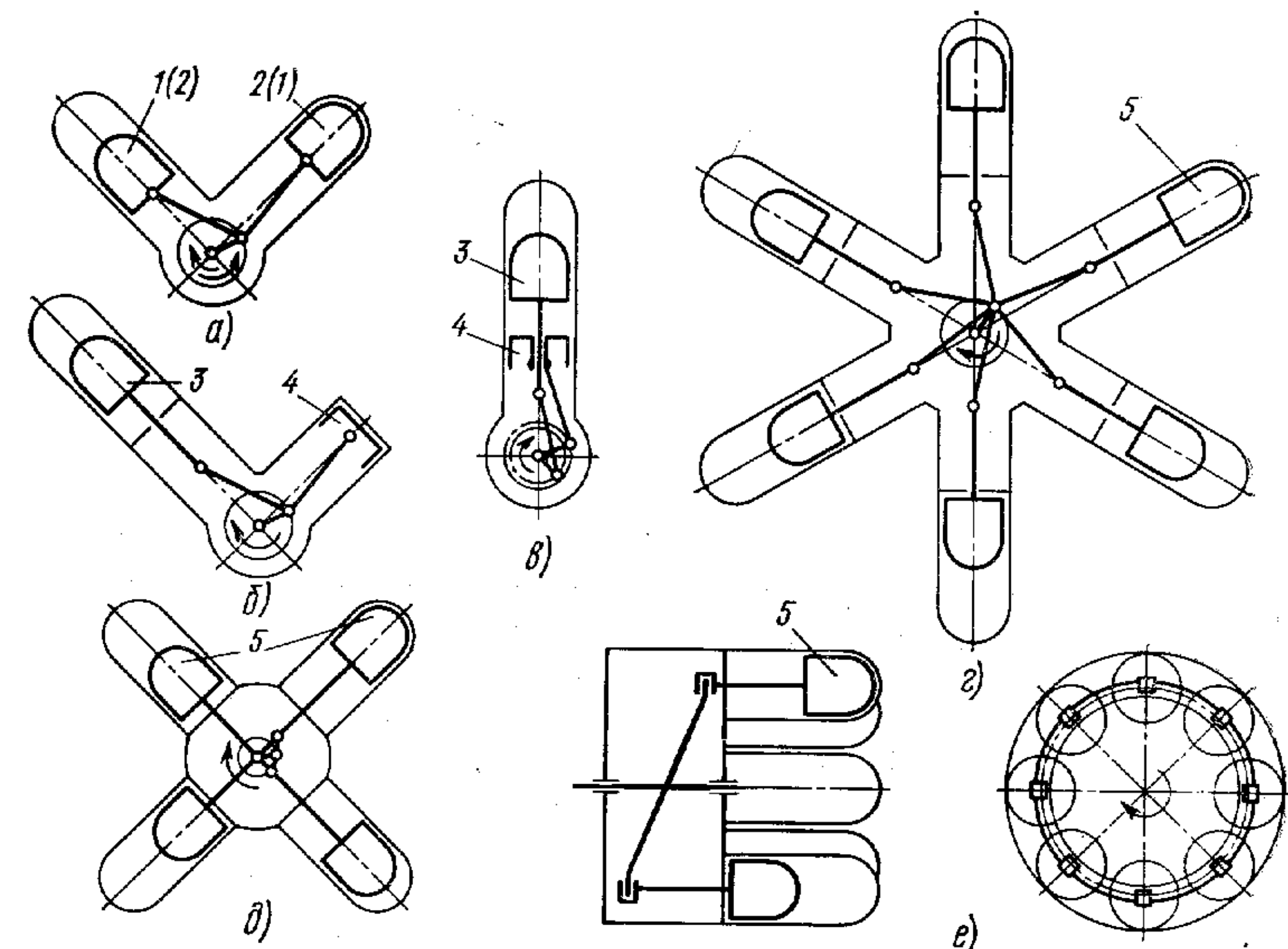


Рис. 30. Кинематические схемы поршневых двигателей Стирлинга: а — V-образный двигатель простого действия, допускающий реверсирование вращения вала; б — V-образный двигатель вытеснительного типа, допускающий одноцилиндровое исполнение; в — звездообразный двигатель двойного действия с кривошипно-шатунным механизмом; г — звездообразный двигатель двойного действия с механизмом С. С. Балаидина; д — звездообразный двигатель двойного действия с шайбовым механизмом (продольное и поперечное сечения); 1 — горячий поршень; 2 — холодный поршень; 3 — вытеснительный поршень; 4 — рабочий поршень; 5 — поршень

носителем его положения в в.м.т. (рис. 30, б и в и рис. 31).

Наибольшее распространение в настоящее время получили поршневые двигатели с кривошипно-шатунными механизмами. Аксиальные (или с малыми дезаксиалами) рядные, V-образные и звездообразные кривошипно-шатунные механизмы с центральными и прицепными шатунами, а также бесшатунный механизм С. С. Балаидина достаточно подробно описаны в литературе [1, 19, 22]. Шайбовые механизмы не имеют широкого распространения в двигателестроении из-за недостаточной доведенности конструкции (высокие контактные напряжения, значительный износ, склонность к заклиниванию из-за больших боковых сил). Однако невысокие степени повышения давления и сравнительно небольшие скорости изменения давления в рабочих полостях двигателя Стирлинга, т. е. «мягкость» рабочего процесса, позволяют считать перспективным и механизм этого типа.

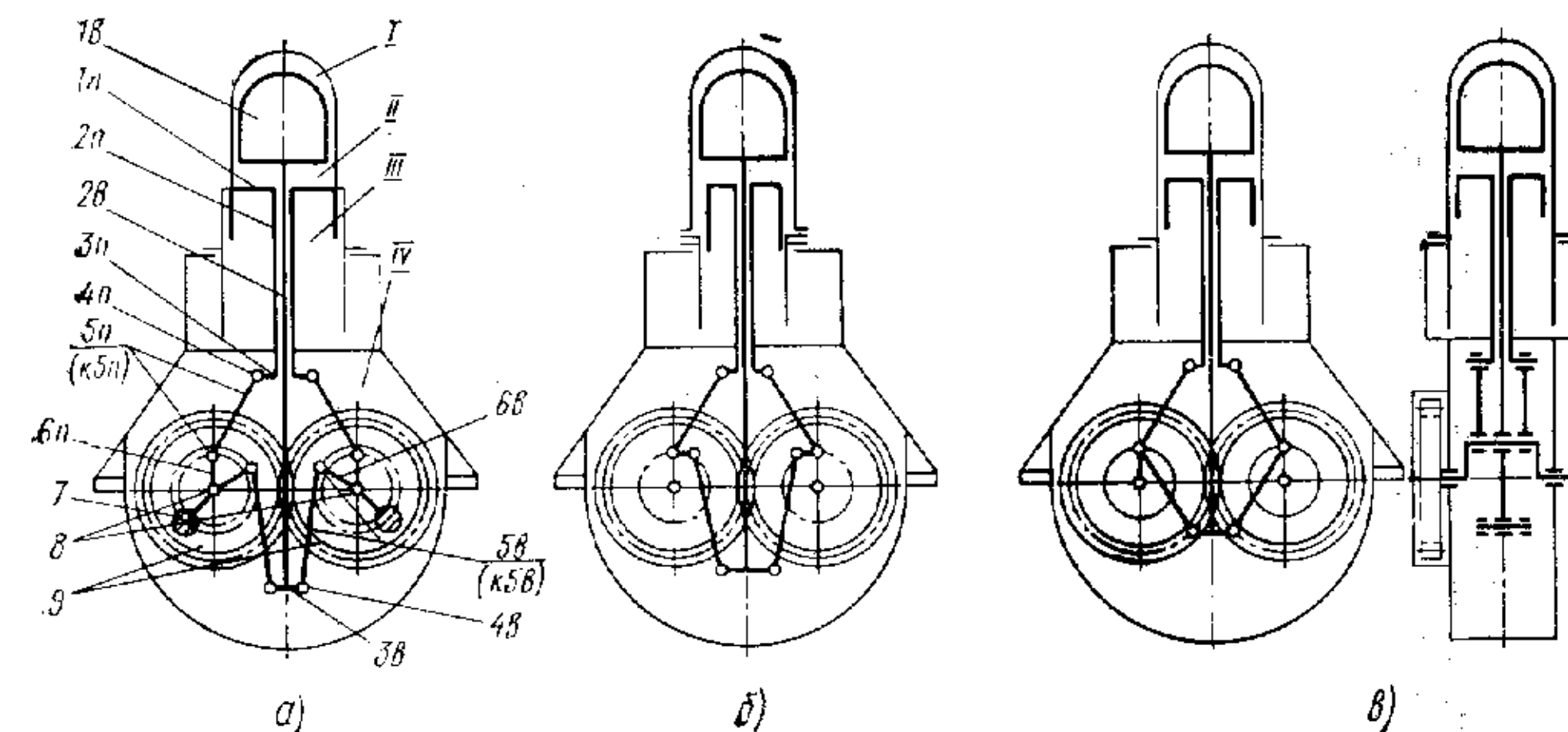


Рис. 31. Кинематические схемы рядных двигателей Стирлинга с различными вариантами ромбического механизма: а — со сложным коленчатым валом; б — с прицепными шатунами комплекта вытеснительного поршня; в — симметричный; I — горячая полость; II — холодная полость; III — буферная полость; IV — картер

Совершенно новой схемой, впервые примененной фирмой Филипс в 1953 г. специально для двигателей Стирлинга, является схема ромбического механизма Ф. Ланчестера (1898 г.). Так как аналогичные схемы (рис. 31) не использовались при конструировании тепловых поршневых двигателей, то в дальнейшем основное внимание будет уделено именно этим схемам.

Применительно к рассматриваемой схеме ромбического механизма введем дополнительно условные обозначения: 1 — рабочий или вытеснительный поршень, 2 — шток, 3 — траверса, 4 — палец, 5 — шатун, к5 — крышка большой (кривошипной) головки шатуна, 6 — цапфа кривошипа, 7 — противовес, 8 — коленчатый вал, 9 — синхронизирующая шестерня, n — детали, относящиеся к механизму рабочего поршня, в — детали, относящиеся к механизму вытеснительного поршня. Эти обозначения в дальнейшем используются как индексы в расчетных формулах.

Ромбический механизм (рис. 31, а) состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях коленчатых валов 8, соединенных синхронизирующими шестернями 9. Направление вращения коленчатых валов должно обеспечивать опережающее движение вытеснительного поршня. Штоки 2n и 2в рабочего и вытеснительного поршней соединены с соответствующими траверсами 3n и 3в, а последние через шатуны 5n и 5в связаны с коленчатыми валами. Под рабочим поршнем находится буферная полость III.

Двигатель, выполненный по описанной схеме, является двигателем вытеснительного типа, где поршни выполняют следующие функции: рабочий поршень несет силовую нагрузку и

своим положением определяет суммарный объем рабочих полостей; вытеснительный поршень воспринимает тепловую нагрузку и своим положением определяет распределение объема цилиндра между холодной и горячей полостями.

Ромбический механизм симметричен относительно оси цилиндра в плоскости, перпендикулярной к осям коленчатых валов, и представляет собой совокупность четырех кинематически связанных дезаксиальных кривошипно-шатунных механизмов. Необходимые для работы двигателя законы изменения объемов горячей V_g и холодной V_x полостей можно получить лишь при значительных дезаксиалах механизмов рабочего и вытеснительного поршней, при которых силы, действующие в кривошипно-шатунных механизмах перпендикулярно оси цилиндра, резко увеличиваются. Преимуществом ромбического механизма является то, что перпендикулярные к оси цилиндра силы двух симметричных дезаксиальных кривошипно-шатунных механизмов воспринимаются соответствующей траверсой и не нагружают цилиндро-поршневую группу.

Симметрия ромбического механизма в продольной плоскости (рис. 31, в) позволяет приблизить конструкцию к уравновешенной. Вследствие больших геометрических размеров комплект вытеснительного поршня имеет большую массу, чем комплект рабочего поршня. Как будет показано ниже, полное динамическое уравновешивание механизма даже одноцилиндрового двигателя возможно лишь при определенном соотношении этих масс (в частном случае симметричного ромбического механизма — при их равенстве), и соответствующем размещении противовесов на коленчатых валах.

Разновидностью ромбического механизма является механизм, в котором шатуны комплекта вытеснительного поршня выполнены прицепными (рис. 31, б), что позволяет получить характер изменения объемов горячей и холодной полостей, приближающийся к трапецеидальному. Конструктивно такой механизм в целом несколько сложнее, чем механизм с центральными шатунами, но более простую конструкцию имеет коленчатый вал.

Особый интерес вызывает схема двигателя с рабочим и вытеснительным поршнями равных диаметров и симметричным ромбическим механизмом с центральными шатунами (рис. 31, в). Отличаясь конструктивной простотой и технологичностью по сравнению с другими ромбическими механизмами (одиоцифровые кривошипы, одинаковые шатуны, траверсы равных размеров, бесступенчатый цилиндр), симметричный ромбический механизм позволяет получить вполне приемлемые законы изменения объемов рабочих полостей двигателя при полной его динамической уравновешенности.

Вывод аналитических кинематических зависимостей для общего случая ромбического механизма принципиально ничем не

отличается от приводимого ниже вывода их для симметричного ромбического механизма, однако является более громоздким, а сами зависимости — менее приспособленными для наглядного анализа. Поэтому ниже рассмотрен симметричный ромбический механизм.

КИНЕМАТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Основные кинематические параметры механизма. Симметричный ромбический механизм (рис. 32, а) имеет четыре одинаковых дезаксиальных кривошипно-шатунных механизма, которые характеризуются тремя постоянными величинами: радиусом кривошипа R , длиной шатуна L и дезаксиалом e ; дезаксиал считается положительным, если плоскость движения оси малой головки шатуна смещена от оси коленчатого вала в сторону расположения оси цилиндра. При рассмотрении кинематических зависимостей вместо размерных параметров L и e удобнее пользоваться безразмерными: относительной длиной шатуна $1/\lambda = L/R$ и относительным дезаксиалом $k = e/R$. Угловая скорость коленчатых валов принята постоянной: $\omega = \pi n/30 = \text{const}$, а угол поворота коленчатого вала изменяется пропорционально времени: $\alpha = \omega t$. Угол α отсчитывается от некоторого начального положения механизма, при котором плоскости кривошипов обоих валов параллельны оси цилиндра, причем рабочий поршень в этот момент находится вблизи своего положения в в.м.т. Переход к любому другому началу отсчета состоит в замене в функциональных зависимостях значения α на $\alpha + \alpha_0$, где α_0 — угол, соответствующий но-

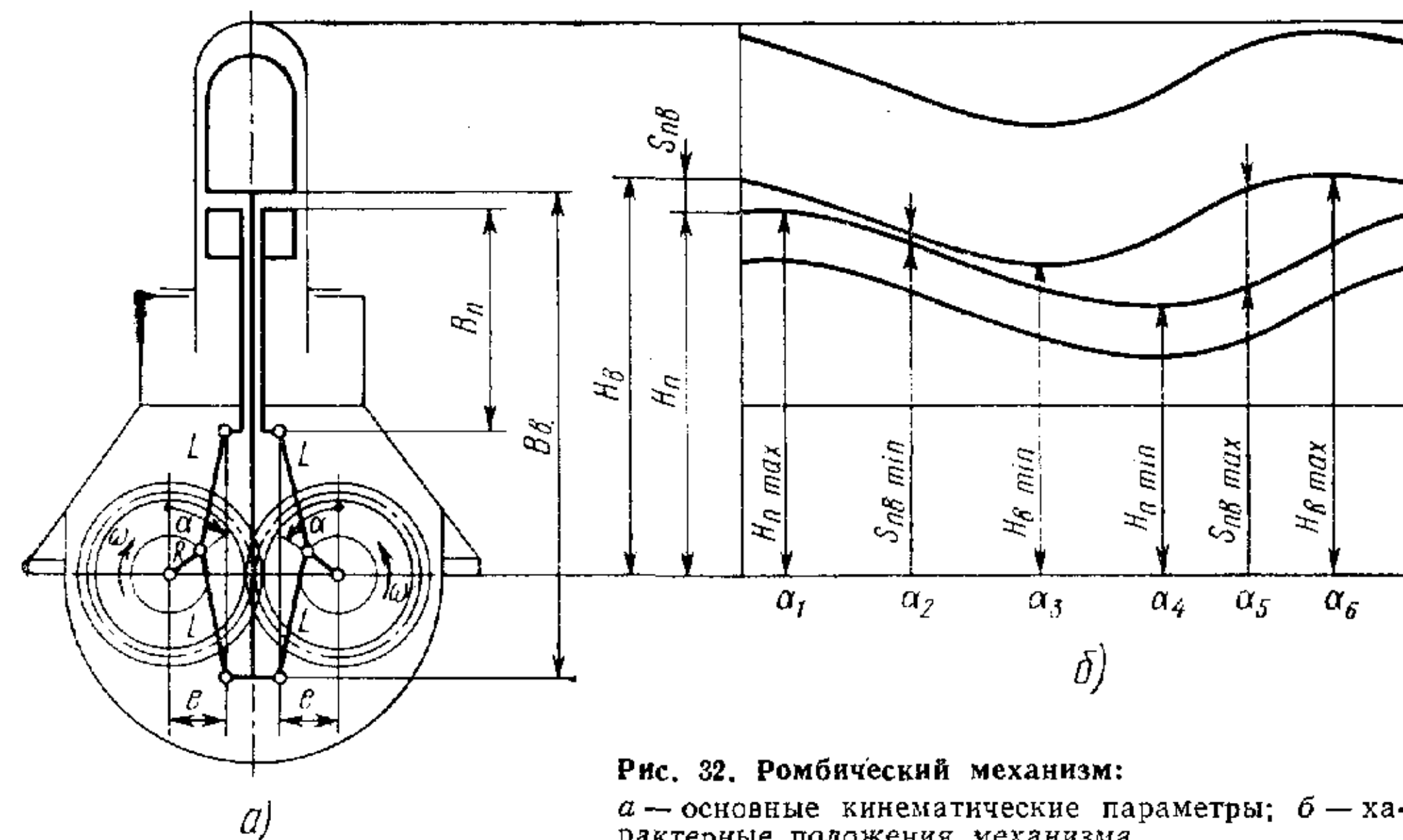


Рис. 32. Ромбический механизм: а — основные кинематические параметры; б — характерные положения механизма

вому началу отсчета по отношению к принятому в направлении вращения коленчатого вала.

Кроме указанных параметров при расчете совместного движения рабочего и вытеснительного поршней необходимо учитывать длины штоков — расстояния вдоль оси цилиндра от осей отверстий в траверсах под шатунные пальцы до плоских днищ (принято условно) поршней; эти длины также можно выразить безразмерными величинами: $b_{\text{п}} = B_{\text{п}}/R$ и $b_{\text{в}} = B_{\text{в}}/R$. Однако длины штоков зависят от конструктивных особенностей двигателя и при кинематическом расчете определены быть не могут. Поэтому введем дополнительный параметр — разность длин штоков, минимальное значение которого определяется расчетным путем, $\Delta b = \Delta B/R = (B_{\text{в}} - B_{\text{п}})/R$.

На рис. 32, б показаны зависимости положения нижней кромки днища вытеснительного поршня и верхней кромки днища рабочего поршня относительно плоскости, в которой расположены оси коленчатых валов, в функции угла поворота коленчатого вала α . Рассмотрим шесть характерных положений симметричного ромбического механизма, определяемых углами поворота коленчатого вала: α_1 — рабочий поршень находится в в.м.т., расстояние $H_{\text{п}}$ от плоскости днища рабочего поршня до плоскости осей коленчатых валов максимальное, а суммарный объем рабочих полостей минимальный; α_2 — расстояние $S_{\text{пв}}$ между рабочим и вытеснительным поршнями минимальное, при этом объем холодной полости также минимальный; α_3 — вытеснительный поршень находится в н.м.т., расстояние $H_{\text{в}}$ от плоскости днища вытеснительного поршня до плоскости осей коленчатых валов, минимальное, а объем горячей полости максимальный; α_4 — рабочий поршень находится в н.м.т., суммарный объем рабочих полостей двигателя максимальный; α_5 — расстояние $S_{\text{пв}}$ между рабочим и вытеснительным поршнями максимальное, объем холодной полости максимальный; α_6 — вытеснительный поршень находится в в.м.т., объем горячей полости минимальный.

При расчете объемов полостей двигателя вместо абсолютных размеров деталей (диаметров цилиндра, рабочего и вытеснительного поршней, штоков) удобно пользоваться их относительными конструктивными характеристиками: $\zeta = D/2R$; $\zeta_{2\text{п}} = D_{2\text{п}}/2R$ и $\zeta_{2\text{в}} = D_{2\text{в}}/2R$, где D — диаметр детали.

Поскольку симметричный ромбический механизм имеет продольную и поперечную симметрии, то для упрощения можно рассматривать лишь половину двигателя (механизма) — правую или левую.

Кинематика механизма рабочего поршня. Углы поворота коленчатого вала, определяющие характерные положения механизма (рис. 33), могут быть вычислены по формулам

$$\alpha_1 = \arcsin [e/(L + R)] = \arcsin [k\lambda/(1 + \lambda)]; \quad (44)$$

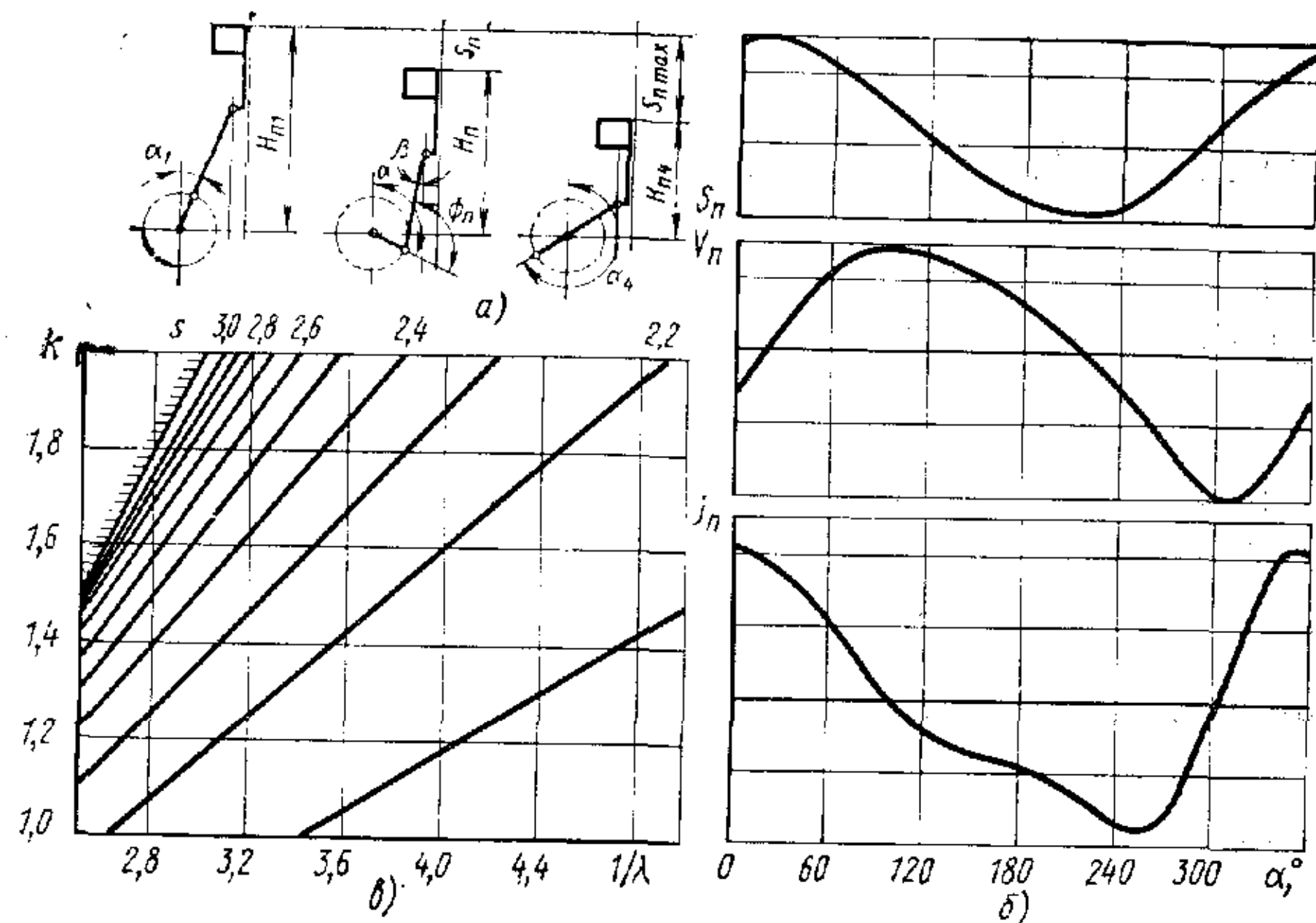


Рис. 33. Кинематика рабочего поршня:

а — характерные положения; б — зависимость перемещения $S_{\text{п}}$, скорости $v_{\text{п}}$ и ускорения $j_{\text{п}}$ рабочего поршня от углового положения механизма; в — зависимость относительного хода поршня s от параметров механизма $1/\lambda$ и k

$$\alpha_4 = \pi + \arcsin [e/(L - R)] = \pi + \arcsin [k\lambda/(1 - \lambda)]. \quad (45)$$

Из геометрии механизма следует

$$L \sin \beta = R \sin \alpha - e, \quad (46)$$

откуда угловое перемещение шатуна

$$\beta = \arcsin [\lambda (\sin \alpha - k)], \quad (47)$$

причем $\beta > 0$ при отключении шатуна от плоскости движения малой головки шатуна в сторону направления вектора окружной скорости кривошипа при его положении, соответствующем принятому началу отсчета угла α . Из условия непрерывности существования функции β (47) $-1 \leq \lambda (\sin \alpha - k) \leq 1$ получаем зависимость между конструктивными параметрами механизма, при которых возможно его осуществление:

$$1/\lambda \geq 1 + k. \quad (48)$$

Выражение (48) в размерных величинах имеет вид $L \geq R + e$. Отсюда получаем условие проворачиваемости механизма: длина шатуна L должна быть больше суммы радиуса кривошипа R и дезаксиала e .

Из выражения (46) после дифференцирования получаем зависимости для определения угловой скорости качания шатуна

$$\omega_5 = \omega \lambda \cos \alpha / \cos \beta \quad (49)$$

и углового ускорения качания шатуна

$$\epsilon_5 = \omega^2 \lambda \left(\lambda \frac{\cos^2 \alpha \sin \beta}{\cos^3 \beta} - \frac{\sin \alpha}{\cos \beta} \right). \quad (50)$$

Угловое положение шатуна относительно кривошипа характеризуется углом

$$\Phi_{\Pi} = \alpha + \beta. \quad (51)$$

Отсюда относительная угловая скорость вращения шатуна вокруг шатунной шейки коленчатого вала

$$d\Phi_{\Pi}/dt = \omega (1 + \lambda \cos \alpha / \cos \beta) = \omega + \omega_5. \quad (52)$$

Расстояние от плоскости днища рабочего поршня до плоскости осей коленчатых валов

$$H_{\Pi} = R \cos \alpha + L \cos \beta + B_{\Pi} = R (\cos \alpha + \cos \beta / \lambda + b_{\Pi}).$$

При характерных положениях механизма

$$H_{\Pi 1} = \sqrt{(L + R)^2 - e^2} + B_{\Pi} = R [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} + b_{\Pi}];$$

$$H_{\Pi 4} = \sqrt{(L - R)^2 - e^2} + B_{\Pi} = R [\sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2} + b_{\Pi}].$$

Полный ход рабочего поршня от в.м.т. до н.м.т.

$$S_{\Pi \max} = H_{\Pi 1} - H_{\Pi 4} = \sqrt{(L + R)^2 - e^2} - \sqrt{(L - R)^2 - e^2} = R [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}], \quad (53)$$

или

$$S_{\Pi \max} = 2R + Rk^2 \left[\frac{1}{\sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}} + \frac{1}{\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2}} \right].$$

Выражение в квадратных скобках всегда положительно, т. е. ход поршня при прочих равных условиях ($R = \text{const}$, $L = \text{const}$) возрастает с увеличением дезаксиала.

Соответственно перемещение рабочего поршня от его положений в в.м.т. и н.м.т.

$$S_{\Pi} = H_{\Pi 1} - H_{\Pi} = R [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \cos \alpha - \cos \beta / \lambda]; \quad (54)$$

$$S'_{\Pi} = H_{\Pi} - H_{\Pi 4} = R [\cos \alpha + \cos \beta / \lambda - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]. \quad (55)$$

Отсюда скорость рабочего поршня

$$v_{\Pi} = \omega R \sin (\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (56)$$

и его ускорение

$$j_{\Pi} = \omega^2 R \left[\frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right]. \quad (57)$$

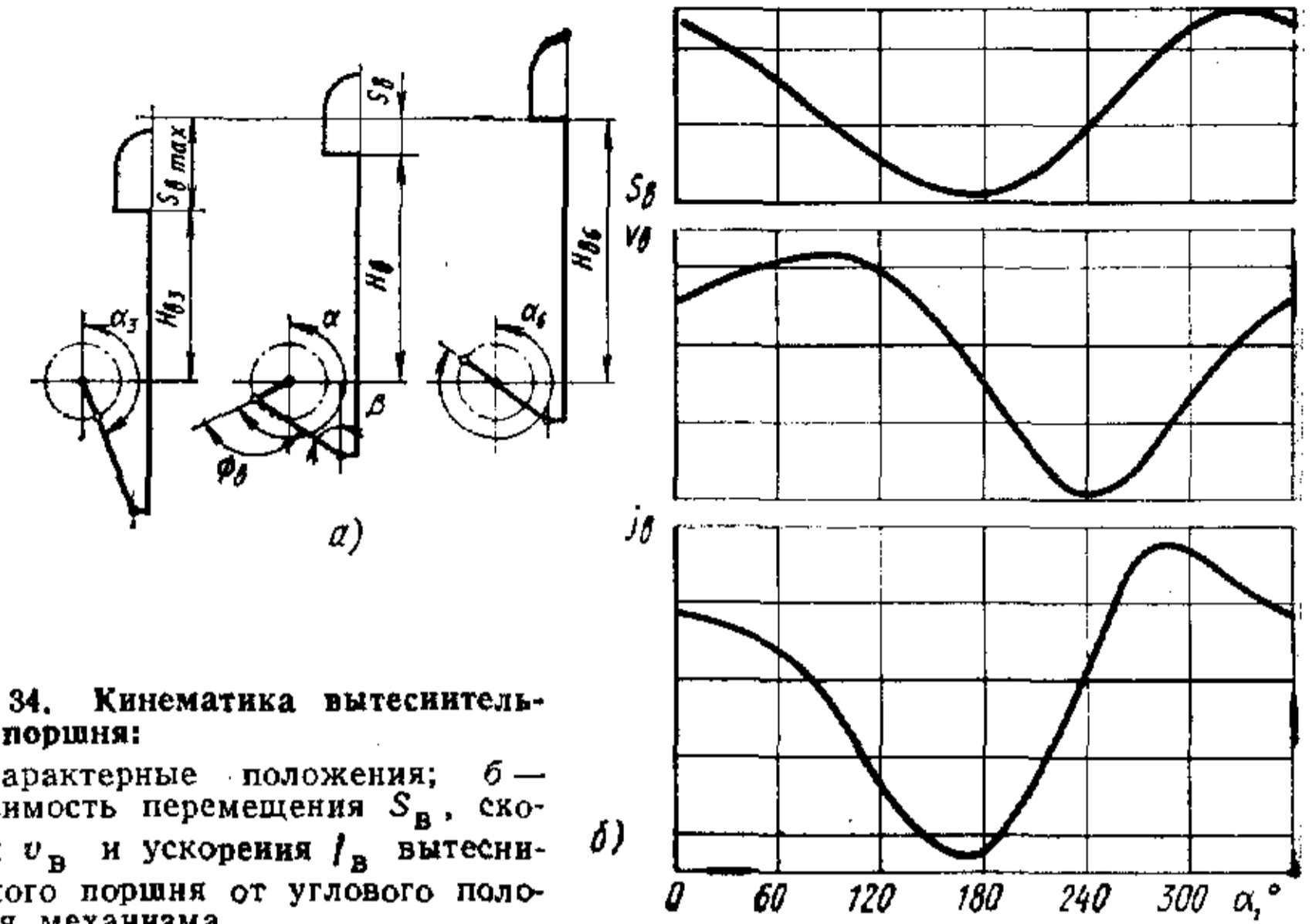


Рис. 34. Кинематика вытеснительного поршня:
а — характерные положения; б — зависимость перемещения S_B , скорости v_B и ускорения j_B вытеснительного поршня от углового положения механизма

Кинематика механизма вытеснительного поршня. Для механизма вытеснительного поршня (рис. 34) по аналогии с механизмом рабочего поршня можно записать:

углы, определяющие характерные положения механизма,

$$\alpha_3 = \pi - \arcsin [k\lambda / (1 + \lambda)]; \quad (58)$$

$$\alpha_6 = 2\pi - \arcsin [k\lambda / (1 - \lambda)]; \quad (59)$$

угловое перемещение шатуна

$$\beta = \arcsin [\lambda (\sin \alpha - k)];$$

угловая скорость качания шатуна

$$\omega_5 = \omega \lambda \cos \alpha / \cos \beta;$$

угловое ускорение качания шатуна

$$\epsilon_5 = \omega^2 \lambda (\lambda \cos^2 \alpha \sin \beta / \cos^3 \beta - \sin \alpha / \cos \beta);$$

угловое положение шатуна относительно кривошипа

$$\Phi_B = \pi - (\alpha - \beta); \quad (60)$$

относительная угловая скорость вращения шатуна вокруг шатунной шейки

$$d\Phi_B/dt = \omega (-1 + \lambda \cos \alpha / \cos \beta) = -\omega + \omega_5; \quad (61)$$

расстояние от плоскости днища вытеснительного поршня до плоскости осей коленчатых валов

$$H_{\Pi} = R (\cos \alpha - \cos \beta / \lambda + b_B);$$

$$H_{B6} = R[-\sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2} + t_B];$$

$$H_{B3} = R[-\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} + b_B];$$

полный ход вытеснительного поршня от в.м.т. до и.м.т.

$$S_{B \max} = H_{B6} - H_{B3} = [\sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \sqrt{(L-R)^2 - e^2}] = R[\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]; \quad (62)$$

перемещение вытеснительного поршня от его положения в в.м.т.

$$S_B = H_{B6} - H_B = R[-\sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2} - \cos \alpha + \cos t/\lambda]; \quad (63)$$

скорость вытеснительного поршня

$$v_B = \omega R \sin(\alpha - \beta) / \cos \beta; \quad (64)$$

ускорение вытеснительного поршня

$$j_B = \omega^2 R [\cos(\alpha - \beta) / \cos \beta - \lambda \cos^2 \alpha / \cos^3 \beta]. \quad (65)$$

Относительное движение рабочего и вытеснительного поршней. Расстояние между верхней кромкой днища рабочего поршня и нижней кромкой днища вытеснительного поршня (рис. 35)

$$S_{ПВ} = H_B - H_{П} = R(\Delta b - 2 \cos \beta / \lambda). \quad (66)$$

С помощью выражения (46) получаем

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R \sin \alpha - e}{L}\right)^2} = \lambda \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin \alpha - k)^2}.$$

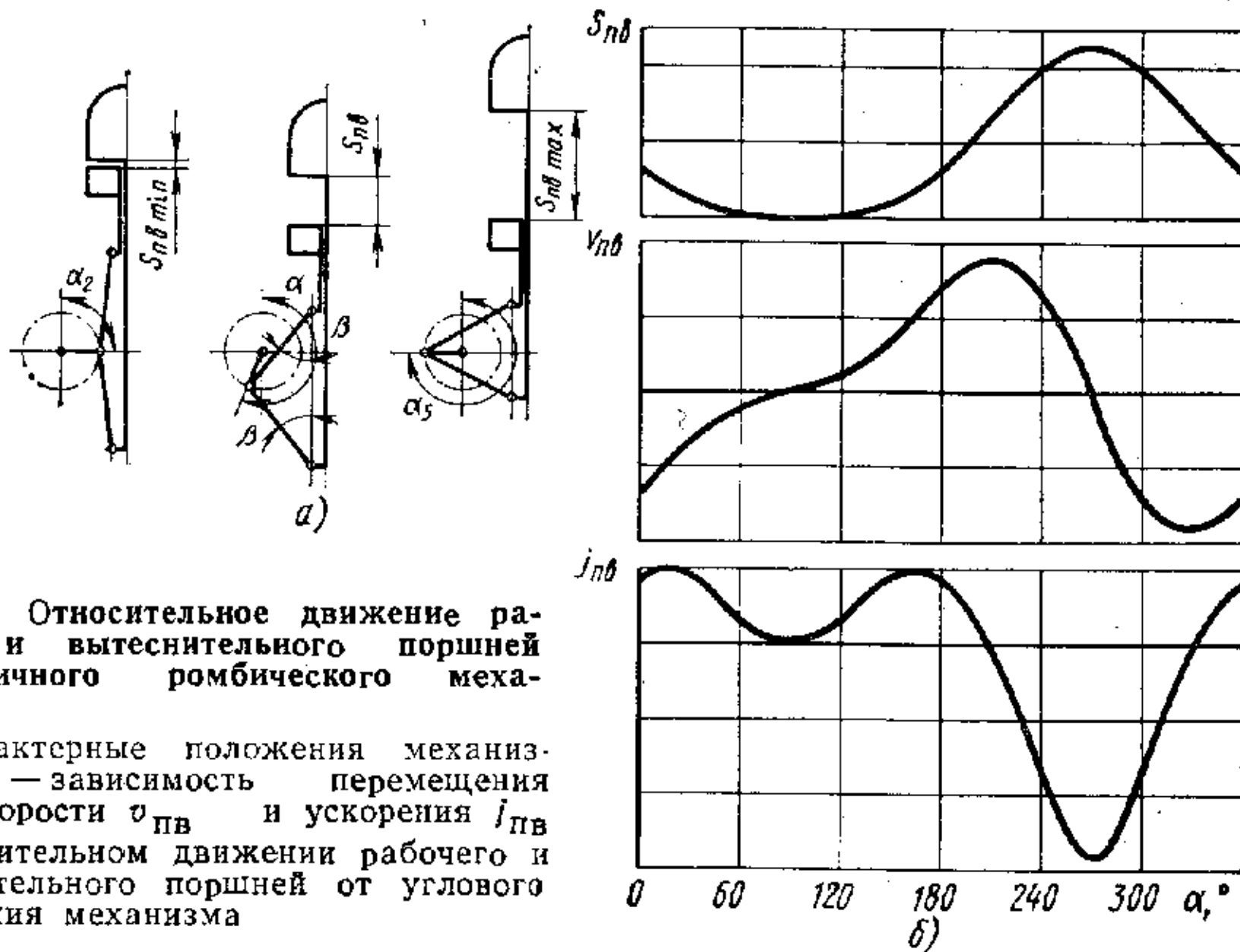


Рис. 35. Относительное движение рабочего и вытеснительного поршней симметричного ромбического механизма:

a — характерные положения механизма; b — зависимость перемещения $S_{ПВ}$, скорости $v_{ПВ}$ и ускорения $j_{ПВ}$ в относительном движении рабочего и вытеснительного поршней от углового положения механизма

Тогда формулу (66) можно записать так

$$S_{ПВ} = R[\Delta b - 2\sqrt{1/\lambda^2 - (\sin \alpha - k)^2}]. \quad (67)$$

Анализ функции (67) показывает, что:

а) при $k < 1$ функция $S_{ПВ}$ имеет шесть экстремумов: в зоне $S_{ПВ \max}$ при $\sin \alpha = -k$ — два экстремума (максимум) и при $\sin \alpha = -1$ — один экстремум (минимум); в зоне $S_{ПВ \min}$ при $\sin \alpha = k$ — два экстремума (минимум) и при $\sin \alpha = 1$ — один экстремум (максимум), т. е. в этих зонах рабочий и вытеснительный поршни будут колебаться относительно друг друга (это нежелательно с энергетической точки зрения, так как на индикаторной диаграмме появляются петли, площади которых пропорциональны отрицательной работе, и дополнительные потери);

б) при $k > 1$ функция $S_{ПВ}$ имеет два экстремума: при $\sin \alpha = -1$:

$$\alpha_6 = 3\pi/2 \quad (68)$$

$$S_{ПВ \max} = R[\Delta b - 2\sqrt{1/\lambda^2 - (1+k)^2}];$$

при $\sin \alpha = 1$:

$$\alpha_2 = \pi/2; \quad (69)$$

$$S_{ПВ \min} = R[\Delta b - 2\sqrt{1/\lambda^2 - (1-k)^2}]. \quad (70)$$

Следует отметить, что во всех выполненных конструкциях $k > 0$ (но не более 2), т. е. случай «а» не имеет практического смысла.

Так как относительный ход рабочего и вытеснительного поршней не может быть отрицательным, то, приняв $S_{ПВ \min} = 0$, можно вычислить минимальную величину

$$\Delta b_{\min} = 2\sqrt{1/\lambda^2 - (1-k)^2}. \quad (71)$$

В существующих конструкциях двигателей Стирлинга $\lambda = 1/5 \div 1/2,5$ и $k = 1 \div 2$. Для этих диапазонов изменения величин λ и k значение Δb_{\min} можно вычислить, пользуясь приближенным выражением $\Delta b_{\min} = 2/\lambda$, причем при $k > 1$ полученное по этой формуле значение Δb_{\min} будет несколько завышено (до 8,5% при больших значениях λ и k).

Пользуясь выражениями (67) и (71), получаем выражения для определения:

скорости относительного движения рабочего и вытеснительного поршней

$$v_{ПВ} = \omega R(-2 \cos \alpha \sin \beta / \cos \beta) \quad (72)$$

и ускорения их относительного движения

$$j_{ПВ} = \omega^2 R(2 \sin \alpha \sin \beta / \cos \beta - \lambda \cos^2 \alpha / \cos^3 \beta). \quad (73)$$

Приведенные выше зависимости являются точными. Однако в некоторых случаях бывает необходимо представить функцию в виде гармонического ряда. Для этого достаточно разложить в ряд функцию $\cos \beta = a_0 + a_n \sin n\alpha + b_m \cos m\alpha$, как это показано в некоторых работах [10, 22].

Объемы рабочих полостей двигателя. Воспользовавшись кинематическими зависимостями, полученными выше, можно записать выражения для определения текущих значений объемов рабочих полостей (цифровые индексы соответствуют позициям на рис. 31)

$$V_{\Gamma} = (\pi D^2/4) S_{\text{в}} = \pi \zeta^2 R^3 S_{\text{в}} = \pi \zeta^2 R^3 [- \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2} - \cos \alpha + \cos \beta/\lambda]; \quad (74)$$

$$V_{\Gamma \text{max}} = \pi \zeta^2 R^3 [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]; \quad (75)$$

$$V_{\text{х}} = [\pi (D^2 - D_{2\text{в}}^2)/4] S_{\text{пв}} = 2\pi (\zeta^2 - \zeta_{2\text{в}}^2) R^3 \times [\sqrt{1/\lambda^2 - (1 - k)^2} - \sqrt{1/\lambda^2 - (\sin \alpha - k)^2}]; \quad (76)$$

$$V_{\text{хmax}} = \pi (\zeta^2 - \zeta_{2\text{в}}^2) R^3 [2 \sqrt{1/\lambda^2 - (1 - k)^2} - 2 \sqrt{1/\lambda^2 - (1 + k)^2}]; \quad (77)$$

рабочий объем (литраж) двигателя

$$V_h = (V_{\Gamma} + V_{\text{х}})_{\text{max}} - (V_{\Gamma} + V_{\text{х}})_{\text{min}}.$$

Рабочий объем двигателя как объем, описанный днищем поршня,

$$V_h = [\pi (D^2 - D_{2\text{в}}^2)/4] S_{\text{пmax}} = \pi (\zeta^2 - \zeta_{2\text{в}}^2) R^3 \times [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]. \quad (78)$$

Объем буферной полости

$$V_{\text{б}} = V_{\text{бmin}} + [\pi (D^2 - D_{2\text{п}}^2)/4] S'_{\text{п}} = V_{\text{бmin}} + \pi (\zeta^2 - \zeta_{2\text{п}}^2) R^3 \times [\cos \alpha + \cos \beta/\lambda - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]. \quad (79)$$

На основании выражений (75) и (77) отношение максимальных объемов холодной и горячей полостей

$$\omega = \frac{V_{\text{хmax}}}{V_{\Gamma \text{max}}} = \frac{\zeta^2 - \zeta_{2\text{в}}^2}{\zeta^2} \frac{2 \sqrt{1/\lambda^2 - (1 - k)^2} - 2 \sqrt{1/\lambda^2 - (1 + k)^2}}{\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}}. \quad (80)$$

Если пренебречь объемом штока вытеснительного поршня, проходящего через холодную полость, т. е. принять $\zeta_{2\text{в}} = 0$, то рабочий объем двигателя и отношение максимальных объемов

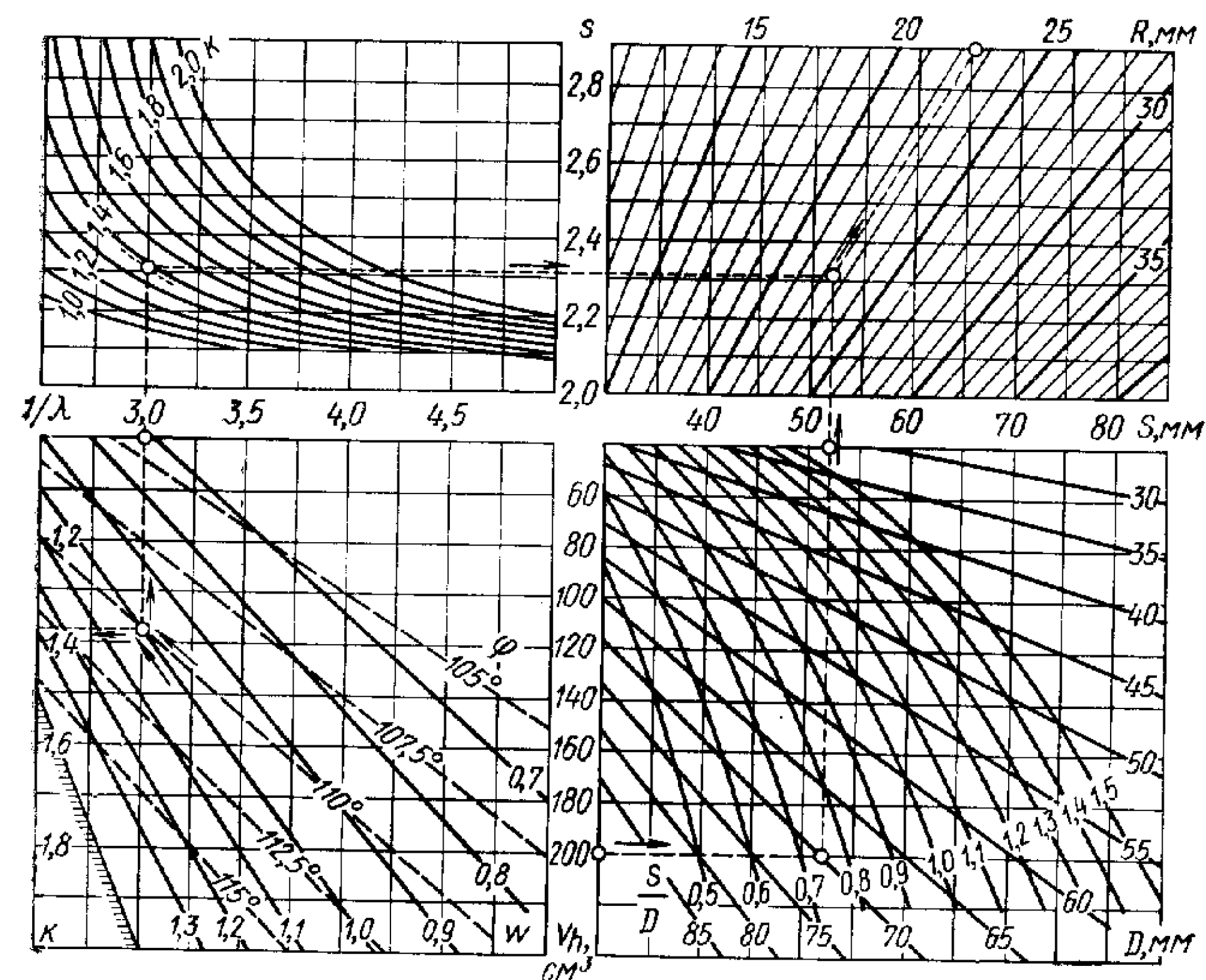


Рис. 36. Номограмма для определения размеров кинематических звеньев симметричного ромбического механизма в зависимости от ω , φ , V_h и D (или S/D)

холодной и горячей полостей могут быть определены по формулам

$$V_{h0} = \pi \zeta^2 R^3 [\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}]; \quad (81)$$

$$\omega_0 = 2 \frac{\sqrt{1/\lambda^2 - (1 - k)^2} - \sqrt{1/\lambda^2 - (1 + k)^2}}{\sqrt{(1/\lambda + 1)^2 - k^2} - \sqrt{(1/\lambda - 1)^2 - k^2}}. \quad (82)$$

Фазовый угол между максимумами объемов горячей и холодной полостей

$$\varphi = \alpha_5 - \alpha_3 = \pi/2 - \arcsin [k\lambda/(1 + \lambda)]. \quad (83)$$

На рис. 36 приведена номограмма для расчета размеров двигателя. Номограмма построена по приближенным зависимостям (81) и (82), линеаризирована и поэтому может быть использована лишь для прикидочных расчетов (погрешность до 15%). Левая часть номограммы позволяет по заданным ω и φ определить основные параметры ромбического механизма: относительную длину шатуна $1/\lambda$, относительный дезаксиал k и относительный ход поршней s . На правой части номограммы приведен пример определения масштабного фактора механиз-

ма — радиуса кривошипа — в зависимости от требуемого (расчетного) рабочего объема двигателя и выбранного диаметра цилиндра (или S/D). На номограмме показан пример определения размеров кинематических звеньев механизма двигателя при $\omega=1,0$; $\varphi=110^\circ$; $V_h=200$ см³ и $D=70$ мм. Таким образом, механизм должен иметь следующие размеры: $R=22,5$ мм; $l/\lambda=3,0$ и $k=1,37$.

ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ

Расчет динамики двигателя позволяет определить нагрузки, действующие на узлы и детали механизма, воздействие двигателя на фундамент и т. п., т. е. дает исходные данные для расчета прочности деталей, несущей способности узлов трения и уравновешенности агрегата в целом.

Возникающие в процессе работы механизма циклические нагрузки являются результатом воздействия на детали двигателя газовых и инерционных сил.

Силы, действующие на детали шатунно-поршневых групп. Газовые силы определяют на основании индикаторных диаграмм, представляющих собой изменение давления рабочего тела в горячей, холодной и буферной полостях в зависимости от изменения соответствующих объемов или угла поворота коленчатых валов α . Индикаторные диаграммы двигателя получают либо при расчете рабочего процесса, либо при непосредственном индицировании двигателя; при выполнении динамических расчетов будем считать их заданными. Изменение давления рабочего тела в буферной полости довольно точно следует изотерме $p_b V_b = \text{const}$. Давление газа в камере двигателя обычно принимают постоянным: $p_k = \text{const}$.

Газовые силы, действующие на рабочий поршень,

$$F_{\text{пр}} = p_x (\pi/4) (D^2 - D_{2в}^2) - p_b (\pi/4) (D^2 - D_{2п}^2) - p_k (\pi/4) (D_{2п}^2 - D_{2в}^2), \quad (84)$$

или

$$F_{\text{пр}} = \pi R^2 [p_x (\zeta^2 - \zeta_{2в}^2) - p_b (\zeta^2 - \zeta_{2п}^2) - p_k (\zeta_{2п}^2 - \zeta_{2в}^2)]. \quad (85)$$

Газовые силы, действующие на вытеснительный поршень,

$$F_{\text{вг}} = p_r (\pi/4) D^2 - p_x (\pi/4) (D^2 - D_{2в}^2) - p_k (\pi/4) D_{2в}^2, \quad (86)$$

или

$$F_{\text{вг}} = \pi R^2 [p_r \zeta^2 - p_x (\zeta^2 - \zeta_{2в}^2) - p_k \zeta_{2в}^2]. \quad (87)$$

Так как давления рабочего тела в горячей и холодной полостях примерно одинаковые: $p_r \approx p_x$, то выражения (86) и (87) можно переписать так:

$$F_{\text{вг}} = (p_x - p_k) (\pi/4) D_{2в}^2, \quad (88)$$

или

$$F_{\text{вг}} = \pi R^2 \zeta_{2в}^2 (p_x - p_k). \quad (89)$$

Инерционные силы, действующие в двигателе, можно разделить на инерционные силы от поступательно движущихся масс (рабочий и вытеснительный поршни с их штоками и траверсами), качающихся масс (шатун) и вращающихся масс (кривошипны, щеки, противовесы). Шатун с достаточной для практики точностью можно заменить двухмассовой системой [22] с поступательно движущейся массой m'_5 , отнесенной к оси пальца его малой (поршневой) головки, и вращающейся массой m''_5 , отнесенной к оси большой (кривошипной) головки шатуна, и не учитывать в динамических расчетах пару сил, возникающую при качательном движении шатуна и действующую в плоскости его качания. Зная положение центра массы шатуна, массы m'_5 и m''_5 можно определить из выражений:

$$m'_5 = m_5 l_1 / L \quad \text{и} \quad m''_5 = m_5 l_2 / L,$$

где l_1 и l_2 — расстояния от центра массы шатуна соответственно до осей большой и малой головок шатуна.

При проведении приближенных расчетов обычно принимают

$$m'_5 = m_5 / 3 \quad \text{и} \quad m''_5 = 2m_5 / 3.$$

Принятое упрощение расчетной схемы (расчет без учета качательного движения шатуна) несколько искажает картину нагружения деталей механизма, особенно в соединении траверса — палец — шатун. Поэтому проф. И. Ш. Нейман [22] предложил вести расчет сил в этом соединении (поршень — палец — шатун) с учетом инерционных сил всех поступательно движущихся масс (в том числе и поступательно движущейся массы шатуна m'_5), что приближает расчетные нагрузки к действительным.

Сила инерции поступательно движущихся масс комплекта рабочего поршня

$$F_{\text{пj}} = -m'_{\text{пj}} j_{\text{п}} = -m'_{\text{п}} \omega^2 R \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right], \quad (90)$$

где поступательно движущиеся массы комплекта рабочего поршня

$$m'_{\text{п}} = m_{1п} + m_{2п} + m_{3п} + \Sigma m_{4п} + \Sigma m'_{5п}.$$

Сила инерции поступательно движущихся масс комплекта вытеснительного поршня

$$F_{\text{вj}} = -m'_{\text{вj}} j_{\text{в}} = -m'_{\text{в}} \omega^2 R \left[\frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} - \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right], \quad (91)$$

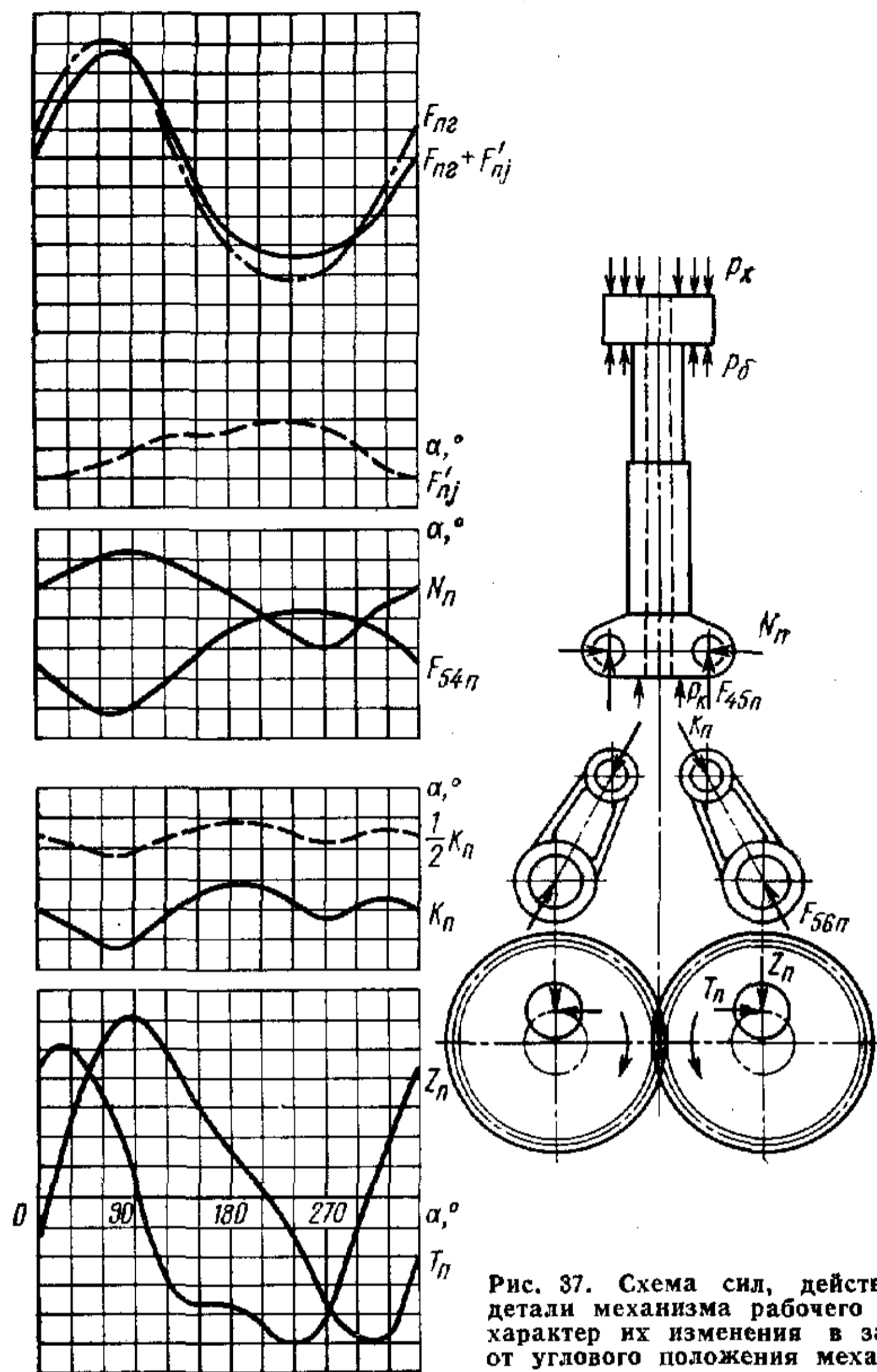


Рис. 37. Схема сил, действующих на детали механизма рабочего поршня, и характер их изменения в зависимости от углового положения механизма

где поступательно движущиеся массы комплекта вытеснительного поршня

$$m'_B = m_{1B} + m_{2B} + m_{3B} + \Sigma m_{4B} + \Sigma m'_{5B}$$

Характер сил, действующих на детали механизма рабочего (силового) поршня, определяется главным образом законами изменения газовых сил (рис. 37). В двигателях малых и средних размеров рабочий поршень и его шток выполняют исходя из конструктивных соображений (размещение уплотнений), а не из соображений прочности. Траверса, как правило, представляет собой единое целое со штоком, и ее проушины являются наиболее слабым звеном комплекта рабочий поршень—шток—траверса.

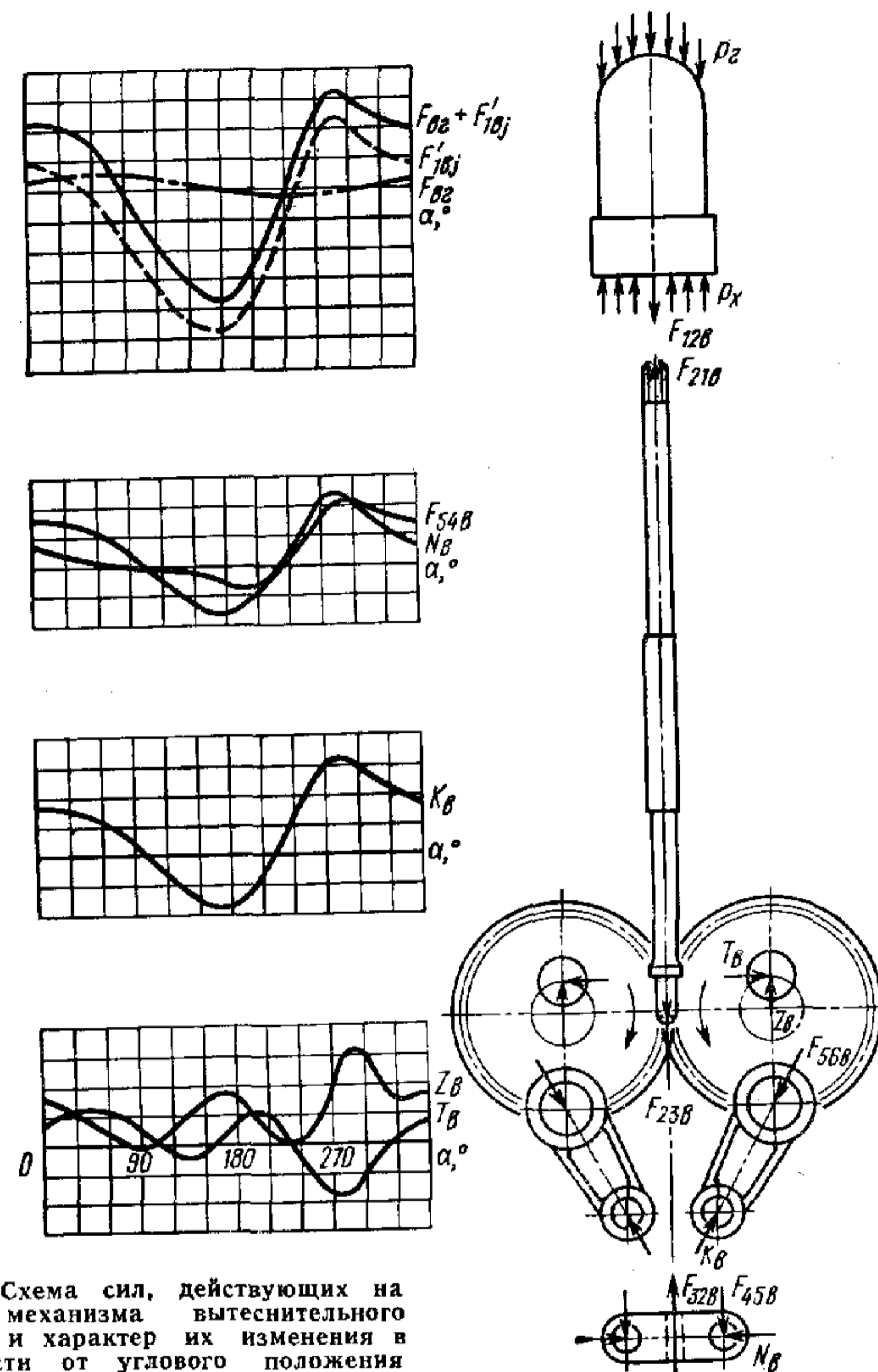


Рис. 38. Схема сил, действующих на детали механизма вытеснительного поршня, и характер их изменения в зависимости от углового положения механизма

Характер сил, действующих на детали механизма вытеснительного (теплового) поршня, определяется законами изменения инерционных сил (рис. 38). Корпус вытеснительного поршня подвержен воздействию термических и переменных циклических напряжений, возникающих при изменении давления газа в цилиндре (давление газа внутри вытеснительного поршня устанавливается равным среднему давлению цикла). Длинный шток вытеснительного поршня нагружен осевой силой, и его размеры (диаметр) определяют из условия сохранения устойчивости.

Так как в рассматриваемом механизме двигателя передача сил происходит одновременно через несколько деталей (например, силы от траверсы через два или четыре шатуна переда-

ются на два коленчатых вала), то будем считать эти детали равнонагруженными и действующие на них силы вычислять как соответствующую часть от общей.

Силу будем считать положительной, если она направлена от рабочего и вытеснительного поршней к плоскости осей коленчатых валов; по направлению вращения коленчатого вала; от цапфы кривошипа к оси вращения коленчатого вала.

Схема расчета сил, действующих на детали двигателя, сведена в табл. 6. На рис. 37 и 38 приведены графики изменения сил в функции угла α поворота коленчатых валов.

Однако наиболее полное представление о нагрузках узлов трения дают векторные диаграммы (рис. 39), которые позво-

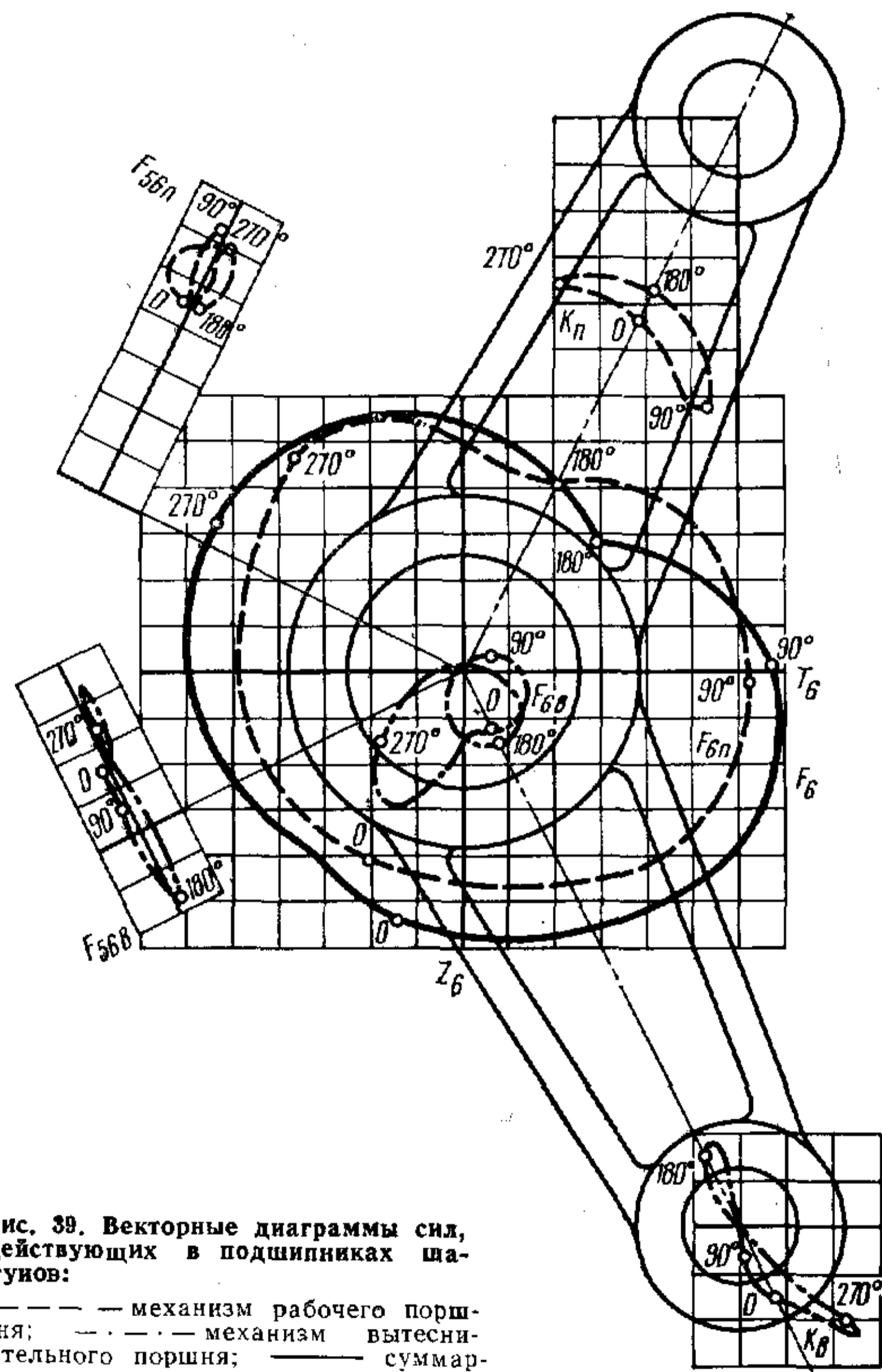


Рис. 39. Векторные диаграммы сил, действующих в подшипниках шатунов:

— — — — механизм рабочего поршня; — — — — механизм вытеснительного поршня; — суммарная нагрузка на подшипник

6. Схема расчета сил, действующих на детали симметричного ромбического механизма

Область действия силы	Расчетные формулы для механизма	рабочего поршня	вытеснительного поршня
Поршень — шток			$F_{21B} = F_{BГ} + F_{1Bj}$ (101)
Шток — траверса			$F_{32B} = F_{BГ} + F_{1Bj} + F_{2Bj}$ (102)
Траверса — палец	$F_{43B} = -F_{34B} = 1/2 (F_{BГ} + F_{1Bj} + F_{2Bj} + F_{3Bj})$ (92)		$F_{43B} = -F_{34B} = 1/2 (F_{BГ} + F_{1Bj} + F_{2Bj} + F_{3Bj})$ (103)
Вдоль траверсы	$N_{П} = F_{24П} \operatorname{tg} \beta$ (93) ($N_{П} > 0$ — сжимающая сила)		$N_{B} = F_{34B} \operatorname{tg} \beta$ (104) ($N_{B} > 0$ — сжимающая сила)
Палец — шатуны	$F_{54П} = (1/n_{П}) (F_{ПГ} + F'_{ПГ})$ (94) ($n_{П}$ — число шатунов в комплекте рабочего поршня)		$F_{54B} = (1/n_{B}) (F_{BГ} + F'_{BГ})$ (105) (n_{B} — число шатунов в комплекте вытеснительного поршня)
Вдоль шатуна	$K_{П} = F_{54П} / \cos \beta$ (95) ($K_{П} > 0$ — сжимающая сила)		$K_{B} = F_{54B} / \cos \beta$ (106) ($K_{B} > 0$ — сжимающая сила)
На нижнюю крышку шатуна:			
при работе двигателя	$F_{К5П} = - [K_{П} + (F'_{5Пj} - F''_{К5Пj}) \cos(\alpha + \beta)]$ (96)		$F_{К5B} = - [K_{B} + (F'_{5Bj} - F''_{К5Bj}) \cos(\alpha - \beta)]$ (107)

Расчетные формулы для механизма	
Область действия силы	вытеснительного поршня
при провертывании вала двигателя в холодном состоянии без заполнения полостей рабочим телом	$F_{к5п} = - \left[\frac{F'_{пj}}{n_{п} \cos \beta} + (F'_{5пj} - F'_{к5пj}) \times \cos(\alpha + \beta) \right] \quad (97)$
Шатуны — цапфа кривошипа:	
тангенциальная сила	$T_{п} = K_{п} \sin(\alpha + \beta) \quad (98)$
радиальная сила	$Z_{п} = K_{п} \cos(\alpha + \beta) + F'_{5пj} \quad (99)$
суммарная сила	$F_{65п} = \sqrt{T_{п}^2 + Z_{п}^2} \quad (100)$
	$F_{к5в} = - \left[\frac{F'_{вj}}{n_{в} \cos \beta} + (F'_{5вj} - F'_{к5вj}) \times \cos(\alpha - \beta) \right] \quad (108)$
	$T_{в} = K_{в} \sin(\alpha - \beta) \quad (109)$
	$Z_{в} = K_{в} \cos(\alpha - \beta) - F'_{5вj} \quad (110)$
	$F_{65в} = \sqrt{T_{в}^2 + Z_{в}^2} \quad (111)$

Примечание. Силу $F_{пг}$ определяют по формуле (84) или (85), силу $F_{вг}$ — по формуле (86), (87), (88) или (89); ускорения $i_{п}$ и $i_{в}$ соответственно по формулам (57) и (65), угол β — по формуле (47), силы $F_{пj}$ и $F_{вj}$ — соответственно по формулам (90) и (91).

ляют оценить максимальные и минимальные нагрузки и зоны их действия, что необходимо для правильного выбора мест сверления маслоподводящих каналов. Векторные диаграммы сил $F_{45п}$ и $F_{45в}$ строят по полученным значениям сил и угла отклонения шатуна β . Векторные диаграммы сил $F_{65п}$ и $F_{65в}$ строят по вычисленным величинам сил $T_{п}$ и $Z_{п}$, $T_{в}$ и $Z_{в}$. Векторные диаграммы сил $F_{56п}$ и $F_{56в}$ получают перестроением диаграмм сил $F_{65п}$ и $F_{65в}$ по методике, описанной в литературе [24]. Следует только учитывать, что для механизма рабочего поршня угол между осями шатуна и кривошипа $\Phi_{п} = \alpha + \beta$, а для механизма вытеснительного поршня указанный угол $\Phi_{в} = \pi - (\alpha - \beta)$.

Силы и моменты, действующие на коленчатые валы. Схема сил, действующих на коленчатый вал одноцилиндрового двигателя, приведена на рис. 40.

На шатунную шейку коленчатого вала действуют:

радиальная сила

$$Z_6 = (n_{п}/2) Z_{п} + (n_{в}/2) Z_{в}; \quad (112)$$

тангенциальная сила

$$T_6 = (n_{п}/2) T_{п} + (n_{в}/2) T_{в}, \quad (113)$$

где $n_{п}$ и $n_{в}$ — соответственно число шатунов в комплектах рабочего и вытеснительного поршней, обычно $n_{п} = 4$, $n_{в} = 2$;

крутящий момент, пропорциональный тангенциальной силе,

$$M_8 = T_6 R. \quad (114)$$

Силы инерции вращающихся масс:

кривошипа

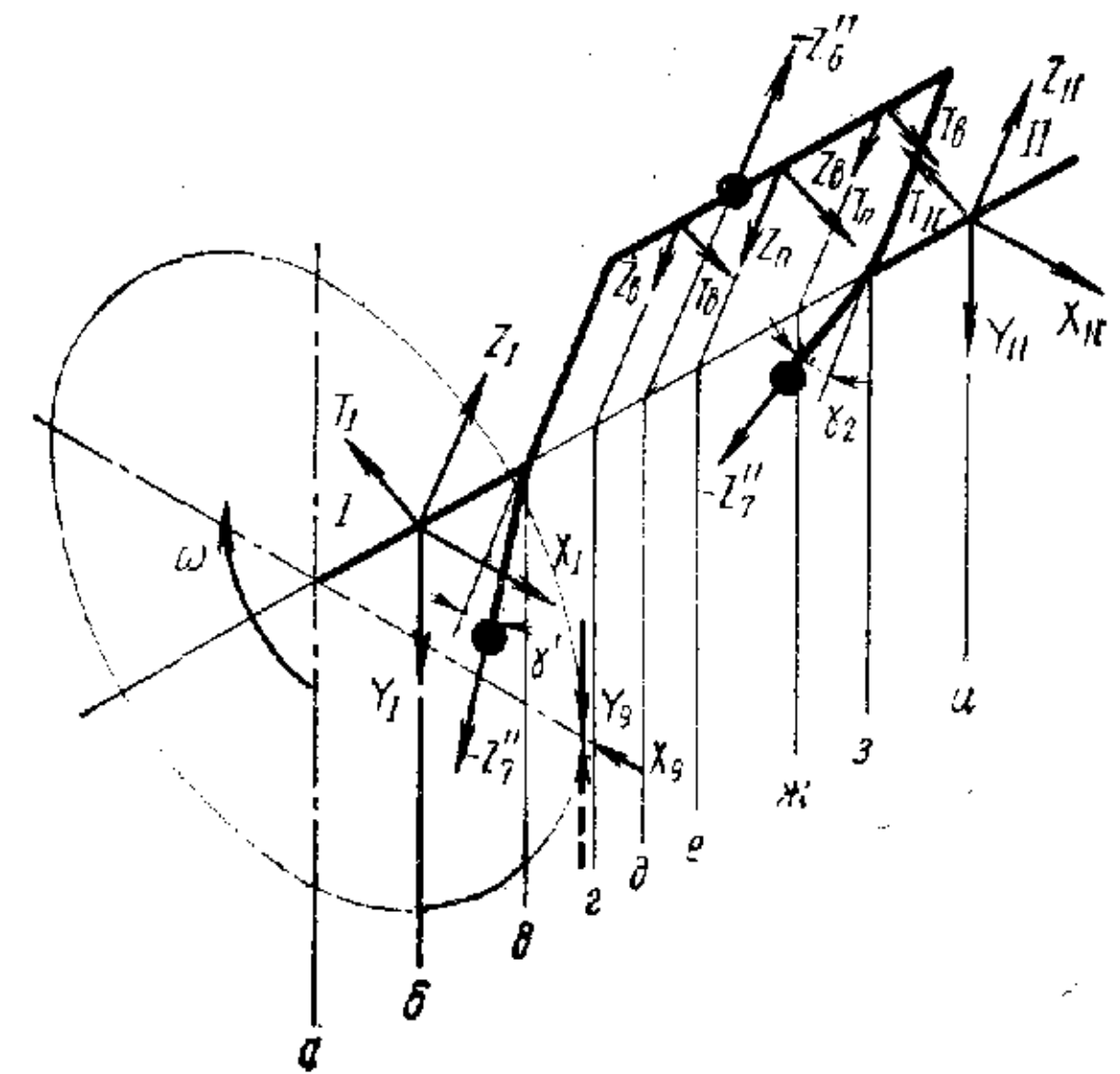
$$F_{6j}'' = -m_6 \omega^2 R_6; \quad (115)$$

щеки и противовесов

$$\tau_j = -m_7 \omega^2 R_7. \quad (116)$$

Рис. 40. Схема нагрузки коленчатого вала одноцилиндрового двигателя с симметричным ромбическим механизмом; положительное направление силы Y_6 :

— для главного вала; — — — для вспомогательного вала; при одинаково нагруженных валах $Y_9 = 0$ и $X_9 = 0$



Мощность может быть снята с обоих валов поровну (валы равнонагруженные) или с одного (главного) вала, другой в этом случае является вспомогательным.

В зависимости от способа съема мощности возможны три характерных случая нагружения коленчатого вала со стороны механизма синхронизации.

1. Нагрузка на вал равна половине общей нагрузки, т. е. с каждого коленчатого вала отбирается половина мощности двигателя; механизм синхронизации не передает усилий: $Y_9 = 0$ и $X_9 = 0$.

2. Вал главный, т. е. с него отбирается полная мощность двигателя; механизм синхронизации передает с другого вала половину мощности, и силы Y_9 и X_9 можно подсчитать по следующим формулам:

$$Y_9 = M_9/R_{ш} = 2M_8/A, \quad (117)$$

где $R_{ш}$ — радиус делительной окружности шестерни механизма синхронизации; A — межосевое расстояние шестерей; сила Y_9 будет положительной, если ее направление совпадает с направлением вращения вала, т. е. происходит подвод мощности; сила X_9 — сила распора шестерен, направлена к оси коленчатого вала:

$$X_9 = Y_9 \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364 Y_9; \quad (118)$$

введенные в зависимость (118) величины $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$ предусматривают использование в механизме синхронизации шестерен со стандартным углом зацепления 20° .

3. Вал вспомогательный, т. е. с него мощность не отбирается, вся мощность передается только через механизм синхронизации на главный вал; силы Y_9 и X_9 будут иметь такие же величины, как и в случае «2», но сила Y_9 будет иметь положительное значение при направлении ее против вращения вала (отбор мощности).

Из условия статического равновесного состояния, представив коленчатый вал как пространственную балку со сложным нагружением, можно определить опорные реакции коренных подшипников (индексы длин участков соответствуют обозначениям на рис. 40)

$$T_I = -X_9 \cos \alpha_{на}/l_{нб} \pm Y_9 \sin \alpha_{на}/l_{нб} + T_{пиг}/l_{нб} + T_{вие}/l_{нб} + T_{пиж}/l_{нб} - (Z_{7j})_I \sin \gamma_1 l_{нв}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \sin \gamma_2 l_{нз}/l_{нб}; \quad (119)$$

$$Z_I = X_9 \sin \alpha_{на}/l_{нб} \pm Y_9 \cos \alpha_{на}/l_{нб} - (Z_{7j})_I \cos \gamma_1 l_{нв}/l_{нб} + Z_{пиг}/l_{нб} + Z_{вие}/l_{нб} + Z_{пиж}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \cos \gamma_2 l_{нз}/l_{нб}; \quad (120)$$

$$T_{II} = X_9 \cos \alpha_{ба}/l_{нб} \mp Y_9 \sin \alpha_{ба}/l_{нб} + T_{пбг}/l_{нб} + T_{вбз}/l_{нб} + T_{пбж}/l_{нб} + (Z_{7j})_I \sin \gamma_1 l_{бв}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \sin \gamma_2 l_{бз}/l_{нб}; \quad (121)$$

$$Z_{II} = -X_9 \sin \alpha_{ба}/l_{нб} \mp Y_9 \cos \alpha_{ба}/l_{нб} - (Z_{7j})_I \cos \gamma_1 l_{бв}/l_{нб} + Z_{пбг}/l_{нб} + Z_{вбз}/l_{нб} + Z_{пбж}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \cos \gamma_2 l_{бз}/l_{нб}; \quad (122)$$

при учете силы Y_9 верхний знак относится к главному валу, нижний — к вспомогательному; в случае равного нагружения валов $Y_9 = 0$ и $X_9 = 0$; угол γ_i отсчитывают от продолжения плоскости кривошипа в направлении вращения вала.

Векторную диаграмму сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала, можно получить, перестроив векторную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку (см. рис. 39).

Сила $F_8 = \sqrt{T_8^2 + Z_8^2}$, действующая на шатунную шейку со стороны шатунов механизмов рабочего и вытеснительного поршней, вызывает на опорах пропорциональные, но противоположно направленные силы $(F_I)_8$ и $(F_{II})_8$, величины которых можно вычислить по формулам

$$(F_I)_8 = F_8 l_{II}/(l_I + l_{II}); \quad (123)$$

$$(F_{II})_8 = F_8 l_I/(l_I + l_{II}), \quad (124)$$

где l_I и l_{II} — расстояния от проекции линии действия суммарной силы F_8 на ось коленчатого вала соответственно до середины коренных опор I и II (рис. 40).

Векторную диаграмму перестраивают следующим образом: диаграмму на рис. 39 уменьшают в $l_{II}/(l_I + l_{II})$ или в $l_I/(l_I + l_{II})$ раз и вместе с координатными осями поворачивают на 180° в плоскости диаграммы относительно начала координат. Реакции от сил инерции кривошипа и противовесов учитывают смещением центра коренной шейки относительно начала координат перестроенной диаграммы в направлении, обратном направлению векторов соответствующих опорных реакций:

$$(T_I)_j = - (Z_{7j})_I \sin \gamma_1 l_{нв}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \sin \gamma_2 l_{нз}/l_{нб}; \quad (125)$$

$$(Z_I)_j = - (Z_{7j})_I \cos \gamma_1 l_{нв}/l_{нб} + Z_{6j} l_{нз}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \cos \gamma_2 l_{нз}/l_{нб}; \quad (126)$$

$$(T_{II})_j = - (Z_{7j})_I \sin \gamma_1 l_{бв}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \sin \gamma_2 l_{бз}/l_{нб}; \quad (127)$$

$$(Z_{II})_j = - (Z_{7j})_I \cos \gamma_1 l_{бв}/l_{нб} - Z_{6j} l_{бз}/l_{нб} - (Z_{7j})_{II} \cos \gamma_2 l_{бз}/l_{нб}. \quad (128)$$

В результате описанных перестроений получаем сориентированную относительно коленчатого вала векторную диаграмму сил, действующих на коренную шейку, для случая одинаково нагруженных валов (случай 1). При построении векторных

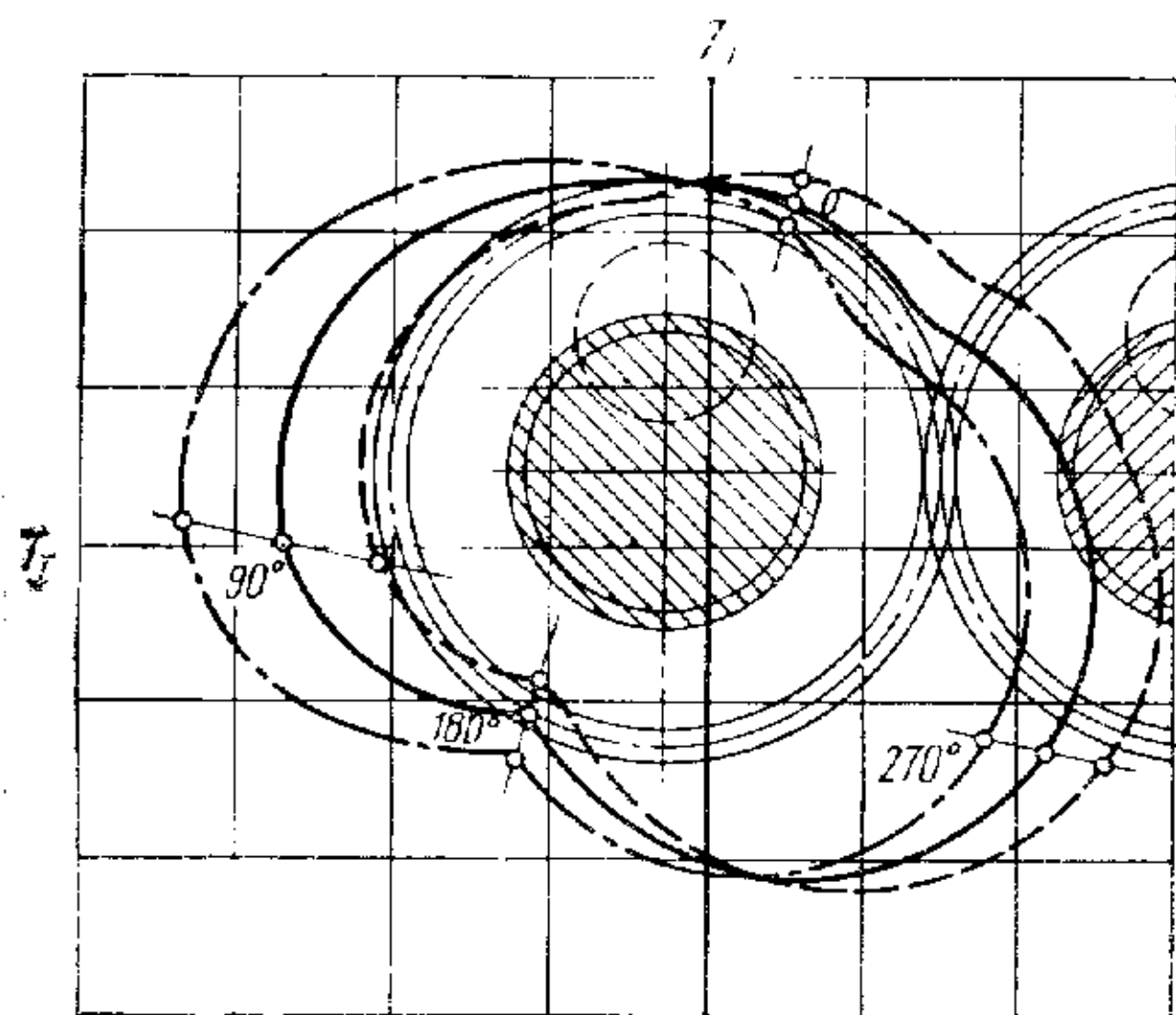


Рис. 41. Векторные диаграммы сил, действующих на коренную шейку:
 — одинаково нагруженные валы;
 - - - - - главный вал;
 вспомогательный вал

диаграмм для главного (случай 2) или для вспомогательного (случай 3) валов через каждую точку полученной векторной диаграммы, соответствующей определенному углу поворота коленчатого вала α , проводят прямую под углом 20° — α

к положительному направлению оси Z (за положительное направление отсчета угла 20° — α принято направление вращения коленчатого вала) и откладывают на ней отрезок, пропорциональный величине силы F_9 :

$$F_9 = \sqrt{X_9^2 + Y_9^2}. \quad (129)$$

При этом необходимо соблюдать следующее (рис. 41):

для главного вала (штрихпунктирная линия) отрезок, пропорциональный F_9 , откладывают внутрь исходной векторной диаграммы (сплошная линия), если $M_8 < 0$ ($Y_9 < 0$), и наружу, если $M_8 > 0$ ($Y_9 > 0$);

для вспомогательного вала (штриховая линия) отрезок, пропорциональный F_9 , откладывают внутрь исходной векторной диаграммы, если $M_8 > 0$ ($Y_9 > 0$) и наружу, если $M_8 < 0$ ($Y_9 < 0$).

Методика перестроения полученной диаграммы в векторную диаграмму сил, действующих на коренной подшипник, приведена в литературе [8].

Величины сил можно вычислить по формулам

$$X_I = T_I \cos \alpha - Z_I \sin \alpha; \quad (130)$$

$$Y_I = T_I \sin \alpha + Z_I \cos \alpha; \quad (131)$$

$$X_{II} = T_{II} \cos \alpha - Z_{II} \sin \alpha; \quad (132)$$

$$Y_{II} = T_{II} \sin \alpha + Z_{II} \cos \alpha. \quad (133)$$

Векторные диаграммы сил, действующих на коренной подшипник I , для одинаково нагруженных главного и вспомогательного валов, приведены на рис. 42.

Для определения величины крутящего момента на валу двигателя и механического к.п.д. механизма необходимо оценить

потери на трение. Сложность такой оценки заключается в том, что до настоящего времени не разработана методика стендовых измерений момента (и мощности) трения. Из-за обратимости цикла при прокручивании машины, заправленной рабочим телом, она начинает работать в режиме теплового насоса, т. е. потребляет мощность на производство индикаторной работы. При прокручивании разгерметизированной машины отсутствуют газовые силы и нагрузки в узлах трения снижаются, что приводит к уменьшению общего момента трения.

Потери на трение (момент трения) можно ориентировочно оценить расчетным путем, подсчитав суммарную мощность трения

$$M_{тр} = N_{тр}/\omega = \Sigma (F_{тр} v_{отн})/\omega = \Sigma (k_{тр} F_{нд} v_{отн})/\omega, \quad (134)$$

где $M_{тр}$, $N_{тр}$, $F_{тр}$ — соответственно момент, мощность и сила трения; $v_{отн}$ — линейная скорость относительного движения в узле трения; $k_{тр}$ — коэффициент трения; $F_{нд}$ — нормальная сила в узле трения.

При расчетах следует коэффициент трения принимать постоянным во времени, а мощность трения поршневых колец о гильзу цилиндра подсчитывать только для рабочего поршня; трением вытеснительного поршня о гильзу можно пренебречь, так как вытеснительный поршень, как правило, колец не имеет.

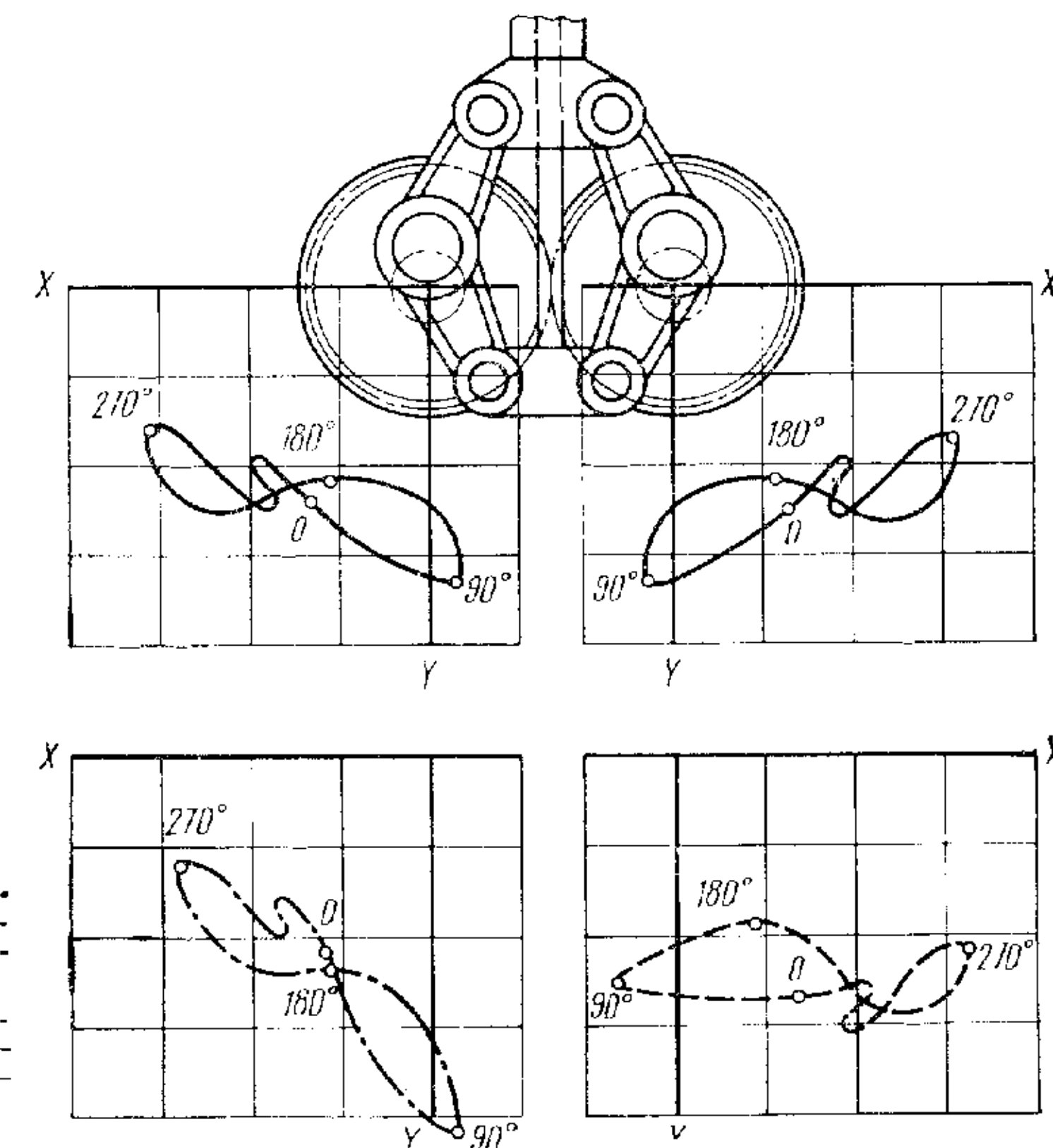


Рис. 42. Векторные диаграммы сил, действующих на коренные подшипники:

— одинаково нагруженные валы;
 - - - - - главный вал;
 вспомогательный вал

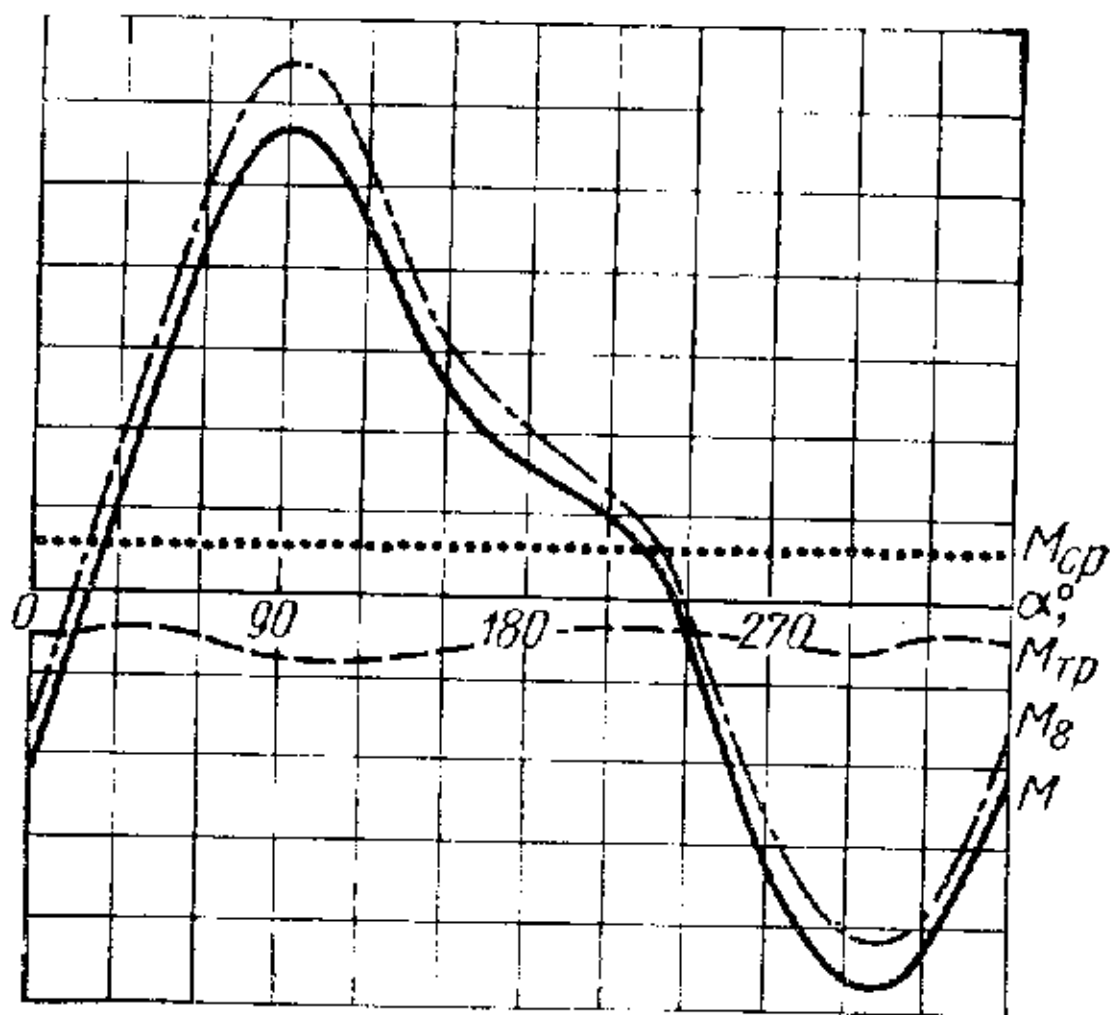


Рис. 43. Изменение крутящего момента одноцилиндрового двигателя с симметричным ромбическим механизмом в зависимости от углового положения механизма:

— момент M_g от газовых сил и сил инерции; - - - - момент трения $M_{тр}$; — суммарный момент M ; средний суммарный момент $M_{ср}$

Суммарный момент на валу двигателя (рис. 43).

$$M = M_g - M_{тр} \quad (135)$$

Механический к.п.д.

$$\eta_m = 1 - M_{тр}/M_g \quad (136)$$

находится в пределах 0,90—0,95 в случае использования подшипников качения и уплотнений типа «сворачивающаяся диафрагма» и 0,80—0,90 в случае использования подшипников скольжения и сальниковых уплотнений.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Одним из недостатков при эксплуатации энергоустановок с поршневыми преобразователями энергии являются вибрации, вызванные наличием переменной составляющей в реакциях на опорах. Поэтому под динамическим уравновешиванием двигателя понимают такое комбинирование неуравновешенных сил, которое ведет к получению равнодействующей сил или моментов, постоянной по величине и направлению или в частном случае равной нулю [22].

Силы, действующие в двигателе и на двигатель, принято разделять на силы внутренние и силы внешние.

К внутренним относят силы, возникающие в результате взаимодействия деталей двигателя между собой или с рабочим телом и уравновешенные внутри двигателя. Ими являются газовые силы и силы трения.

Внешние силы возникают в результате взаимодействия деталей двигателя и двигателя в целом с внешней средой и приводимыми в движение орудиями или машинами. К внешним силам относят: вес двигателя с навесным оборудованием; момент сопротивления со стороны приводимого в движение орудия или машины; силы инерции поступательно движущихся масс комплектов рабочего и вытеснительного поршней; силы инерции вращающихся масс двигателя; тангенциальные силы инерции вращающихся масс двигателя, возникающие из-за непостоянства угловой скорости валов двигателя; тангенциальные силы

инерции движущихся масс шатунов; реакции фундамента; реактивные моменты и силы, уравновешивающие все перечисленные выше силы внешнего воздействия на двигатель. Кроме указанных сил на двигатель могут действовать силы реакций струй газов и жидкостей, приложенные в местах подсоединения внешних коммуникаций.

Вес двигателя — сила, постоянная по величине и направлению; в некоторых условиях эксплуатации может быть уравновешена полностью (невесомость).

Момент сопротивления зависит от характеристики приводимого в движение агрегата и от условий эксплуатации. В некоторых случаях, например при работе двигателя на электрогенератор с буферным аккумулятором, момент сопротивления можно считать постоянным. Он уравновешивается равным по величине, но обратным по направлению реактивным моментом, передаваемым через фундамент и корпусные детали.

Неуравновешенными являются главным образом силы инерции циклически движущихся масс кривошипно-шатунного механизма:

поступательно движущихся с ускорением $j_{п}$ (57) масс комплекта рабочего поршня

$$m_{п}'' = m_{п} + \Sigma m_{5п}'';$$

поступательно движущихся с ускорением $j_{в}$ (65) масс комплекта вытеснительного поршня

$$m_{в}'' = m_{в} + \Sigma m_{5в}'';$$

приведенных вращающихся с ускорением $j' = \omega^2 R$ масс механизма (без масс противовесов)

$$m_7'^* = [\Sigma (m_i' R_i) - m_7' R_7] / R$$

и масс противовесов

$$m_7'^* = m_7' R_7 / R;$$

вращающихся масс механизма с моментом инерции J из-за непостоянства угловой скорости валов ($d\omega_i/dt \neq 0$);

качательно движущихся масс шатунов с моментом инерции $J_{ш}$ и угловым ускорением ϵ_5 (50).

Эти силы и моменты необходимо «скомбинировать» таким образом, чтобы главный вектор сил и главный момент имели минимальные значения (в частном случае были равны нулю). В проекциях на оси координат главный вектор сил и главный момент можно записать так:

$$F_x = - \Sigma (m_i' j_{xi}); \quad (137)$$

$$F_y = - \Sigma (m_i' j_{yi}); \quad (138)$$

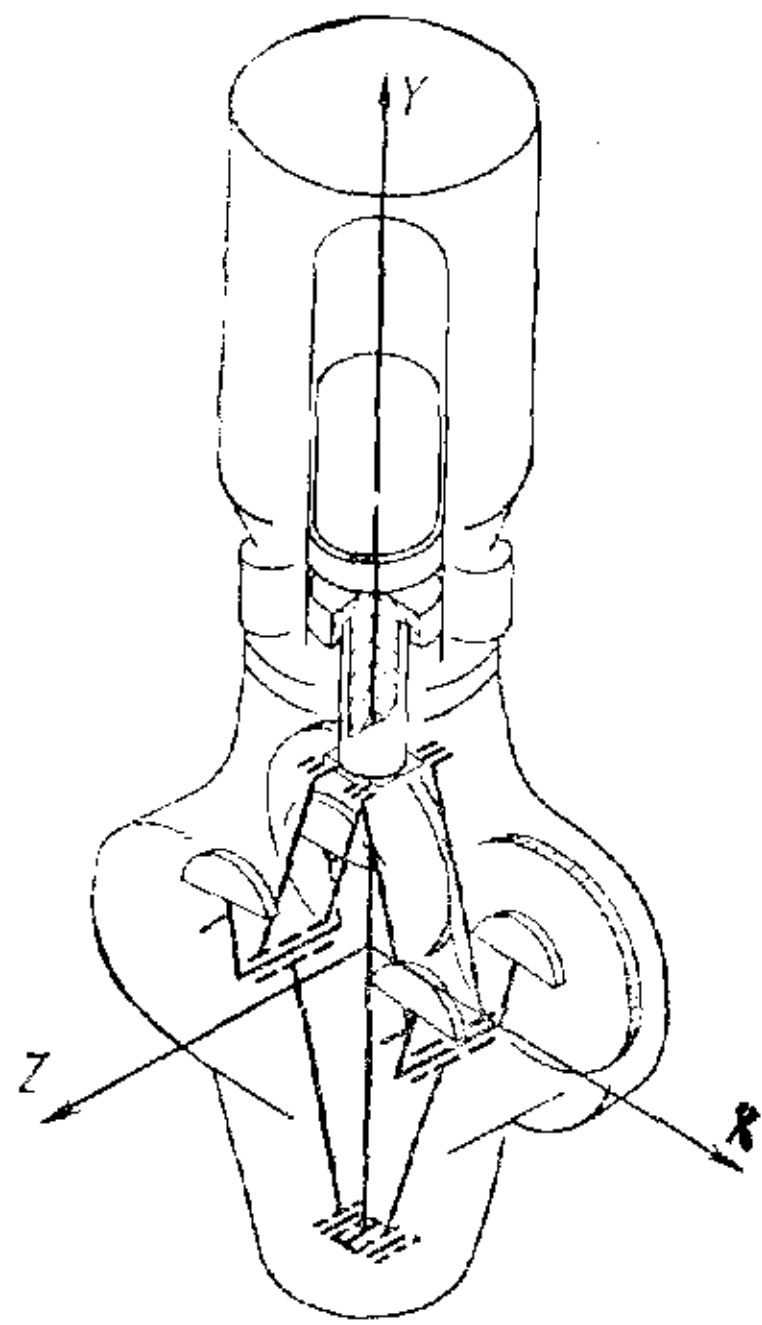


Рис. 44. Схема двигателя с симметричным ромбическим механизмом

$$F_z = -\sum (m_i j_{zi}); \quad (139)$$

$$M_x = -\sum (m_i j_{zi} y_i - m_i j_{yi} z_i) - \sum (J_{xi} \frac{d\omega_{xi}}{dt}); \quad (140)$$

$$M_y = -\sum (m_i j_{xi} z_i - m_i j_{zi} x_i) - \sum J_{yi} \frac{d\omega_{yi}}{dt}; \quad (141)$$

$$M_z = -\sum (m_i j_{yi} x_i - m_i j_{xi} y_i) - \sum (J_{zi} \frac{d\omega_{zi}}{dt}). \quad (142)$$

Рассмотрим выражения (137) — (142) с учетом особенностей ромбического механизма (рис. 44), который имеет продольную (плоскость YZ) и поперечную (плоскость XY) плоскости симметрии.

Симметрия системы исключает появление кососимметричных силовых факторов, т. е. неуравновешенные силы и моменты могут действовать (быть направлены) только вдоль осей симметрии. В данном случае возможное направление неуравновешенных сил и моментов — ось Y . Таким образом, в случае симметричного ромбического механизма $F_x=0$, $F_z=0$, $M_x=0$ и $M_z=0$. Следует заметить, что силы инерции не могут дать момент, направленный вдоль их линии действия (оси Y), а так как вращения элементов конструкции в плоскости XZ не происходит ($\omega_y=0$), то и $M_y=0$.

Таким образом, для полного уравновешивания рассматриваемого механизма необходимо и достаточно, чтобы $F_y = -\sum (m_i j_{yi}) = 0$ или

$$-m''_{\Pi} j''_{\Pi} - m''_{\text{В}} j''_{\text{В}} - m'^* j' \cos \alpha + m_7'^* j' \cos(\alpha + \gamma) = 0, \quad (143)$$

где γ — угол заклинивания противовесов относительно продолжения плоскости кривошипа; отсчитывается в направлении вращения вала.

Подставив значения ускорений, имеем

$$-m''_{\Pi} \omega^2 R \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right] - m''_{\text{В}} \omega^2 R \left[\frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} - \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right] - m'^* \omega^2 R \cos \alpha + m_7'^* \omega^2 R \cos(\alpha + \gamma) = 0.$$

Преобразуем и упростим полученное выражение:

$$-m''_{\Pi} \omega^2 R \left(\frac{\cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \sin \beta}{\cos \alpha \cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos \alpha \cos^3 \beta} \right) - m''_{\text{В}} \omega^2 R \left(\frac{\cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta}{\cos \alpha \cos \beta} - \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos \alpha \cos^3 \beta} \right) - m'^* \omega^2 R \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha} + m_7'^* \omega^2 R \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos \alpha} = 0$$

или

$$\omega^2 R \left[-m''_{\Pi} \left(1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \beta + \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) - m''_{\text{В}} \left(1 + \text{tg} \alpha \text{tg} \beta - \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) - m'^* + m_7'^* \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos \alpha} \right] = 0.$$

Так как $\omega^2 R \neq 0$, то

$$-m''_{\Pi} \left(1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \beta + \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) - m''_{\text{В}} \left(1 + \text{tg} \alpha \text{tg} \beta - \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) - m'^* + m_7'^* \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos \alpha} = 0.$$

Это выражение справедливо при выполнении следующих условий:

массы комплектов рабочего и вытеснительного поршней должны быть одинаковы, т. е.

$$m''_{\Pi} = m''_{\text{В}} = m''; \\ -m''_{\Pi} \left(1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \beta + \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) - m''_{\text{В}} \left(1 + \text{tg} \alpha \text{tg} \beta - \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos^3 \beta} \right) = -2m''; \quad (144)$$

угол заклинивания противовесов

$$\gamma = 0; \\ -m'^* + m_7'^* \frac{\cos(\alpha + \gamma)}{\cos \alpha} = -m'^* + m_7'^*; \quad (145)$$

приведенная масса противовесов $m_7'^*$ должна быть равна сумме масс комплектов рабочего и вытеснительного поршней и приведенной неуравновешенной вращающейся массы механизма:

$$m_7'^* = 2m'' + m'^*. \quad (146)$$

Симметричный ромбический механизм позволяет спроектировать и практически изготовить полностью уравновешенный двигатель даже в одноцилиндровом исполнении.

Энергопреобразователь на базе такого двигателя может быть также полностью теоретически уравновешен. Для этого необходимо выполнить следующие условия:

съем мощности производить одновременно с двух валов в равных количествах;

моменты инерции масс, вращающихся с каждым валом (в том числе и массы приводимых в движение навесных вспомогательных агрегатов), должны быть одинаковые;

валы, соединительные муфты, валопроводы и агрегаты должны иметь одинаковые крутильные жесткости (как правые, так и левые);

приводимые в движение агрегаты должны быть полностью уравновешены.

Таким образом, при проектировании динамически уравновешенного энергопреобразователя с рассмотренным двигателем необходимо сохранить симметрию системы. Это можно выполнить, применив, например, схему с двумя одинаковыми генераторами (по одному на валу), работающими на общую нагрузку [10].

КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЯ

УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЯ

В двигателях Стирлинга, выполненных по любой конструктивной схеме, можно выделить следующие основные механизмы, устройства и системы.

1. Механизм движения, который обеспечивает необходимый закон изменения объемов горячей и холодной полостей, воспринимает давление газов в цилиндре двигателя и преобразует поступательное движение поршня во вращательное движение вала.

2. Остов двигателя, состоящий из неподвижных деталей, направляющих и поддерживающих движущиеся детали механизма движения.

3. Теплообменные устройства, включающие воздухоподогреватель, нагреватель рабочего тела, регенератор и охладитель, которые служат для подвода теплоты от внешнего источника к рабочему телу в рабочем пространстве двигателя и отвода теплоты от рабочего тела в систему охлаждения, а также для регенерации теплоты газа, перетекающего из одной полости в другую.

4. Системы охлаждения, смазки, регулирования и т. п., необходимые для нормальной работы двигателя.

Рассмотрим устройство основных узлов и механизмов на примере двигателя Стирлинга с ромбическим механизмом преобразования движения (рис. 45). В таком двигателе в одном цилиндре установлены два поршня. Горячая и холодная полости цилиндра сообщаются между собой каналами через нагреватель 11, регенератор 17 и охладитель 18. Вытеснительный поршень 9 создает подвижное уплотнение между горячей и холодной полостями цилиндра. Этот поршень соединен со штоком 23, проходящим через отверстие рабочего поршня 7 и его полый шток 22. Шток 23 соединен с нижней траверсой 28, связанной с помощью пальцев 29 с шатунами 2 и кривошипами 3 и 26 коленчатого вала. Полый шток 22 рабочего поршня, проходящий через отверстие в верхней стенке картера, связан с

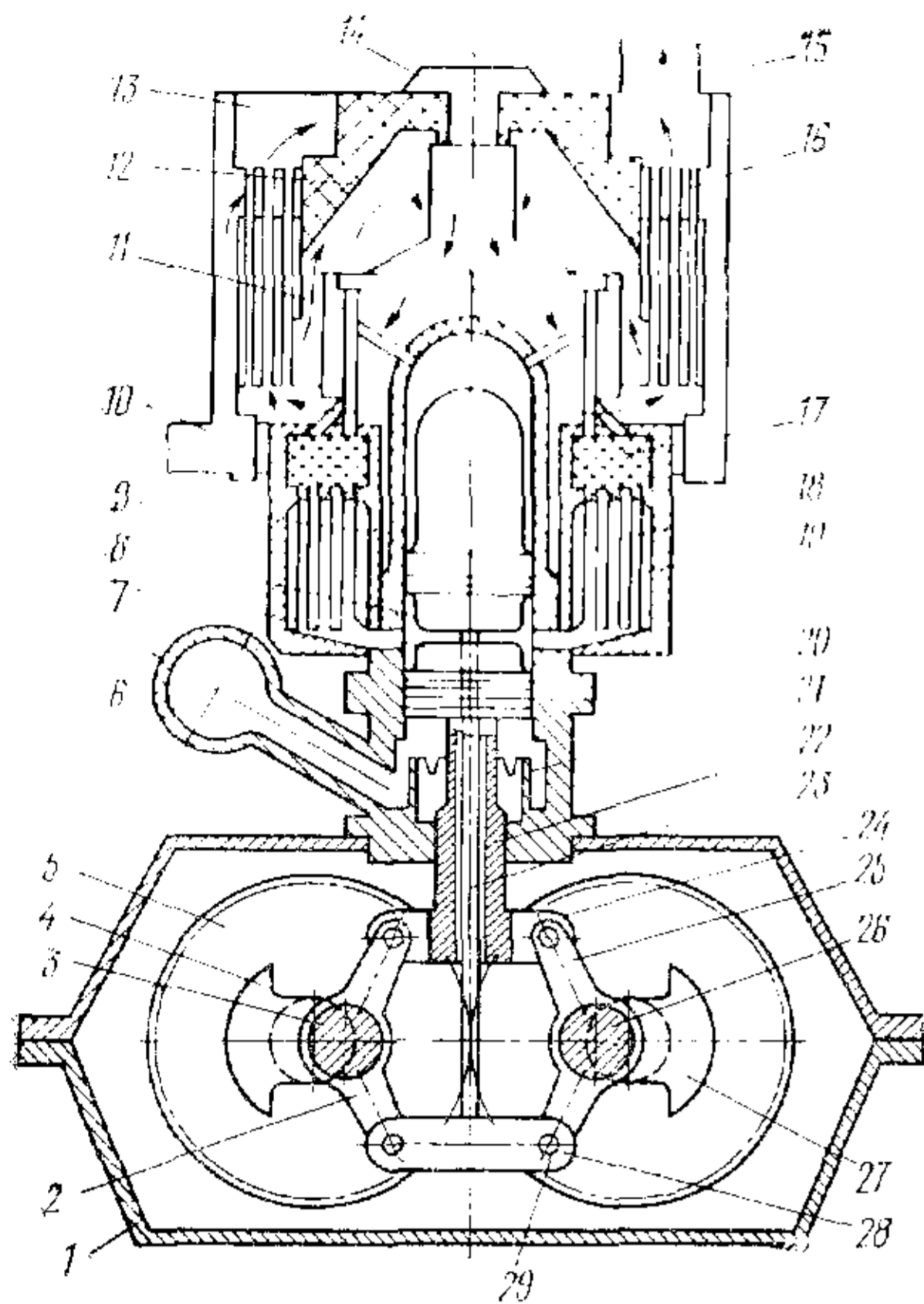


Рис. 45. Конструктивная схема двигателя Стирлинга с ромбическим механизмом:

1 — картер; 2 и 25 — шатуны; 3 и 26 — кривошипные коленчатых валов; 4 и 27 — противовесы коленчатых валов; 5 — синхронизирующая шестерня; 6 — буферная полость; 7 — рабочий поршень; 8 — холодная полость; 9 — вытеснительный поршень; 10 — канал подвода воздуха в камеру сгорания; 11 — нагреватель; 12 — камера сгорания; 13 — кольцевая полость; 14 — форсунка; 15 — канал отвода продуктов сгорания; 16 — воздухоподогреватель; 17 — регенератор; 18 — охладитель; 19 — водяная рубашка охладителя; 20 — цилиндр; 21 — свертывающееся диафрагменное уплотнение; 22 — шток рабочего поршня; 23 — шток вытеснительного поршня; 24 — траверса рабочего поршня; 28 — траверса вытеснительного поршня; 29 — конец шатуна

верхней траверсой 24, которая с помощью шатунов 25 также соединена с кривошипами коленчатого вала. Оба коленчатых вала связаны между собой синхронизирующими шестернями 5, обеспечивающими вращение валов в противоположном направлении с одинаковой частотой.

Такая схема кривошипно-шатунного механизма не требует поддержания высокого давления в картере.

Сальник штока вытеснительного поршня расположен внутри полого штока рабочего поршня. Еще одно уплотнение вокруг штока рабочего поршня необходимо для того, чтобы создать буферную полость 6 под поршнем, отделенную от картера. Эта полость заполняется рабочим газом до необходимого давления.

В многоцилиндровых двигателях буферные полости можно соединить друг с другом, что позволит снизить объем отдельных полостей.

Остов двигателя состоит из картера 1 и цилиндра 20, имеющего обычно съемную крышку. Элементы остова воспринимают при работе двигателя силы давления газа и силы инерции движущихся деталей и должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Теплообменные устройства двигателя работают в различных температурных условиях и находятся под действием высокого давления рабочего тела. Нагреватель 11 и регенератор 17, работающие при высоких температурах, изготавливаются из жаропрочных легированных металлов. Охладитель 18 работает

при низких температурах и может выполняться, например, из латуни.

С целью уменьшения теплового потока от нагревателя к охладителю между регенератором и охладителем иногда устанавливают теплоизолирующий экран.

Регенераторы так же, как и охладители, могут быть выполнены в виде отдельных секций, расположенных равномерно по окружности вокруг цилиндра двигателя.

Охладитель представляет собой теплообменник трубчатого типа, внутри трубок которого протекает рабочее тело, а снаружи — охлаждающая жидкость.

У большинства двигателей Стирлинга в качестве теплоносителя от внешнего источника теплоты к рабочему телу служат продукты сгорания органического топлива. В этих случаях двигатель оборудуется камерой сгорания, конструкция которой зависит от параметров двигателя и его назначения.

На рис. 45 показана схема двигателя с цилиндрической камерой сгорания 12, которая охватывает нагреватель 11. В верхней части камеры сгорания расположена форсунка 14.

Выбор конструкции камеры сгорания определяется требованиями стабильности горения, надежности зажигания и работы, полноты сгорания топлива, минимальной токсичности, устойчивости работы на переменных режимах, закона распределения температур продуктов сгорания топлива, поступающих в нагреватель. Внутренний корпус камеры сгорания охлаждается воздухом, проходящим через небольшой кольцевой промежуток между внутренним и внешним корпусами камеры сгорания.

Для уменьшения потерь теплоты с уходящими газами и улучшения условий сгорания топлива двигатель оборудован воздухоподогревателем 16 трубчатого или пластинчатого типа. Температура воздуха на выходе из подогревателя регулируется с помощью термостата.

Нагрузка двигателя Стирлинга обычно регулируется изменением количества рабочего тела в рабочих полостях двигателя при неизменной температуре нагревателя.

К.п.д. и устойчивость работы двигателя зависят от эффективности уплотняющих устройств, отделяющих друг от друга горячую и холодную полости цилиндра и последний от картера — пространства, в котором располагается приводной механизм. Уплотняющие устройства должны предотвращать утечки рабочего тела при минимальных затратах энергии на преодоление трения.

Разность давлений между горячей и холодной полостями цилиндра обусловлена потерями при движении рабочего тела через нагреватель, регенератор и охладитель. Обычно эти потери невелики, поэтому уплотнительный корпус вытеснительного поршня снабжается одним или двумя уплотняющими коль-

цами, которые не обязательно должны быть упругими, но должны плотно входить в цилиндр. Для облегчения условий работы уплотнений необходимо стремиться к снижению температуры металла вытеснительного поршня. С этой целью наиболее нагретые верхние части вытеснительных поршней теплоизолируют от нижних. Уплотняющие кольца для вытеснительного поршня изготавливают из графита или фторопласта. Такие кольца могут работать длительное время без смазки.

В результате длительных исследований фирмой Филип разработано герметичное свертывающееся уплотнение 21, представляющее собой резиновую мембрану в форме чулка. Предельное число циклов работы уплотнения превышает $2 \cdot 10^9$ без разрывов [50].

Двигатели Стирлинга оборудуются рядом вспомогательных устройств, необходимых для нормальной работы систем топливоподачи, воздухопоборки, смазки и т. п. При пуске двигателя сначала включают системы воздухопоборки, топливоподачи и зажигания — происходит прогрев теплоносителя, затем включают стартер, и двигатель начинает работать.

КОМПОНОВКА ДВИГАТЕЛЯ

Для того чтобы в двигателе Стирлинга происходило преобразование тепловой энергии в механическую работу, в его конструкции должны быть следующие элементы: две рабочие полости — горячая и холодная; два теплообменника — нагреватель и охладитель; теплообменник — регенератор; соединительные каналы; механизм, преобразующий поступательное движение во вращательное.

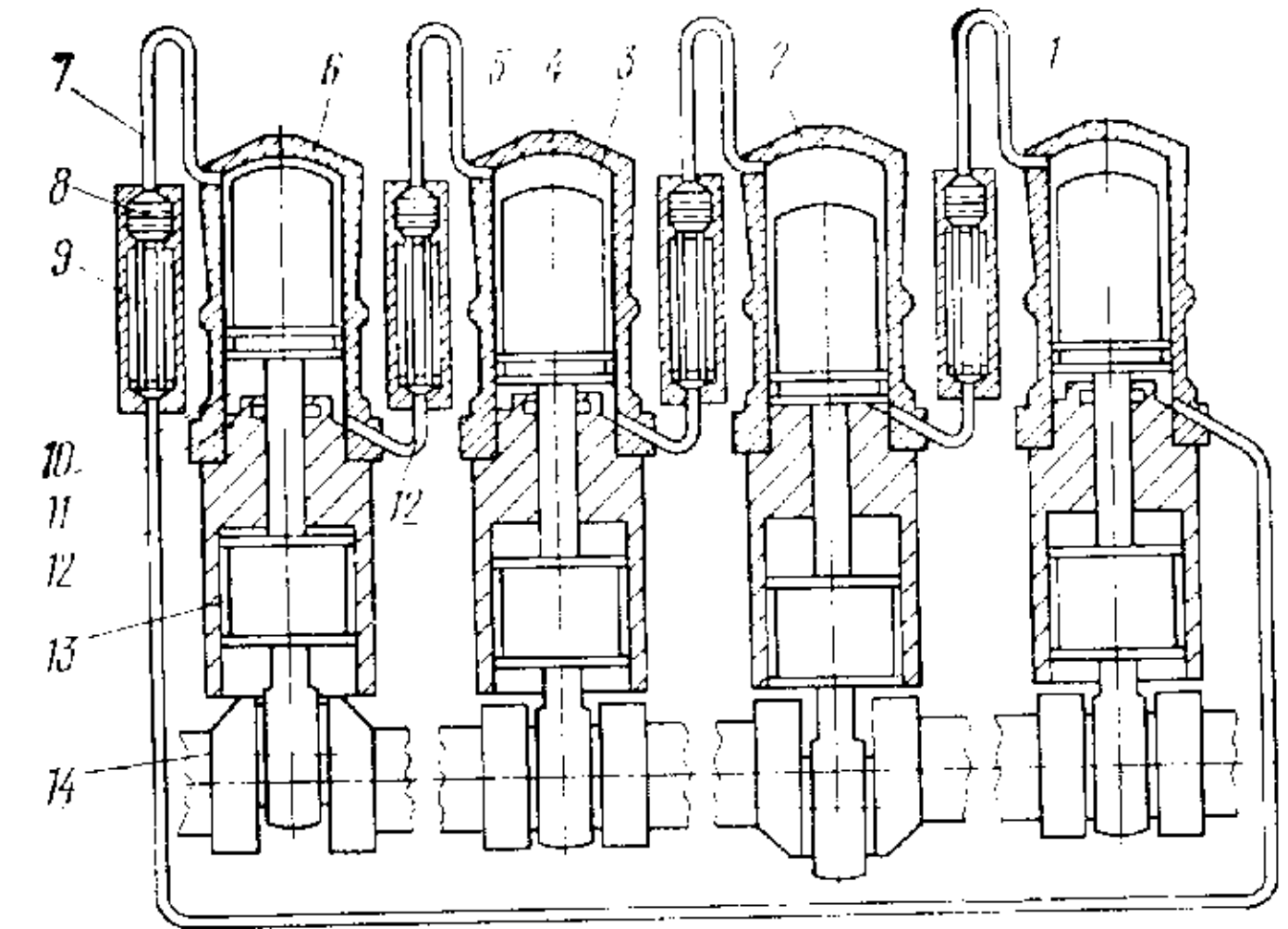
Таким образом, если для двигателя Стирлинга ввести понятие «эквивалентный двигатель», равнозначное понятию «одноцилиндровый отсек» для двигателей внутреннего сгорания, то для конструктивной схемы, изображенной на рис. 10, а, «эквивалентный двигатель» состоит из гильзы, двух поршней — вытеснительного и рабочего, трех теплообменников — нагревателя, регенератора, охладителя и соединительных каналов.

Преобразующий механизм может быть аксиального (см. рис. 30, в) или ромбического (см. рис. 32, в) типа.

При использовании конструктивной схемы, показанной на рис. 10, в, «эквивалентный двигатель» Стирлинга образуется из двух гильз, двух рабочих поршней, трех теплообменников — нагревателя, регенератора, охладителя и соединительных каналов. Преобразующий механизм в этом случае может быть либо одноколенным при V-образном расположении цилиндров (см. рис. 30, а), либо двухколенным при рядном исполнении.

Даже беглое сравнение двигателя Стирлинга с двигателями внутреннего сгорания показывает, что «эквивалентный двигатель» Стирлинга имеет по сравнению с одноцилиндровым отсе-

Рис. 46. Схема двигателя Стирлинга двойного действия:
1, 2, 4 и 6 — цилиндры; 3 — горячая полость; 5 — поршень; 7 — нагреватель; 8 — регенератор; 9 — охладитель; 10 — холодная полость; 11 — уплотнение; 12 — соединительные каналы; 13 — крейцкопф; 14 — коленчатый вал



ком последних почти в 2 раза большее количество деталей трения, а следовательно, казалось бы, должен иметь и более низкий механический к.п.д. Однако плавное безударное изменение силовых нагрузок в двигателе Стирлинга, а также достаточно низкий уровень температуры деталей благоприятствует применению в парах трения новых синтетических и композиционных материалов с низкими коэффициентами трения. В результате этого механические к.п.д. двигателей Стирлинга и двигателей внутреннего сгорания имеют приблизительно одинаковый диапазон численных значений.

Рассмотренные выше компоновки двигателя Стирлинга относятся к машинам простого действия, т. е. к таким двигателям, у которых рабочий ход осуществляется в течение одного оборота коленчатого вала аналогично двухтактным двигателям внутреннего сгорания.

Соединяя вместе несколько «эквивалентных двигателей», можно создавать многоцилиндровые двигатели этого типа и образовывать из них мощные ряды до нескольких сотен и даже тысяч лошадиных сил.

Однако более перспективным оказывается двигатель Стирлинга двойного действия, схема которого показана на рис. 46. В данном случае отдельные цилиндры 1, 2, 4 и 6 уже не являются «эквивалентными двигателями», как например, в многоцилиндровых двигателях вытеснительного типа. В двигателях двойного действия «эквивалентный двигатель» начинается с объема под поршнем одного из цилиндров, например цилиндра 6; этот объем является холодной полостью 10. Наружные каналы 12 через охладитель 9, регенератор 8 и нагреватель 7 соединяют эту холодную полость с полостью над поршнем 5 другого цилиндра (цилиндр 4), который является горячей полостью 3. Объемы холодной и горячей полостей такого «эквива-

лентного двигателя» достигают максимальных величин при положении поршней в этих цилиндрах соответственно в верхней и нижней мертвых точках. В двигателе Стирлинга, выполненном по схеме, приведенной на рис. 46, столько же «эквивалентных двигателей», сколько и цилиндров. В этом четырехцилиндровом двигателе кроме указанных «эквивалентные двигатели» образованы из холодных и горячих полостей цилиндров 4 и 2, 2 и 1, 1 и 6. Для того чтобы обеспечить в «эквивалентном двигателе» опережение изменения объема горячей полости по отношению к холодной, необходимо организовать движение поршней таким образом, чтобы минимальный объем горячей полости достигался по углу поворота коленчатого вала раньше, чем минимальный объем холодной полости. Следовательно, поршень в цилиндре 4 должен достигать в. м. т. раньше, чем поршень 6 н. м. т. То же самое относится и к поршням в цилиндрах 2 и 4; 1 и 2; 6 и 1.

При объединении цилиндров в «эквивалентные двигатели» и проектировании привода для двигателей Стирлинга двойного действия необходимо предусмотреть, чтобы все «эквивалентные двигатели» были идентичны. Так, например, в схеме на рис. 46 «эквивалентный двигатель», образованный цилиндрами 1 и 6, будет отличаться от остальных большей длиной соединительных каналов между этими цилиндрами. В этом случае возможна неравномерная нагрузка поршней и нежелательная циркуляция газа внутри двигателя, чего следует избегать. Название «двигатель двойного действия» основано на том, что в каждом цилиндре положительная работа производится в течение обоих ходов поршня вверх и вниз, т. е. в течение одного оборота коленчатого вала совершается два рабочих хода поршня. Такой двигатель Стирлинга в энергетическом смысле эквивалентен двухтактному двигателю внутреннего сгорания двойного действия.

Двигатели Стирлинга двойного действия могут иметь рядное, V-образное и круговое или барабанное расположение цилиндров. Эскиз четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия с рядным расположением цилиндров показан на рис. 47. Единственный коленчатый вал имеет колена, расположенные под углом 90° таким образом, что поршни находятся в в. м. т. последовательно в первом, третьем, четвертом и втором цилиндрах. В этом случае уравниваются силы инерции масс поступательно движущихся деталей, неуравновешенным остается момент, который уравнивают с помощью балансирных валов 14, вращающихся в противоположные стороны.

На рис. 48 показана конструктивная схема четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия с V-образным расположением цилиндров и с обычным кривошипно-шатунным механизмом. Симметричное расположение

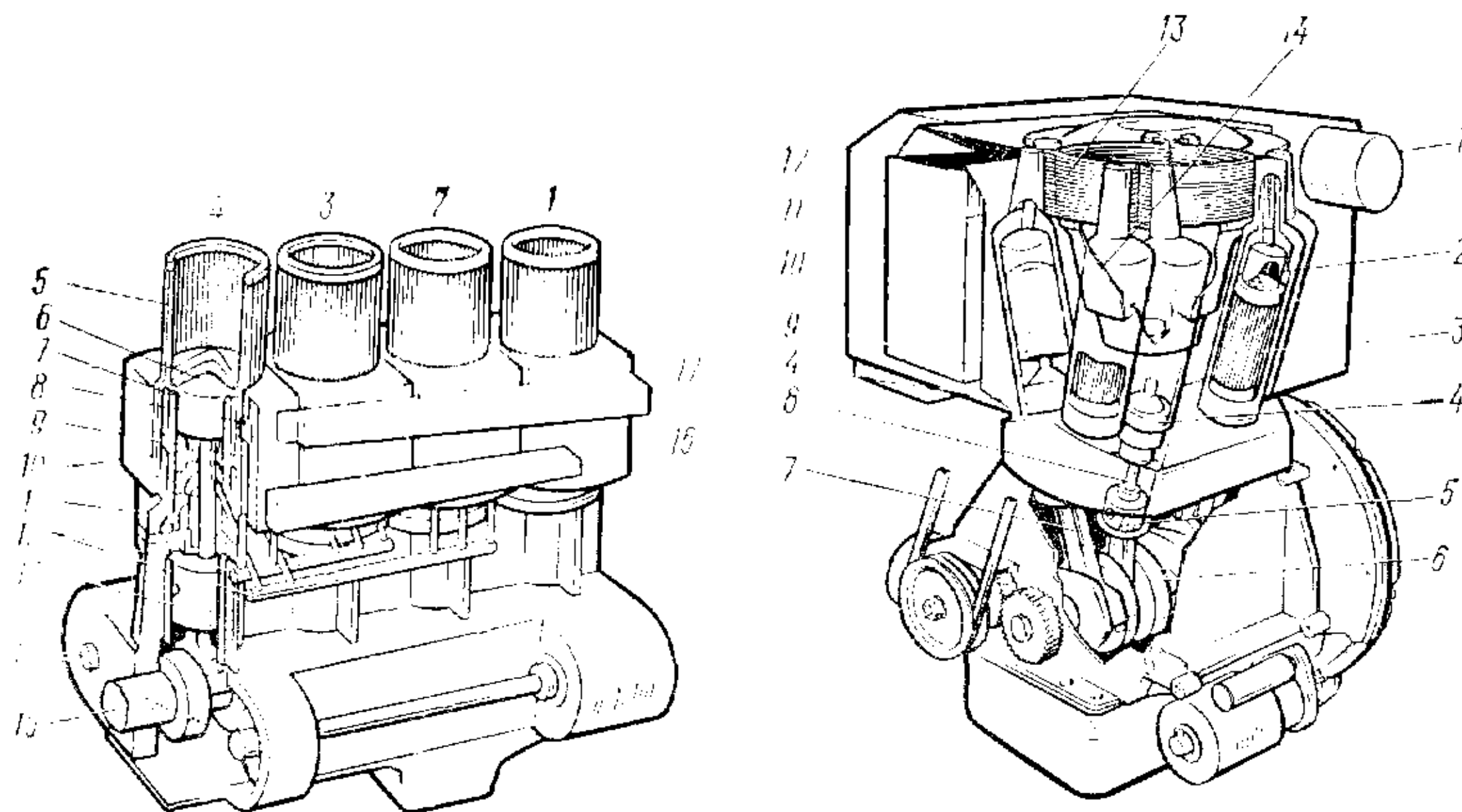


Рис. 47. Эскиз четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия с рядным расположением цилиндров:

1, 2, 3, 4 — цилиндры; 5 — нагреватель; 6 — горячая полость; 7 — поршень; 8 — регенератор; 9 — охладитель; 10 — холодная полость; 11 — уплотнение; 12 — соединительные каналы; 13 — крейцкопф; 14 — балансирные валы; 15 — коленчатый вал; 16 — подводный водяной коллектор; 17 — отводящий водяной коллектор

Рис. 48. Эскиз четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия с V-образным расположением цилиндров:

1 — воздухоподводящий канал; 2 — регенератор; 3 — охладитель; 4 — блок уплотнения штока; 5 — крейцкопф; 6 — коленчатый вал; 7 — шатун; 8 — шток поршня; 9 — холодная полость; 10 — поршень; 11 — горячая полость; 12 — подогреватель воздуха; 13 — нагреватель; 14 — корпус камеры сгорания

рабочих цилиндров относительно продольной и поперечной осей двигателя позволяет применить для всех четырех цилиндров общую камеру сгорания, тогда как при рядном исполнении на каждый цилиндр требуется отдельная камера сгорания. Все верхние надпоршневые пространства являются горячими полостями, а нижние — холодными. Угол развала между цилиндрами и углы заклинивания кривошипов выбраны таким образом, чтобы рабочие процессы в смежных цилиндрах, образующих «эквивалентный двигатель», происходили со сдвигом по фазе, равным 90° угла поворота коленчатого вала. При такой компоновке достигается компактное расположение рабочих цилиндров и заблокированных (регенератор-охладитель) теплообменников, связанных между собой короткими соединительными каналами равной длины, что обуславливает идентичность работы (равномерность термической и силовой нагрузки) всех четырех «эквивалентных двигателей», образующих двигатель Стирлинга.

Двигатель двойного действия с круговым или барабанным расположением цилиндров показан на рис. 49. При таком объединении цилиндров получается непрерывная последователь-

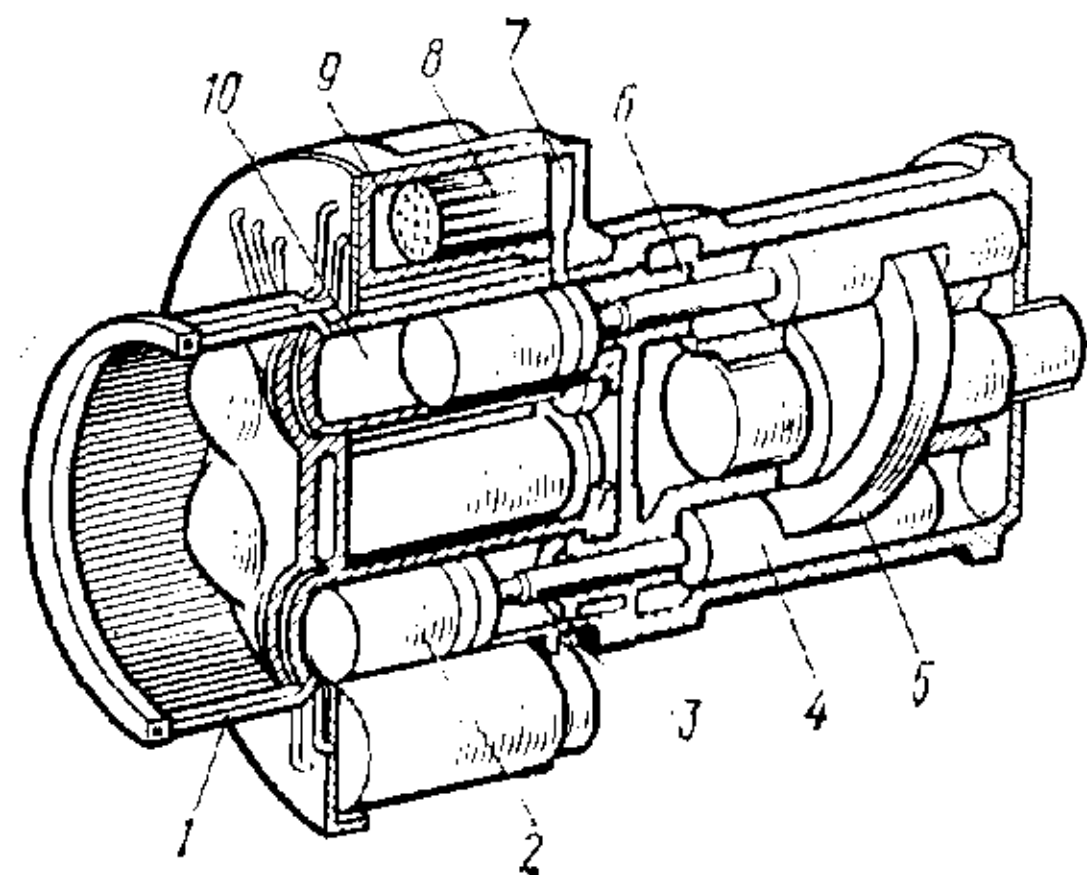


Рис. 49. Эскиз четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия с круговым расположением цилиндров и приводным механизмом с косою шайбой:

1 — нагреватель; 2 — поршень; 3 — холодная полость; 4 — крейцкопф; 5 — косою шайба; 6 — блок уплотнения штока; 7 — соединительный канал; 8 — охладитель; 9 — регенератор; 10 — горячая полость

ность «эквивалентных двигателей» и устраняется проблема рядного двигателя двойного действия, т. е. соединение первого и последнего цилиндров. Круговое расположение цилиндров обеспечивает плотную компоновку двигателя и создает возможность для объединения смежных цилиндров как через трубки нагревателя (общая для всех цилиндров камера сгорания), так и через каналы охладителя (общие подвод охлаждающей жидкости ко всем охладителям и отвод ее).

При приводном механизме с косою шайбой горячие и холодные полости смежных цилиндров образуют «эквивалентный двигатель», и фазовые углы опережения вычисляются по формуле.

$$\varphi = 180^\circ - 360^\circ/i,$$

где i — число цилиндров.

Таким образом, при барабанном расположении цилиндров и приводе с косою шайбой двигателя Стирлинга двойного действия при полностью идентичных «эквивалентных двигателях» конструктивно осуществимы с тремя — девятью цилиндрами. Оптимальное число цилиндров, определяющее фазовый угол сдвига, в каждом конкретном случае устанавливаются исходя из термодинамических характеристик, размеров двигателя, скорости и нагрузок на подшипники приводного механизма.

Если массовые и габаритные показатели и стоимость не являются определяющими, то при любых обстоятельствах наиболее предпочтительной является конструкция двигателя Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим приводом. Этот привод обеспечивает полное уравнивание сил инерции и бесшумную работу двигателя; при этом два коленчатых вала ромбического привода позволяют производить отбор мощности в четырех точках. Если требуется особо «тихая» работа двигателя, то специальное внимание следует уделить материалу и конструкции синхронизирующих шестерен и тщательной под-

гонке пальцев малых головок шатунов. Так как полноразмерный двигатель состоит из нескольких полностью идентичных одноцилиндровых отсеков, то доводка рабочего процесса двигателя может осуществляться на одноцилиндровом отсеке.

При многочисленных положительных качествах ромбического привода его существенным недостатком является высокая стоимость изготовления, обусловленная большим числом деталей. Действительно, в этом случае на один «эквивалентный двигатель» приходится два поршня, два поршневых уплотнения, два коленчатых вала, две траверсы, две синхронизирующие шестерни и шесть шатунов. В мелкосерийном или единичном производстве, где ручной труд — главная составляющая в структуре затрат, стоимость двигателя возрастает пропорционально числу деталей. В массовом производстве, где затраты труда, приходящегося на каждую деталь, ниже, и большое количество деталей унифицировано, значительное число деталей в ромбическом приводе в меньшей степени скажется на стоимости двигателя.

Конструктивная схема двигателя Стирлинга простого действия, при которой «эквивалентный двигатель» образуется двумя цилиндрами и двумя рабочими поршнями, вследствие низких удельных массовых и габаритных показателей не имеет широкого распространения и в основном применяется в холодильных машинах. Главное преимущество двигателя Стирлинга двойного действия по сравнению с многоцилиндровым двигателем вытеснительного типа с ромбическим приводом — относительно малое число деталей привода, приходящихся на один «эквивалентный двигатель». Наиболее перспективными компоновками двигателей двойного действия является V-образная с обычным кривошипно-шатунным механизмом крейцкопфного типа и круговая барабанная с косою шайбой. Удельные массовые и габаритные показатели двигателей Стирлинга двойного действия этих компоновок не уступают аналогичным показателям двигателей внутреннего сгорания.

В заключение следует отметить, что выбор рациональной компоновки двигателя Стирлинга в первую очередь зависит от его назначения.

МЕХАНИЗМ ДВИЖЕНИЯ

В двигателях Стирлинга к деталям движения относятся поршни (рабочий и вытеснительный), крейцкопф, поршневые пальцы, коленчатые вала, подшипники, шатуны, штоки, траверсы и т. п.

Так как производимая двигателем работа снимается с рабочего поршня, то и силы, возникающие в его приводе, существенно превышают силы, действующие в приводе вытеснительного поршня. Поэтому шатун, поршневой палец и другие де-

тали, связанные с рабочим поршнем, должны быть прочнее деталей привода вытеснительного поршня.

На рис. 50 показана шатуно-поршневая группа двигателя Стирлинга вытеснительного типа с обычным кривошипно-шатунным механизмом, состоящая из рабочего 1 и вытеснительного 2 поршней, шатунов 3 и 4 соответственно рабочего и вытеснительного поршней. Шатун 3 рабочего поршня вильчатого типа обладает достаточной прочностью при сравнительно небольшой массе. Его нижние головки разъемные с тонкостенными баббитовыми вкладышами. Верхняя головка разрезная. В ней помещается бронзовая втулка, которая фиксируется одним винтом и стягивается двумя винтами. Во втулке установлен поршневой палец, к концам которого крепится опора поршня. Нижняя головка шатуна 4 вытеснительного поршня также сделана разъемной с тонкостенными баббитовыми вкладышами. В верхней шатунной головке вильчатой формы запрессованы бронзовые втулки, в которые вставляется палец, соединяющий шатун с крейцкопфом и со штоком.

В настоящее время в двигателях Стирлинга вытеснительного типа наиболее широкое распространение получил ромбический преобразующий механизм, впервые примененный в этих двигателях в 1953 г. Ромбический механизм (рис. 51), используемый в приводе рабочего и вытеснительного поршней, состоит из двух коленчатых валов 5 и ряда шатунов 3, расположенных на равном расстоянии по обе стороны от вертикальной оси двигателя. Чаще всего применяется симметричный механизм, у которого шатуны рабочего и вытеснительного поршней имеют одинаковое расстояние между центрами верхних и нижних головок. При этом рабочий поршень 9, воспринимающий и передающий большие нагрузки, приводится в движение четырьмя шатунами, а вытеснительный поршень 1 — только двумя. Таким образом, на каждый из кривошипов приходится по три шатуна. Причем из трех шатунов, сидящих на одной шатунной шейке каждого вала, два внешними пальцами соединены с верхней траверсой 2 (траверсой рабочего поршня), а внутренний шатун также пальцем связан с нижней траверсой 7 (траверсой вытеснительного поршня). Нижние разъемные головки шатунов, имеющие разрезные тонкостенные вкладыши, стягиваются шатунными болтами. Полый шток 8 рабочего поршня часто изготавливают как одно целое с верхней траверсой. Через рабочий поршень аналогично ранее рассмотренному приводу проходит шток 6 вытеснительного поршня, который соединяет его с нижней траверсой. Шестерни 4 на коленчатых валах служат для синхронизации их вращения.

Теоретически ромбический механизм обеспечивает строго линейное перемещение рабочего и вытеснительного поршней. В действительности, как показали измерения, это движение может быть линейным с точностью до 0,010 мм, в зависимости

от выбранного класса точности при изготовлении деталей ромбического привода. Поэтому ромбический механизм почти полностью исключает боковые нагрузки на рабочий и вытеснительный поршни.

В двигателях Стирлинга двойного действия используются обычные крейцкопфные кривошипно-шатунные механизмы, ана-

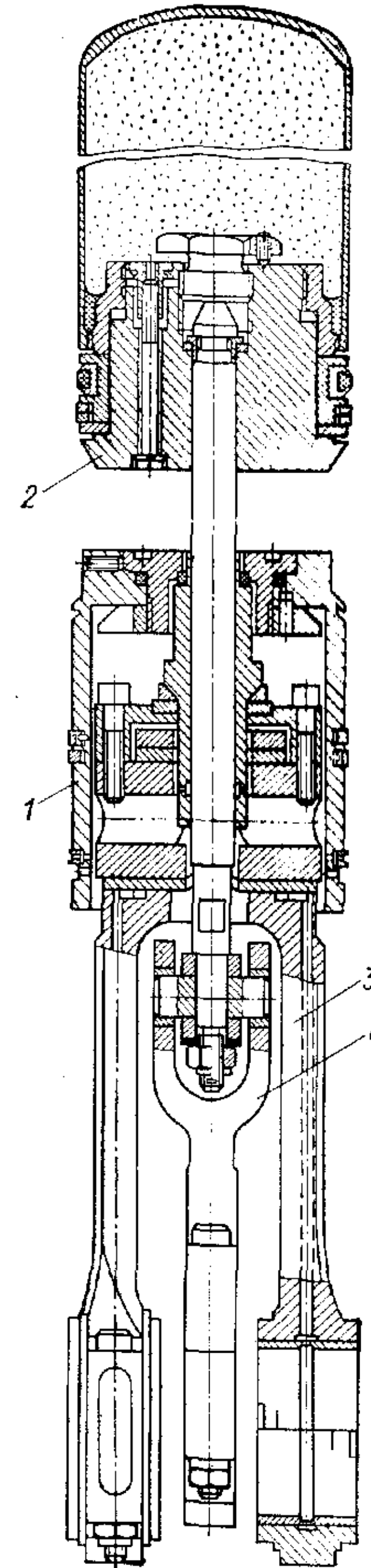


Рис. 50. Шатуно-поршневая группа двигателя Стирлинга вытеснительного типа с аксиальным расположением кривошипно-шатунного механизма

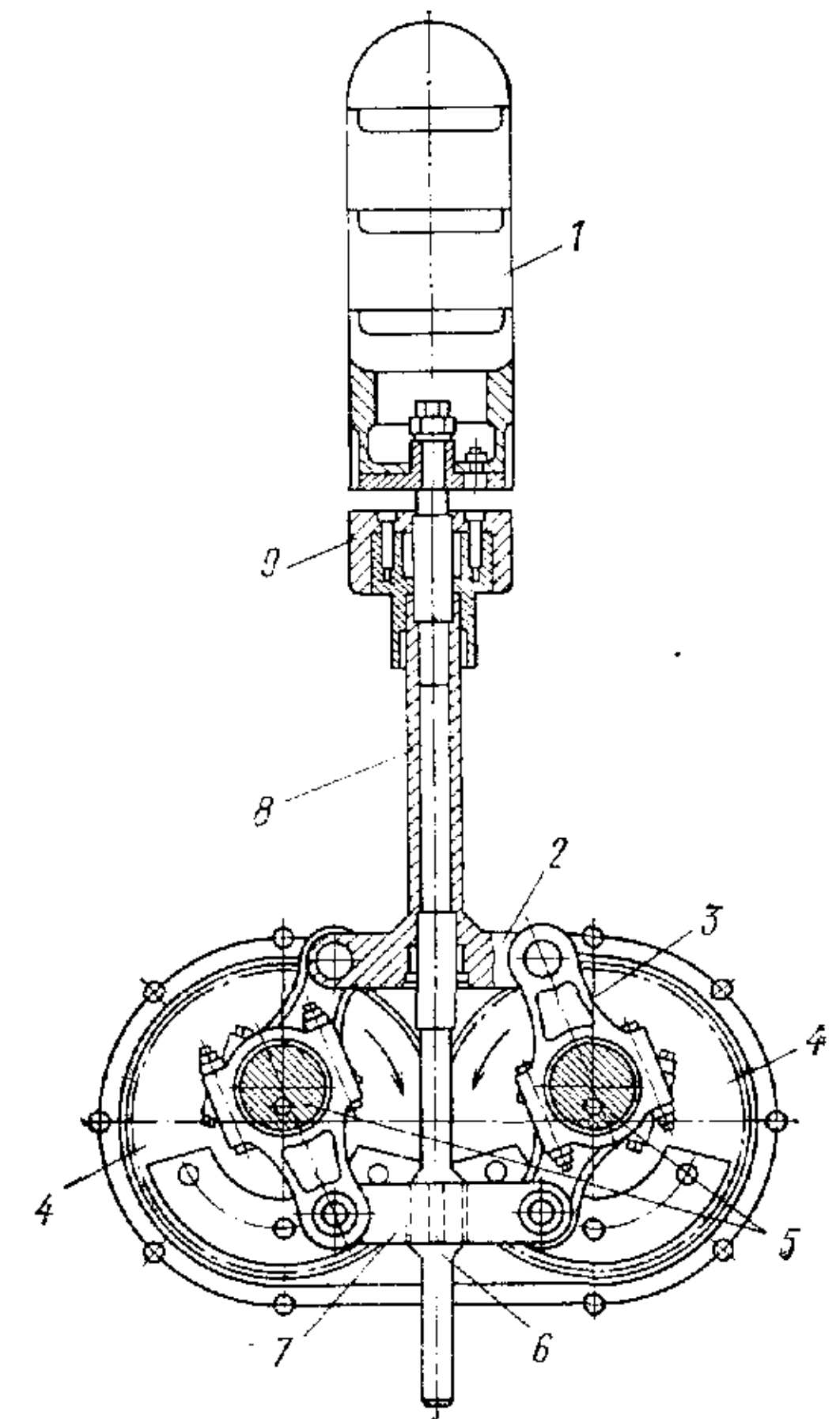


Рис. 51. Шатуно-поршневая группа двигателя Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом

логичные применяемым в двигателестроении и компрессоростроении.

Коленчатые валы в двигателях Стирлинга по конфигурации, материалу, точности и технологии изготовления и т. п. аналогичны коленчатым валам двигателей внутреннего сгорания. Это же следует сказать о технологии изготовления и материалах других деталей кривошипно-шатунных механизмов двигателей Стирлинга.

Вследствие специфичности условий работы некоторым своеобразием отличается конструкция вытеснительного поршня. Последний предназначен для разъединения полостей с приблизительно одинаковыми давлениями, но с существенно различными температурами ($\Delta t = 600—650^\circ$), поэтому вытеснительный поршень должен обладать незначительной теплопроводностью. С этой целью колпак поршня делают тонокстенным, сравнительно большой высоты и из материала, обладающего малой удельной теплопроводностью (например, из нержавеющей стали или титановых сплавов). Для уменьшения передачи теплоты излучением по высоте колпака вытеснительного поршня располагают теплоотражающие экраны. Кроме того, для уменьшения циркуляции газа внутри колпака его заполняют теплоизоляционным материалом типа вермикулита.

УПЛОТНЕНИЯ

Для достижения максимальных к. п. д. и удельных параметров двигателя Стирлинга необходимо в его замкнутом рабочем пространстве поддерживать высокое среднее давление рабочего тела ($100—250 \text{ кгс/см}^2$). Если к этому еще добавить, что в качестве рабочего тела в двигателе Стирлинга наиболее широко применяются водород и гелий — газы, имеющие незначительную вязкость, то станет ясной та огромная роль, которую играют уплотнения в обеспечении работоспособности двигателя. Для того чтобы выяснить функции уплотнений в двигателе Стирлинга, рассмотрим одноцилиндровую конструкцию двигателя вытеснительного типа с ромбическим механизмом (рис. 52). Используемые в этом случае уплотнения в том или ином виде применяются и в других конструктивных схемах двигателя Стирлинга.

Уплотнение 8 вытеснительного поршня препятствует перетеканию газа из горячей полости в холодную. Разность давлений в данных полостях небольшая и определяется гидравлическим сопротивлением тракта нагреватель — регенератор — охладитель. Если работа уплотнения 8 сопровождается увеличением количества рабочего тела, перетекающего из горячей полости в холодную, то повышается нижняя температура цикла и, как следствие, уменьшаются к. п. д. и удельные параметры двигателя.

Уплотнение 7 рабочего поршня служит для предотвращения утечки газа из рабочего пространства 1. Перепад давлений в этом случае определяется разницей средних давлений в рабочей и буферной 6 полостях. Утечка газа из рабочего пространства ведет к уменьшению массы рабочего тела, участвующего в цикле, а следовательно, к снижению мощности и удельных показателей двигателя.

Верхнее 2 и нижнее 3 уплотнения штока вытеснительного поршня препятствуют утечке рабочего тела из рабочего пространства в картер 4 и попаданию смазочного масла из последнего в рабочее пространство. Перепад давлений в полостях, разделяемых этими уплотнениями, равен разности среднего давления в рабочем пространстве и атмосферного давления в картере. Влияние утечки рабочего тела через эти уплотнения на показатели двигателя аналогично влиянию утечки через уплотнение 7 рабочего поршня.

Уплотнение 5 штока рабочего поршня предотвращает утечку рабочего тела из буферной полости в картер и от попадания смазочного масла в эту полость. Перепад давлений, при котором работает это уплотнение, равен разности между средним давлением в буферной полости и атмосферным давлением в картере. Утечка рабочего тела из буферной полости ведет, с одной стороны, к возрастанию одностороннего силового воздействия на кривошипно-шатунный механизм, если буферная полость не связана с рабочим пространством, а с другой — к уменьшению массы рабочего тела, участвующего в рабочем цикле, если буферная полость соединена с рабочим пространством и, как следствие, к снижению мощности и удельных показателей двигателя.

Попадание смазочного материала в рабочее пространство двигателя нежелательно по двум причинам.

Во-первых, любая жидкая смазка, попав в рабочее пространство, проникает в теплообменники. Жидкая пленка смазочного масла, попавшая на поверхность охладителя, отрицательно влияет на его эффективность. В нагревателе и в верхней части регенератора, работающих при температуре $550—700^\circ \text{C}$, в результате коксования масла понижается коэффициент теплоотдачи и возрастает сопротивление движению рабочего тела, что

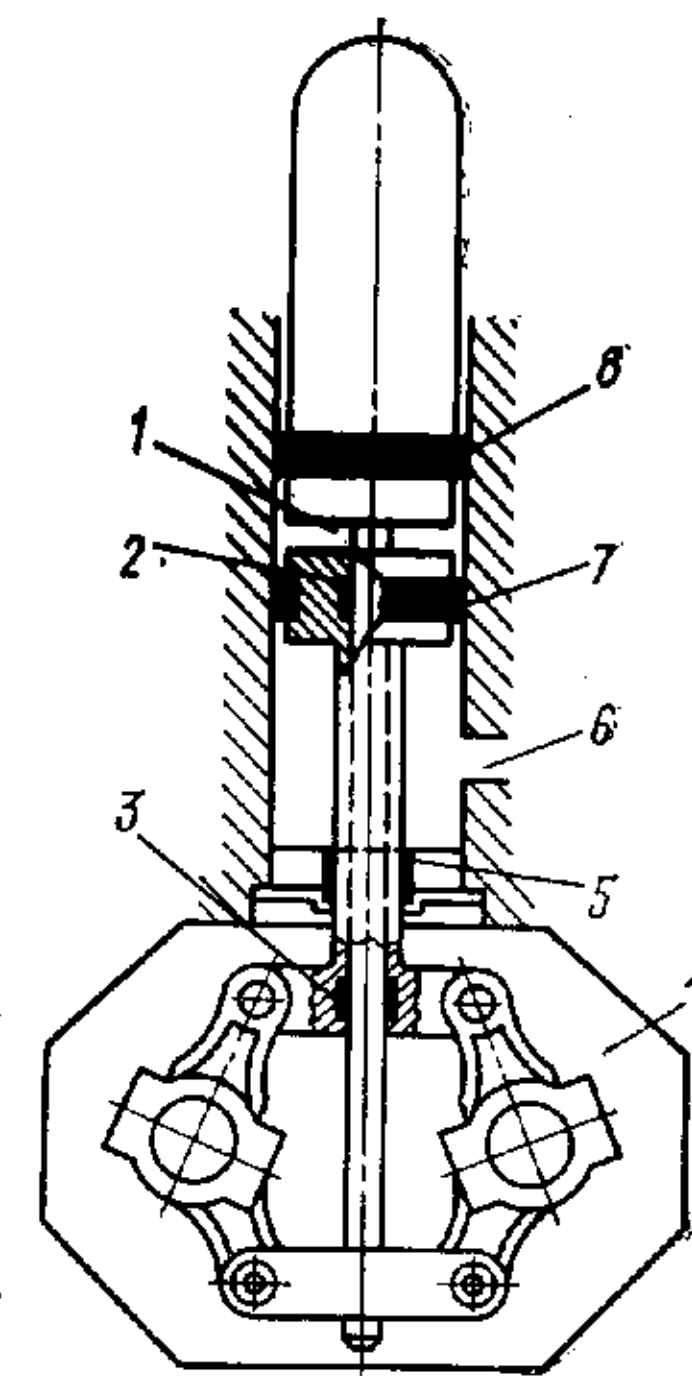


Рис. 52. Схема расположения уплотнений в двигателе Стирлинга вытеснительного типа

увеличивает гидравлическое сопротивление тракта нагреватель — регенератор — охладитель.

Во-вторых, масло, попав в нагреватель и регенератор, испаряется, что вызывает изменение свойств рабочего тела. Изменение теплофизических характеристик (теплоемкости, вязкости и т. д.) рабочего тела приводит к увеличению потерь на трение при перетекании рабочего тела через теплообменники и к ухудшению характеристик теплопередачи.

Совместное влияние двух этих факторов уменьшает полезную мощность и к.п.д. двигателя. Поэтому в двигателях Стирлинга целесообразно применение несмазываемых уплотнений поршней и штоков, причем надежное уплотнение должно достигаться при минимальных затратах мощности на преодоление трения.

Поршневые уплотнения. В двигателях Стирлинга можно использовать поршневые уплотнения двух типов.

Достижение с помощью ромбического привода практически прямолинейного движения рабочего и вытеснительного поршней позволяет применять для вытеснительного поршня лабиринтное уплотнение с малым зазором между гильзой и поршнем. С увеличением числа лабиринтов на боковой поверхности этого поршня уменьшается перетекание рабочего тела из горячей полости в холодную и наоборот. При покрытии боковой поверхности поршня мягким металлом или сплавами (алюминий, олово и т. д.) понижается температура и перепад давлений рабочего тела в последующих лабиринтах, вследствие этого создается достаточно хорошее уплотнение поршней в гильзе. Образующаяся вдоль боковой поверхности поршня газовая подушка почти полностью исключает трение поршня о стенки гильзы цилиндра. Несмотря на то, что при такой конструкции уплотнения поршня практически отсутствуют потери на трение между поршнем и цилиндром, все же мощность и экономичность двигателя несколько снижаются из-за перетекания рабочего тела через лабиринтные уплотнения в холодную полость.

При рассмотрении работы двигателя с лабиринтным уплотнением поршней необходимо учитывать одно важное обстоятельство. Колебания давления в цилиндре вызывают деформацию его стенок, что изменяет зазор между поршнем и цилиндром, а это, в свою очередь, влияет на перетекание рабочего тела в двигателе, и, следовательно, на его параметры. Поэтому в случае применения конструкций лабиринтных уплотнений с покрытием из мягкого металла цилиндр необходимо делать толстостенным для уменьшения деформации его стенок. Температура стенок цилиндра и поршня должна изменяться в узких пределах и на всем протяжении зоны трения температурные градиенты в стенке цилиндра должны быть достаточно малыми.

В двигателях Стирлинга можно также применять обычные поршневые уплотнения с разрезным упругим кольцом. В этом случае кольцевые канавки нарезаются на боковой поверхности рабочего поршня или на нижней направляющей части вытеснительного поршня. В канавки вставляются комбинированные поршневые кольца, представляющие собой обычные чугунные или стальные разрезные поршневые кольца с наклеенным или завальцованным снаружи тонким слоем фторопласта или подобного ему материала.

Применение несмазываемых фторопластовых уплотнений или уплотнений из композиций фторопласта со стекловолокном, капроном и т. д. возможно вследствие того, что температура металла в зоне работы поршневых уплотнений не превышает 80—120°С. Для получения таких температур в указанной зоне необходимо при проектировании цилиндра и вытеснительного поршня предусмотреть создание в этих деталях тепловых барьеров на пути теплового потока от горячей полости к холодной.

Фторопласт наиболее перспективный материал для уплотнений в двигателях Стирлинга, так как обладает высокой химической стойкостью, достаточной механической прочностью и хорошими антифрикционными свойствами. Диапазон рабочих температур для фторопласта составляет от —60 до 260°С, коэффициент сухого трения 0,02—0,08, а при хорошей смазке значительно ниже 0,02. Однако при применении фторопласта следует учитывать изменение его механических свойств при повышенной температуре, в том числе и текучести. Как показали длительные испытания, при полной нагрузке фторопластовые уплотнения в относительно холодной части двигателя имеют износ 20—60 мкм через 1000 ч работы [10]. Следовательно, при толщине фторопластового уплотнения 1—1,5 мм срок службы поршневого кольца равен 10—12 тыс. ч.

Для уменьшения перетекания рабочего тела во внутреннем контуре необходимо, чтобы торцовые и радиальные зазоры кольца в поршневой канавке были минимальными. Опытным путем установлено, что поршневые кольца обеспечивают надежную плотность при торцовом и радиальном зазорах кольца в канавке, равных приблизительно 0,01—0,02 мм. Для уменьшения утечки через обычный косой замок кольца следует применять двух- или трехзаходные замки. Так как при длительной работе уплотнительные кольца не только сами изнашиваются, но и разбивают кольцевые канавки на поршне, то со временем количество перетекающего рабочего тела возрастает. Кроме того, частицы, образующиеся в результате изнашивания колец и поршней, оседают в регенераторе и ухудшают его гидравлическую и тепловую характеристики, что приводит к падению мощности и экономичности двигателя.

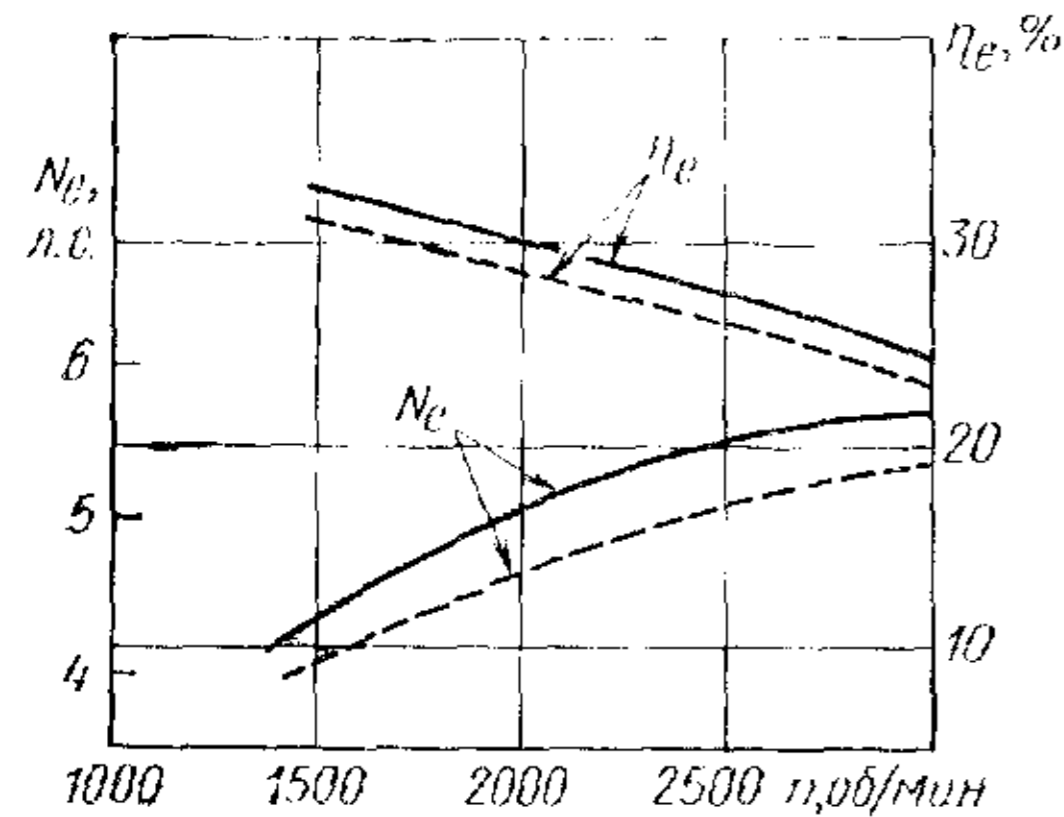


Рис. 53. Изменение эффективных мощности N_e и к. п. д. η_e двигателя Стирлинга вытеснительного типа в зависимости от изменения частоты вращения n вала при уплотнениях различных типов вытеснительного и рабочего поршней: — лабиринтное уплотнение; - - - контактное уплотнение

преимущество лабиринтного уплотнения уменьшается с увеличением размеров цилиндра двигателя. Кроме того, лабиринтное уплотнение эффективно только при малых отклонениях движения поршней от прямолинейного, что требует высокой точности изготовления деталей ромбического приводного механизма. Это усложняет и удорожает производство.

Уплотнение штоков. Для уплотнения штоков привода рабочего и вытеснительного поршней применяются самоуплотняющиеся металлические сальники с уплотняющими коническими элементами из баббита и бронзы. Шток, работающий в паре с сальником, имеет переменные по длине погрешности геометрической формы. Поэтому плотное касание уплотняющих элементов по всей длине штока при работе практически неосуществимо. Даже при самой тщательной подгонке сальников к штоку имеются радиальные зазоры, а следовательно, и утечки рабочего тела.

Надежное уплотнение штока может быть достигнуто только в том случае, если уплотняющие элементы будут компенсировать погрешности

изготовления и монтажа штока и деталей сальникового уплотнения.

Наиболее перспективным материалом для уплотняющих элементов сальников, чаще всего работающих в режиме сухого трения, является фторопласт-4. На рис. 54 приведена часть конструкции сальникового уплотнения штока 5 с уплотняющим элементом 4 из фторопласта-4. Сальник состоит из нескольких наружных обойм 2, в которые помещены уплотняющие элементы 4. Распределительные кольца 1 изготовляют из чугуна или стали и устанавливают в наружную обойму 2 с посадкой A_3/C_3 . Они имеют радиальные и осевые канавки для подвода газа к уплотняющим элементам. Зазор между запорными кольцами 3 и штоком 5

$$\delta = (0,0005 \div 0,001) d_{шт},$$

где $d_{шт}$ — диаметр штока.

Сальник данного типа является компенсирующим и самоуплотняющимся, причем уплотняющие элементы сальника нагружены неравномерно. Рабочее тело из уплотняемой полости, попав в первую рабочую камеру, обжимает уплотняющий элемент, который создаст герметический затвор, препятствующий утечке газа через сальник штока. Уплотняющие элементы вследствие своей эластичности и упругости компенсируют погрешности изготовления штока (овальность, конусность и т. п.), плотно охватывают его на всех участках хода и практически полностью предотвращают утечки газа. При многокамерном сальнике уплотнение штока осуществляется первым от полости уплотняющим элементом, воспринимающим полную нагрузку — давление рабочего тела. Другие уплотняющие элементы посажены с предварительными радиальными и осевыми натягами, вследствие чего плотно прилегают к штоку, и являются резервными. При пропуске рабочего тела первым уплотняющим элементом в работу вступает следующий, который предотвращает утечку газа через сальник, и т. д. Посредством такой системы достигается высокая надежность уплотнения и необходимая долговечность сальников.

Начальная удельная нагрузка, которую оказывает фторопластовое уплотнение на шток, зависит не только от натяга, но и от радиальной толщины уплотняющего элемента. При выборе осевой толщины уплотняющего элемента следует учитывать, что с ее увеличением утечки рабочего тела уменьшаются, но возрастает сила трения.

На основании экспериментальных и теоретических исследований оптимальные размеры уплотняющих элементов для штоков диаметром 8—250 мм и перепадов давлений до 600 кгс/см² могут определяться эмпирическим формулам (рис. 54):

радиальная толщина уплотняющего элемента

$$S_r = (1,00 \div 1,25) \sqrt{d_{шт}};$$

Рис. 54. Конструкция компенсирующего сальникового уплотнения штока

— осевая толщина уплотняющего элемента

$$S_a = 2S_r;$$

радиальный натяг уплотняющих элементов

$$\delta_r = (0,015 \div 0,020) d_{шт};$$

осевой натяг уплотняющих элементов

$$\delta_a = (1,0020 \div 0,0025) d_{шт}.$$

При монтаже сальников данного типа несоосность штоков с осью наружных камер не должна превышать 0,01 мм на 100 мм хода штока; уплотняющие торцовые поверхности наружной камеры, распределительного кольца и запорного кольца должны быть притерты друг к другу так, чтобы образовался замкнутый круговой пояс площадью не менее 50% площади соприкосновения.

Монтажные зазоры в сальниках рекомендуется принимать следующими: $a = 0,5 \div 2,0$ мм; $b = 3 \div 10$ мм (рис. 54). Число канавок на торцовых и цилиндрических поверхностях распределительных колец может быть равно 6—24, радиус канавок $r = 1,5 \div 2,5$ мм. При больших диаметрах и низких перепадах давлений принимают большие значения приведенных выше величин.

Длительность приработки сальников с уплотняющими элементами из фторопласта-4 составляет не менее 2 ч. Средняя долговечность сальников при правильно выбранных конструктивных и монтажных размерах, при тщательном выполнении требований к сборке составляет 3000 ч. Если сальник состоит из нескольких уплотняющих элементов, то его долговечность увеличивается приблизительно пропорционально числу этих элементов.

В зависимости от требуемой надежности и рабочего перепада давлений выбирают число уплотняющих элементов. При давлении до 300 кгс/см² рекомендуются два-три элемента, а при давлении 300—600 кгс/см² — три-пять элементов. В случае неправильно выбранных размеров и натягов уплотняющих элементов невозможно создать требуемую начальную удельную нагрузку на шток. В результате предварительного натяга повышается надежность уплотняющих элементов при работе с пульсирующей нагрузкой.

Свертывающееся диафрагменное уплотнение. До самого последнего времени полностью герметичное уплотнение для штоков и поршней, работающее при высоких давлениях и больших скоростях относительного перемещения и имеющее значительный срок службы, казалось недостижимым. Однако изобретение в 1961 г. свертывающейся диафрагмы с масляной опорой показало, что создание полностью герметичного уплотнения

практически осуществимо [50]. Свертывающееся диафрагменное уплотнение с масляной опорой, известное также под названием «чучелочное уплотнение», обеспечивает фактически 100%-ную герметичность и выдерживает высокие давления и скорости перемещения, поэтому его применение решает проблему уплотнения в двигателе Стирлига.

До последнего времени свертывающиеся диафрагмы удавалось применять только в узлах сравнительно «тихоходных» (т. е. малоциклических с небольшим ходом) устройств при небольших перепадах давлений, характерных для гидравлического и пневматического контрольно-измерительного и регулирующего оборудования и т. п. Для того чтобы такая диафрагма не сгибалась и не морщилась при свертывании, должна существовать определенная минимальная разность давлений, действующих на диафрагму. Незначительное повышение верхнего предела допустимого перепада давлений, которое для выполненных конструкций было около 5 кгс/см², вызывало разрыв диафрагмы. Применение упрочненных кордовых диафрагм приводило к потере эластичности и быстрому усталостному износу.

Применение свертывающейся диафрагмы для уплотнения полостей с газом под высоким давлением стало возможным при использовании жидкости в качестве опоры для диафрагмы (рис. 55). Такой жидкостью служит смазочное масло двигателя. При этом на собственно диафрагму действует только небольшая разность давлений приблизительно до 5 кгс/см². Назначение диафрагмы 1 ограничивается созданием герметической перегородки между камерой 2 с маслом и полостью 7 над диафрагмой с рабочим телом. Фактическая разность давлений (давление равно 100—250 кгс/см² и более) действует на второе уплотнение 5 обычного типа, которое отделяет заполненное маслом пространство под диафрагмой от полости картера 4.

Для предупреждения быстрого изнашивания диафрагмы и ее усталости под действием знакопеременных напряжений, необходимо чтобы она плотно прилегала к жидкости в любой момент времени и имела одинаковую длину в течение всего цикла свертывания. Очевидно, что требование постоянной общей длины диафрагмы равноценно требованию постоянного перепада давлений в полостях над и под диафрагмой. Существует несколько способов поддержания постоянным этого перепада. Рас-

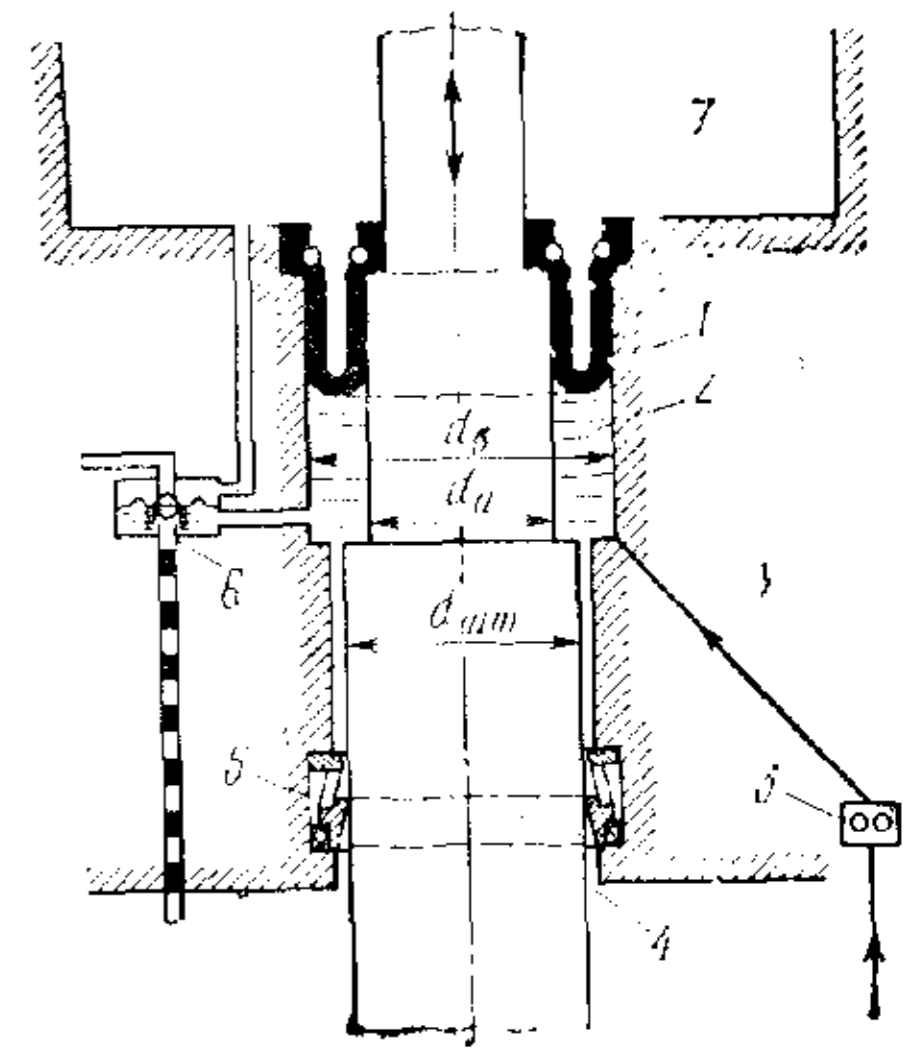


Рис. 55. Схема уплотнения со свертывающейся диафрагмой

смотрим один из них, нашедший наиболее широкое применение. Для обеспечения постоянной длины диафрагмы масляной амортизирующей камере 2 под диафрагмой придается такая форма, чтобы заключенный в ней объем масла оставался неизменным в течение всего цикла. Это достигается приданием штоку и цилиндрической стенке амортизирующей масляной камеры ступенчатой формы, как показано на рис. 55. Площадь ступени на штоке $(\pi/4)(d_{шт}^2 - d_a^2)$ должна быть равна площади ступени на стенке цилиндрической камеры $(\pi/4)(d_b^2 - d_{шт}^2)$. Тогда

$$d_{шт} = \frac{1}{2} \sqrt{d_a^2 - d_b^2}.$$

Докажем, что замкнутый объем под диафрагмой остается постоянным. Допустим, что шток переместился вверх или вниз на какое-то расстояние x . Если длина диафрагмы остается постоянной, то ее колесо проходит половину этого расстояния, тогда как ступень на штоке, которая занимает половину площади зазора между штоком и цилиндрической стенкой, проходит все расстояние x .

Очевидно, что в этом случае общий замкнутый под диафрагмой объем не изменится. Он заполняется теперь таким количеством масла, которого достаточно для создания требуемого перепада давлений в полостях над и под диафрагмой. Под действием этого перепада давлений происходит правильное свертывание диафрагмы. Масляная опора нуждается в принятии особых мер, чтобы уплотнение было работоспособным. Масло вытекает из амортизирующей камеры через масляное уплотнение, которое может быть одним из уплотнений типа «ограничивающих утечку». Поэтому необходимо подавать масло в амортизирующую камеру 2 миниатюрным насосом высокого давления 3. Требуемое количество масла в камере 2 поддерживается с помощью регулирующего приспособления 6, вследствие этого сохраняется постоянная разность давлений между давлением масла в амортизирующей камере под диафрагмой и средним давлением газа в рабочей полости над диафрагмой.

Регулирующее устройство может быть выполнено в виде клапана и установлено вне уплотнения (рис. 56).

Для подачи масла в амортизирующую полость может быть использовано простое масляное уплотнение «подкачивающего» типа, при котором нет необходимости в отдельном насосе высокого давления (рис. 57). Это уплотнение представляет собой втулку 4 с внутренней заливкой из баббита или другого мягкого антифрикционного сплава. Растачивание внутреннего отверстия втулки производится с высокой точностью, чтобы возможный зазор между уплотнением и штоком 5 был наименьшим. Втулка 4 устанавливается в узел, в котором достаточно

сильная корончатая пружина 1 нагружает один конец этой втулки. В результате несимметричного воздействия корончатой пружины внутренняя полость втулки приобретает форму конуса, большее основание которого направлено к полости картера 6.

В работе уплотнения можно различить два цикла. Первый — насосный ход, когда шток движется вверх через неподвижную втулку и тонкий слой масла, находящийся на штоке, создает гидравлический клин, давление масла в котором преодолевает силу нагружения корончатой пружины, и масло попадает во внутреннюю полость 2 узла уплотнения. Вторым — обратный ход штока, при котором гидродинамического эффекта не возникает, и масло снимается со штока тем концом втулки, который нагружен корончатой пружиной. Вследствие хорошей смазки такое «подкачивающее» уплотнение имеет большой срок службы и надежно работает при высоких давлениях. Внутренняя полость 2 уплотняется со стороны полости картера 6 кольцом 3 из маслостойкой резины.

Уплотнение типа свертывающейся диафрагмы применяется и для поршней. В литературе приводится пример, когда долговечность поршневого уплотнения такого типа на одноцилиндровом двигателе Стирлинга мощностью 90 л. с. при $n=1500$ об/мин и среднем давлении рабочего тела 110 кгс/см^2 при непрерывной работе с полной мощностью составила 3200 ч, что отнюдь не является пределом [40]. Вообще долговечность свертывающегося диафрагменного уплотнения в основном зависит от типа эластомерного материала, из которого изготавливается диафрагма. Так, например, примененные полиуретановой резины позволило достигнуть непрерывной работы уплотнения при его температуре до 50°C в течение свыше 10 тыс. ч [40]. К недостаткам поли-

Рис. 56. Регулирующее устройство уплотнения со свертывающейся диафрагмой для поддержания заданной разности давлений:

1 — газовый клапан; 2 — газовая полость; 3 — упругая диафрагма; 4 — масляная полость; 5 — клапан масляной полости

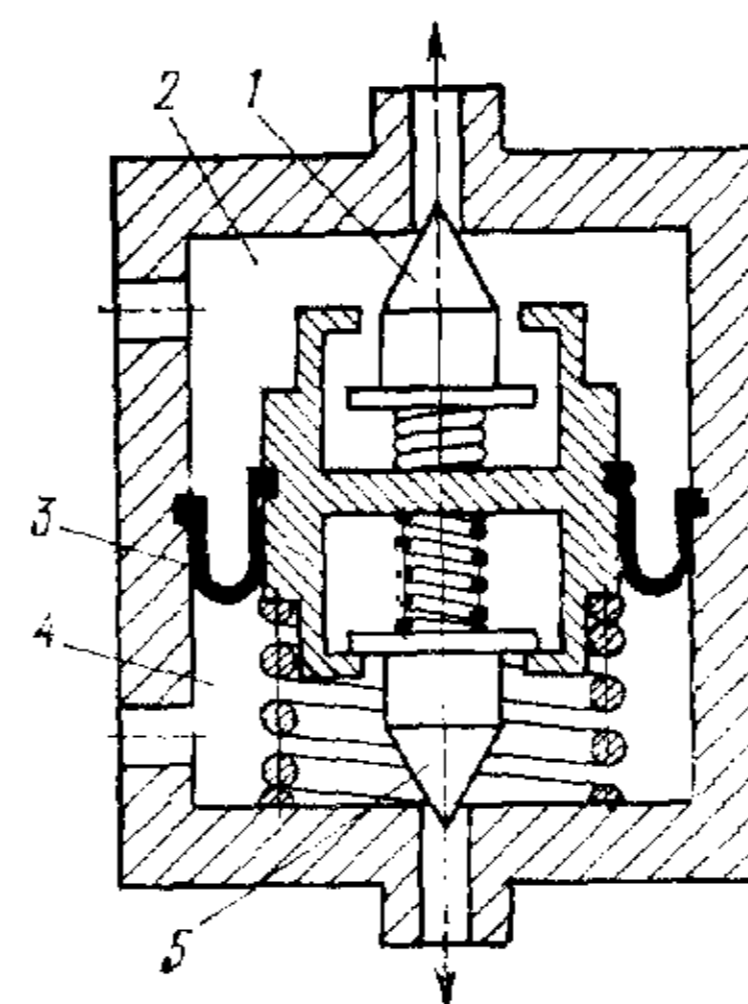
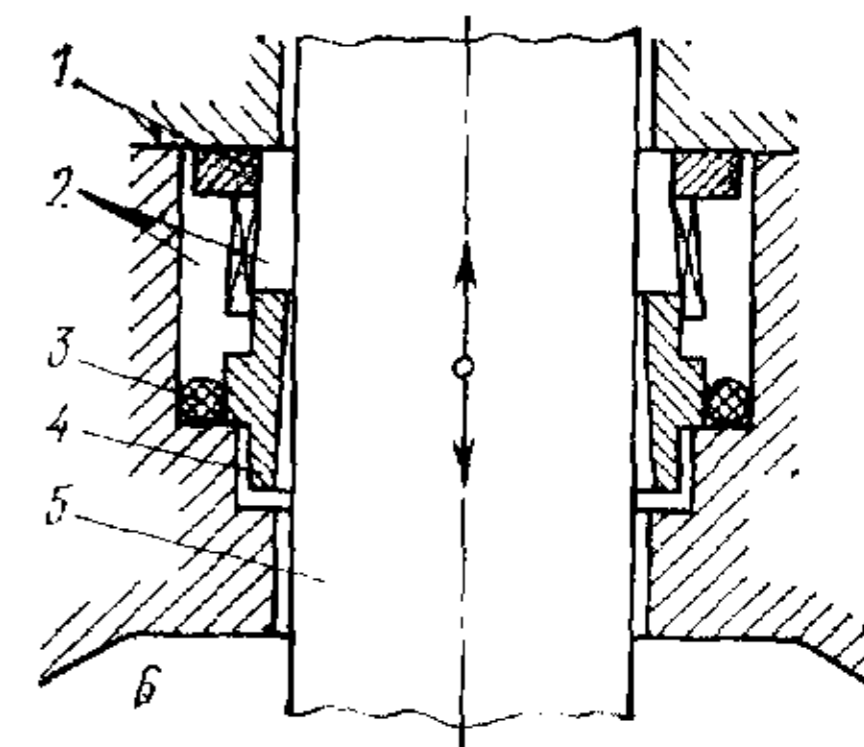


Рис. 57. Схема масляного уплотнения «подкачивающего» типа



уретановой резины, как материала для свертывающихся диафрагм, следует отнести ее сильную чувствительность к рабочей температуре. При температуре 100°C долговечность диафрагменного уплотнения из полиуретановой резины менее 100 ч. Кроме того, полиуретановая резина весьма чувствительна к наличию в масле даже следов влаги.

В настоящее время ведутся работы по выбору эластомерного материала для диафрагм, который надежно работал бы при высоких температурах ($100\text{--}150^{\circ}\text{C}$) и давлениях и при использовании которого не надо было бы предъявлять слишком высоких требований к составу и чистоте амортизирующего масла. Например, долговечность свертывающегося диафрагменного уплотнения из эластомерного материала вайтон при температуре 100°C составляет 25 тыс. ч [40].

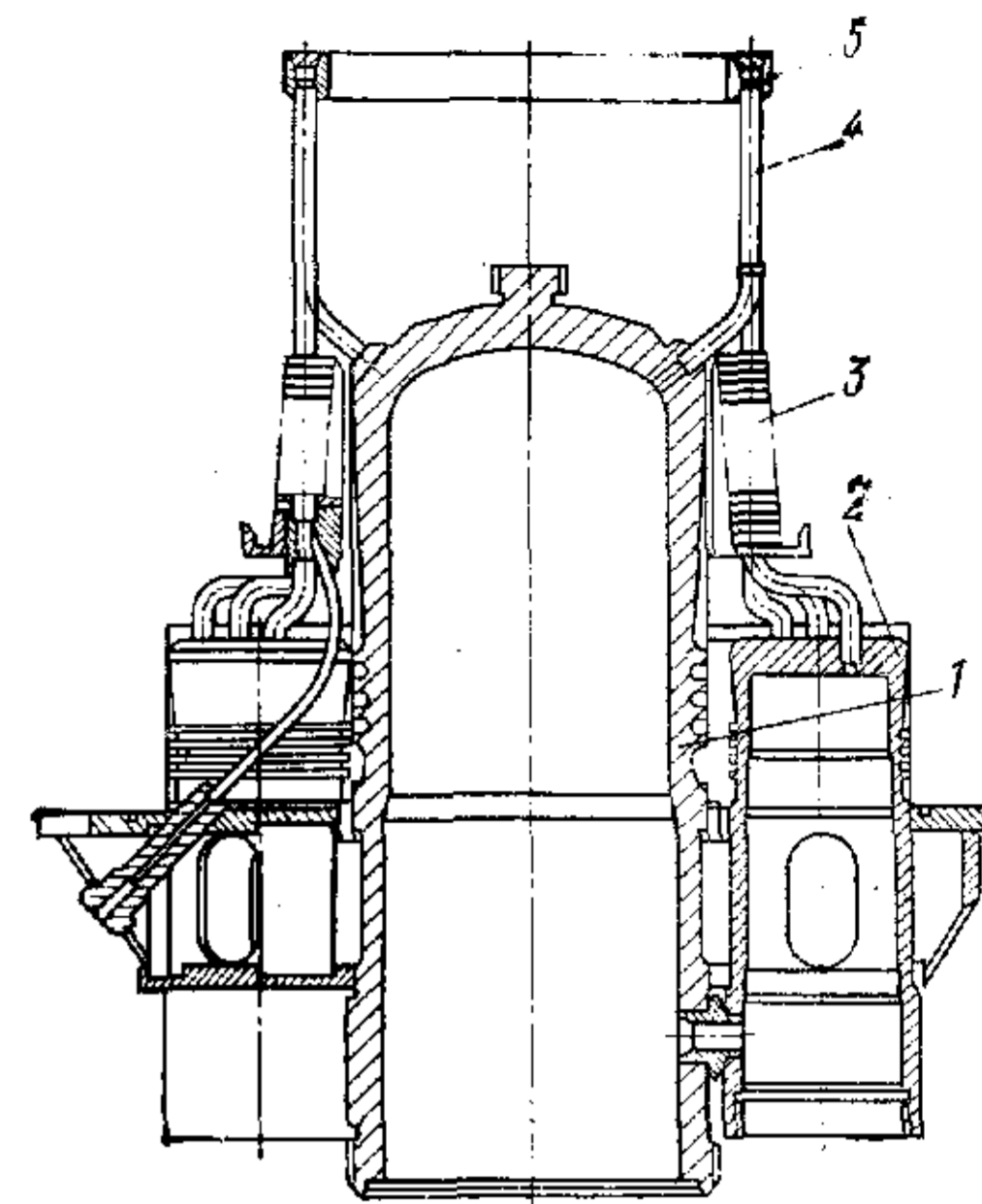
Трудности, связанные с обеспечением достаточной надежности свертывающегося уплотнения, обусловили интенсивные работы по созданию скользящих уплотнений. Имеются сведения, что в этом направлении достигнуты обнадеживающие результаты.

НАГРЕВАТЕЛЬ

Конструктивная форма нагревателя зависит от типа применяемого на двигателе источника теплоты. Кроме того, на конструктивную форму нагревателя значительное влияние оказывает агрегатное состояние теплоносителя, осуществляющего перенос теплоты от источника к рабочему телу во внутреннем контуре. В зависимости от агрегатного состояния теплоносителя нагреватель двигателя Стирлинга представляет собой либо теплообменник типа газ — газ, либо теплообменник типа жидкость — газ. Работа таких теплообменников в системе двигателя Стирлинга имеет определенную специфику.

Так, если температурный напор между теплоносителем в жидкой или газовой фазе и рабочим телом во внутреннем контуре при установившемся режиме работы составляет единицы или максимум десятки градусов, то перепад между давлениями теплоносителя и рабочего тела достигает $100\text{--}300\text{ кгс/см}^2$. При таких условиях работы теплообменника-нагревателя (температура $650\text{--}750^{\circ}\text{C}$, давление $100\text{--}300\text{ кгс/см}^2$) предъявляются особые требования к форме теплообменных поверхностей, применяемым материалам и технологии изготовления. В настоящее время нагреватель наиболее часто делают с трубчатыми теплообменными поверхностями. Эта конструкция оказалась наиболее простой и надежной для описанных выше условий работы. При указанной форме теплообменной поверхности увеличение компактности (отношение поверхности теплообмена к объему теплообменника) достигается уменьшением диаметров трубок. Эффективным способом увеличения компактности

Рис. 58. Продольный разрез головки цилиндра двигателя и нагревателя (с регенератором и охладителем в общем корпусе)



трубчатых теплообменников является использование вторичных поверхностей или ребер в основном с наружной стороны.

Продольный разрез нагревателя и головки двигателя без регенератора и охладителя приведен на рис. 58. Нагреватель представляет собой ряд тонкостенных трубок 4, одним концом приваренных к головке цилиндра 1, а другим — к головке регенератора 2. В верхней части нагревателя трубки объединяются кольцевым сборником 5, а в нижней части эти трубки имеют ребра 3. В качестве материала для трубок нагревателя используется нержавеющая сталь типа 18-8 (18% Cr и 8% Ni) либо жаропрочные сплавы типа мультимет X-10 (20% Cr, 20% Co, 20% Ni).

Сборка трубок нагревателя, кольцевого сборника и корпусов регенераторов производится вокруг цилиндра. Конструкция такова, что каждая деталь удерживается на своем месте действием веса. Детали соединяются друг с другом при помощи аргоно-дуговой сварки или пайки твердым припоем. Припой в виде порошка, содержащего никель, железо, хром, кремний и бор, засыпают вокруг всех соединительных частей; припой может быть нанесен также в виде покрытия на наружную поверхность деталей в зоне соединения; припой, предварительно растворенный в соответствующем растворителе (например, в малозольном метилметакрилате), наносится щеткой. Затем полностью собранную головку с нагревателем и корпусами регенераторов помещают в вакуумно-сварочную печь с температурой около 1200°C . Пайка твердым припоем деталей из нержавеющей стали или других жаропрочных сплавов с высоким содержанием никеля возможна также в среде сухого водорода при температуре $1100\text{--}1200^{\circ}\text{C}$. При такой пайке компоненты припоя диффундируют в основной металл, и прочность соединения получается равной прочности основного металла, используемого для изготовления деталей.

Следует отметить, что сами припои отличаются хрупкостью. В местах соединений твердым припоем недопустимы никакие сварные операции, так как возникающие при сварке остаточные

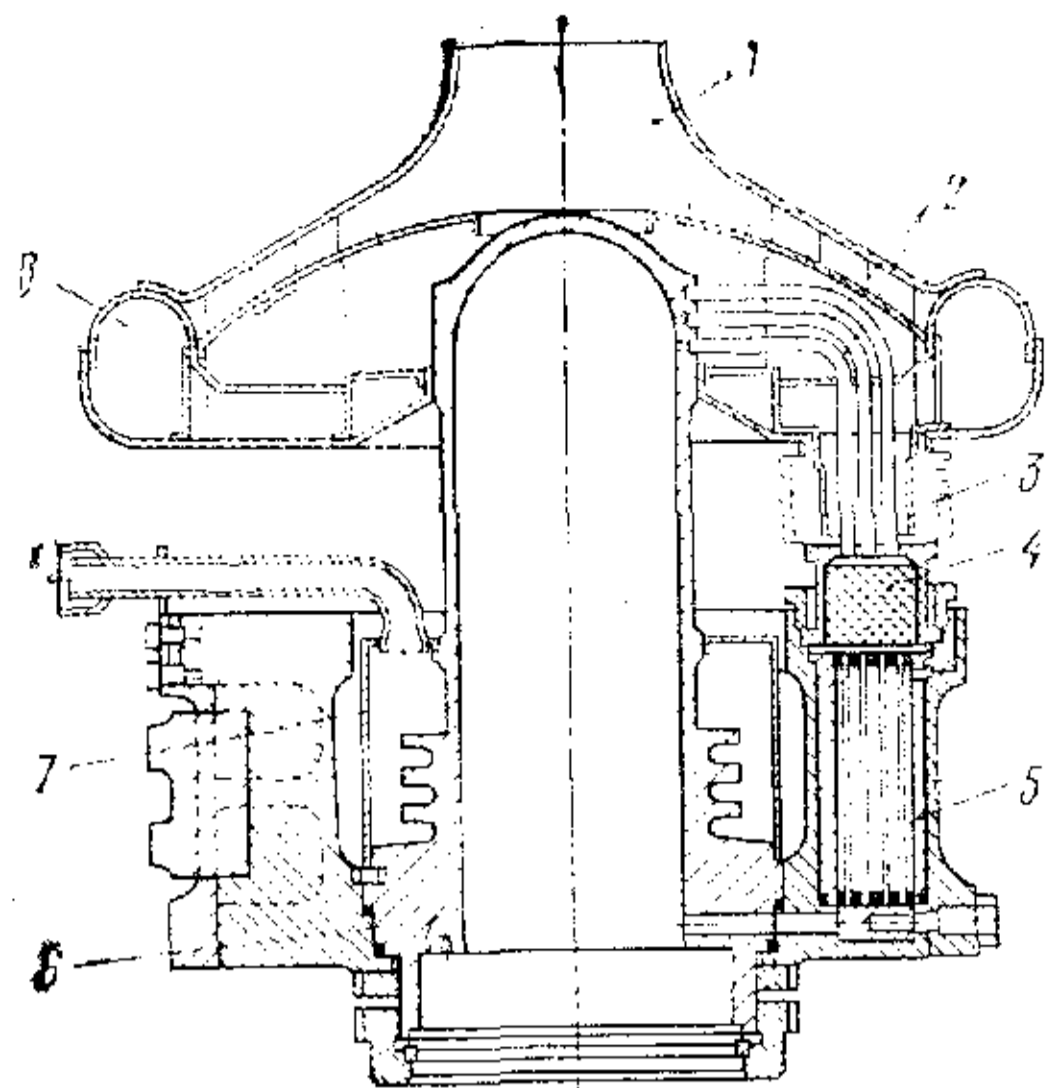


Рис. 59. Головка двигателя Стирлинга при использовании в качестве теплоносителя жидкого металла (NaK)

напряжения могут привести к образованию трещин в твердом припое.

Тепло к рабочему телу, находящемуся в рабочем контуре и циркулирующему по нагревательным трубкам, подводится газообразным или жидким теплоносителем, обтекающим трубки нагревателя снаружи. В районе регенератора, где скорость течения теплоносителя замедляется, теплопередача обычно усиливается за счет использования оребрения трубок нагревателя. На рис. 59 приведен чертеж головки цилиндра Стирлинга с нагревателем 2, регенератором 4

и охладителем 5, в котором в качестве теплоносителя используется жидкий металл (NaK).

Отверстия в цилиндре, трубки нагревателя 2 и внутренние полости стаканов регенератора соединены между собой. Кольцеобразный трубопровод 1 из листового металла и патрубков 8, по которому поток жидкого металла направляется к трубкам нагревателя, приварены к головке цилиндра 6. Посредством сильфонов 3 кольцеобразный трубопровод 1 связан со стаканами регенераторов 4. Система охлаждения, состоящая из восьми отдельных охлаждающих камер 5 и соединяющей их охлаждающей рубашки, смонтирована на цилиндре 6. Другая водяная рубашка 7 приварена снаружи в нижней части головки цилиндра 6 и служит как для поддержания постоянства температуры холодной полости, так и для создания приемлемых температурных условий работы уплотнения вытеснительного поршня.

Изготовление трубчатых теплообменников и, в частности, нагревателя двигателя Стирлинга является трудоемким и дорогостоящим производственным процессом, требующим больших затрат ручного труда. Снижение стоимости нагревателя может быть достигнуто путем выбора рациональной конструктивной формы и улучшения технологии изготовления, в частности путем автоматизации ручных операций. Так, например, фирмы MAN и MWM разработали достаточно простую конструкцию головки цилиндра 1 и нагревателя 2, объединенных с корпусом регенератора 3 и охладителя 4 рабочего тела (рис. 60). При этом нагреватель рабочего тела выполнен составным из нескольких деталей, которые изготавливаются методом прецизионного литья без последующей механической обработки.

Надежность двигателя Стирлинга, как и любой машины, определяется надежностью наиболее слабого звена. В двигателе Стирлинга таким звеном являются трубки нагревателя. Условия работы последних характеризуются средней температурой стенки трубки $700-750^\circ\text{C}$ и средним давлением внутри нее $100-300\text{ кгс/см}^2$ при циклических теплосменах.

На рис. 61 приведены диаграммы распределения температур T по боковой поверхности трубок и их средняя долговечность τ при этом распределении температур [44]. Как следует из диаграммы (рис. 61, б), при замене трубки из нержавеющей стали 18-8 трубкой из сплава мультимет X-10 значительно увеличивается ее долговечность.

В аналогичных рабочих условиях находится и верхняя часть гильзы цилиндра (головка цилиндра). На рис. 62 приведено изменение температуры вдоль стенки гильзы [44]. Особое значе-

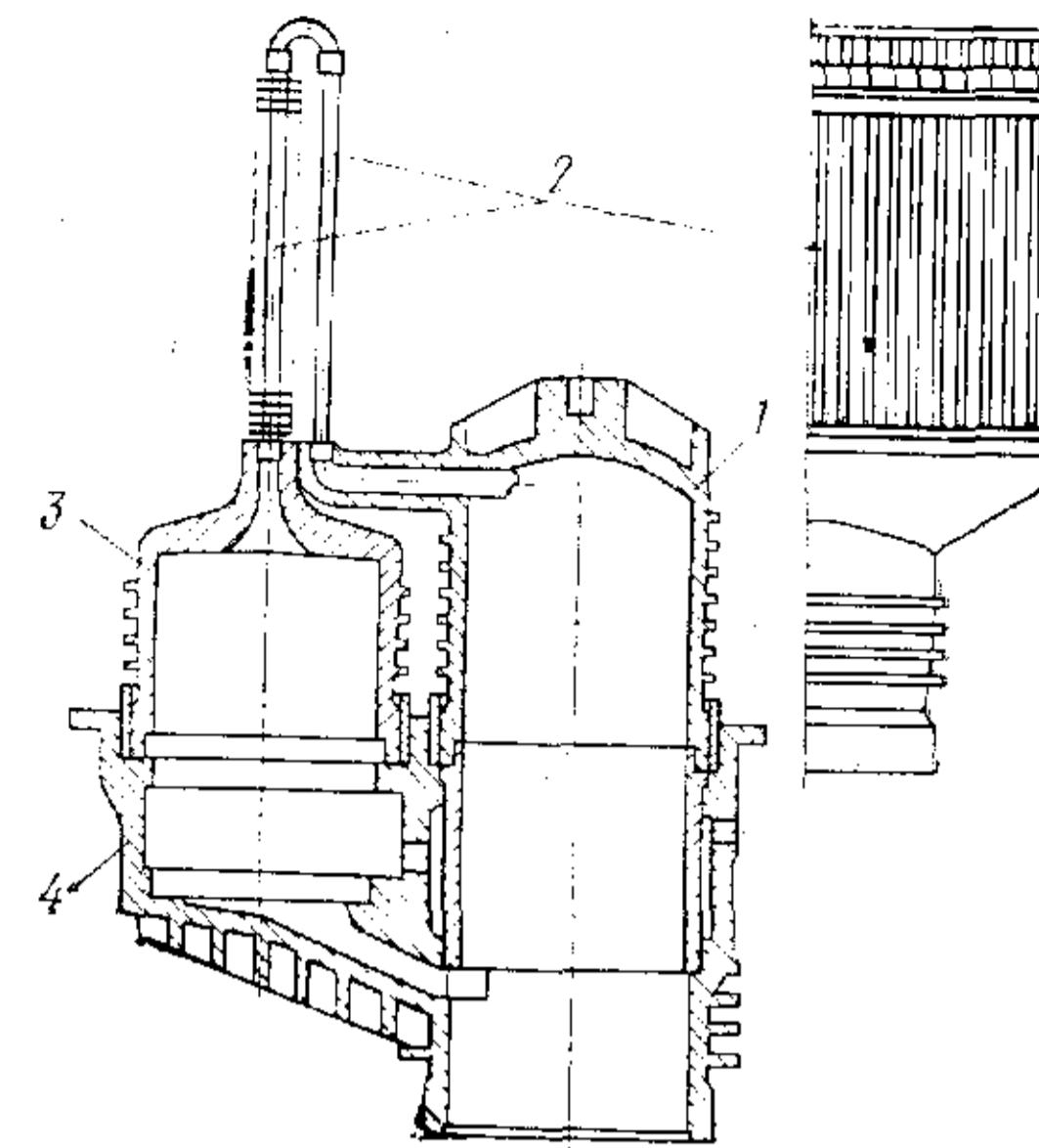


Рис. 60. Головка цилиндра

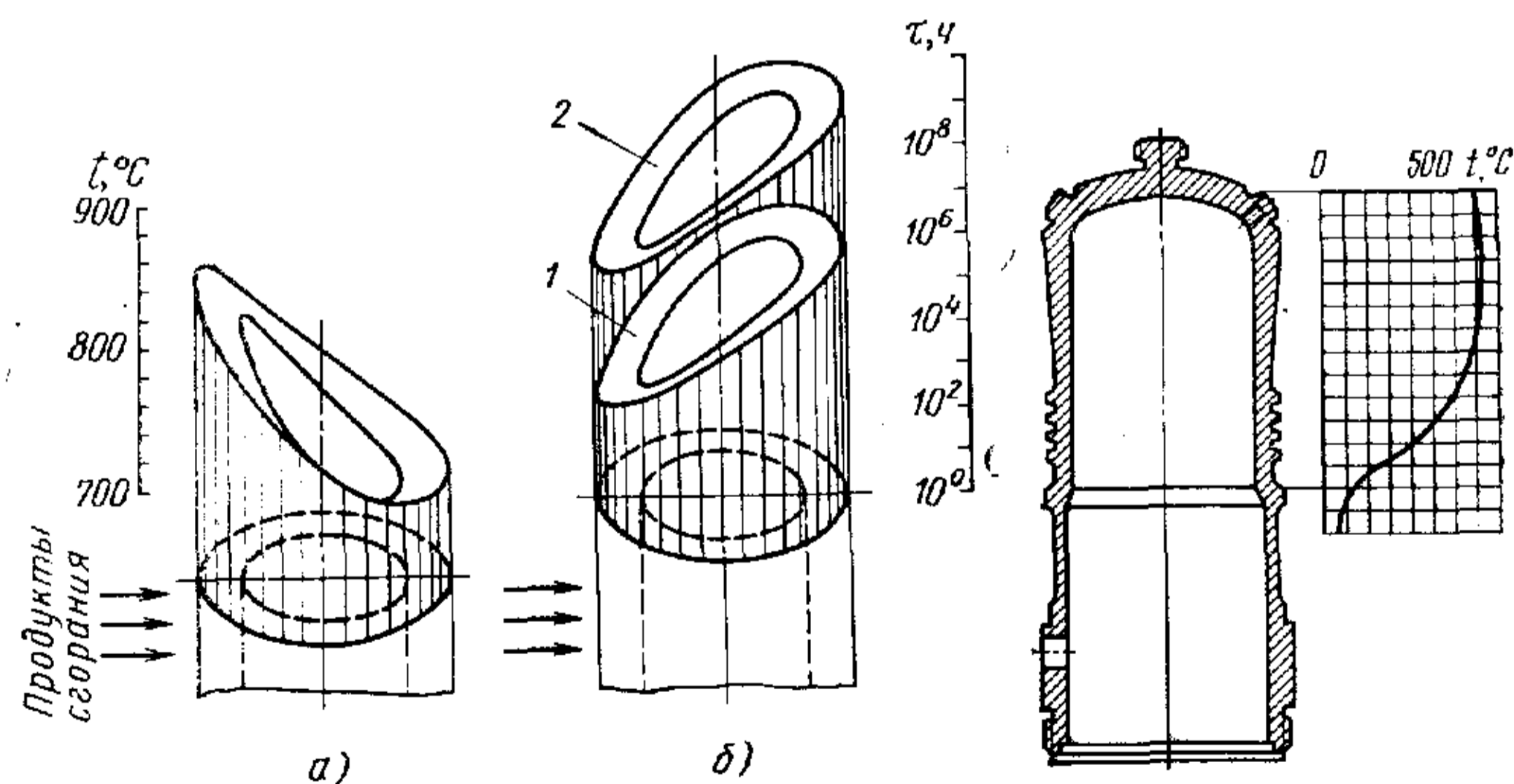


Рис. 61. Характеристика трубок нагревателя двигателя Стирлинга: а — распределение температур T ; б — средняя долговечность τ при 850°C ; 1 — трубка из нержавеющей стали 18-8; 2 — трубка из сплава мультимет X-10

Рис. 62. Изменение температуры t вдоль стенки гильзы цилиндра

лине имеет выбор толщины ее стенки в зоне холодной полости, так как в этом месте резко изменяется температурный градиент, вследствие чего возникают высокие тепловые напряжения.

КАМЕРА СГОРАНИЯ

Камера сгорания двигателя Стирлинга представляет собой обычное топочное устройство, в котором при постоянном давлении сжигается жидкое или газообразное топливо с использованием кислорода воздуха в качестве окислителя.

Для образования начального очага воспламенения необходимая тепловая энергия обеспечивается запальными приспособлениями, а при развитии процесса сгорания свежие порции топлива получают необходимую теплоту от образующихся продуктов сгорания. Для этого в камере сгорания должна быть зона обратных токов, наличие которой приводит к подсосыванию раскаленных продуктов сгорания к движущейся топливовоздушной струе. Подсосанный горячий газ способствует непрерывному поджиганию свежих порций топливовоздушной смеси. Высокая степень циркуляции в зоне обратных токов (она захватывает зоны смесеобразования и сгорания) создает условия, приближающиеся к условиям работы гомогенного реактора. В этом случае выход токсичных компонентов — несгоревших углеводородов C_xH_y и окиси углерода CO сохраняется на постоянно низком равновесном уровне до тех пор, пока коэффициент избытка воздуха α не достигнет предела обеднения смеси. В этом случае выделяющейся при сгорании теплоты недостаточно для интенсивного подогрева обедненной топливовоздушной смеси, что приводит к снижению температуры реакции окисления, скорость которой замедляется, и вследствие ограниченного времени пребывания топлива в камере процесс сгорания вообще может не закончиться в ее пределах. Это приводит к химическому недожогу в виде CO и механическому в виде C_xH_y .

Работа камеры сгорания с низким коэффициентом избытка воздуха, т. е. в области обогащенных смесей, ведет к повышению температуры в зоне горения до 2100 К и более. При этом заметно усиливаются процессы диссоциации продуктов сгорания топлива, в ходе которых могут образоваться продукты неполного сгорания. Повышение температуры сгорания более 2100 К также ведет к росту выхода окислов азота.

Таким образом, зона горения камеры сгорания, работающая как гомогенный реактор, в области обедненных смесей ($\alpha = 1,5 \div 4$) позволяет осуществлять реакцию окисления углеводородного топлива кислородом воздуха в интервале температур 1400—2100 К, а это гарантирует низкий уровень выделения NO_x , CO и C_xH_y .

Для осуществления оптимального процесса сгорания гетерогенной смеси топлива и воздуха необходимо, чтобы диаметр

капель топлива был не более 10 мкм. Однако на практике использование центробежной форсунки для подачи топлива приводит к тому, что значительное количество капель имеет диаметр более 100—200 мкм. Поэтому для камер сгорания двигателей Стирлинга более предпочтительна система смесеобразования с испарительными форсунками, дающими однородную, гомогенную смесь, или с пневматическими форсунками. В последнем случае требуемые мелкость и однородность капель топлива достигаются путем использования энергии распыливающего воздуха.

Особо следует отметить, что при однородной топливовоздушной смеси исключаются высокие местные температуры и местный недостаток воздуха при сгорании, что, в свою очередь, дает возможность уменьшить содержание токсичных компонентов в отработавших газах.

Существенное значение для нормальной работы камеры сгорания имеет стабилизация фронта пламени в зоне горения, что особенно важно при сгорании бедных смесей из-за малой скорости их горения. Без стабилизации выделяется большое количество несгоревших углеводородов и возможен срыв пламени при горении.

При повторных пусках двигателя после срыва пламени необходимо быстрое воспламенение, что исключает накопление избыточного топлива до момента начала сгорания. Поэтому необходимо иметь топливовоздушную смесь наивыгоднейшего состава и мощный источник воспламенения. Если не удастся быстрый повторный пуск, то в отработавших газах будет содержаться большое количество несгоревшего топлива.

Стабилизация фронта пламени обеспечивается усиленной рециркуляцией внутри камеры сгорания горячих газов в первичную зону горения.

Для нормальной работы камеры сгорания необходимо использование ряда вспомогательных систем и агрегатов: дутьевого вентилятора, воздухоподогревателя, систем подачи топлива, смесеобразования, внешней рециркуляции (может и отсутствовать), внешнего зажигания при пуске и т. д.

Система подачи топлива включает в себя бак, насос, фильтр, систему регулирования подачи топлива и систему его распыливания. Системы подачи топлива и воздуха должны обеспечивать низкую токсичность отработавших газов и постоянную температуру трубок нагревателя.

На рис. 63 приведена блок-схема агрегатов и систем, обеспечивающих нормальную работу камеры сгорания. Топливо из бака насосом 1 подается в камеру сгорания через форсунку 5, сблокированную с высоковольтной пусковой свечой зажигания. Продукты сгорания после нагревателя 7 направляются в рекуперативный воздухоподогреватель 8, а затем выбрасываются наружу. С помощью системы внешней рециркуляции часть про-

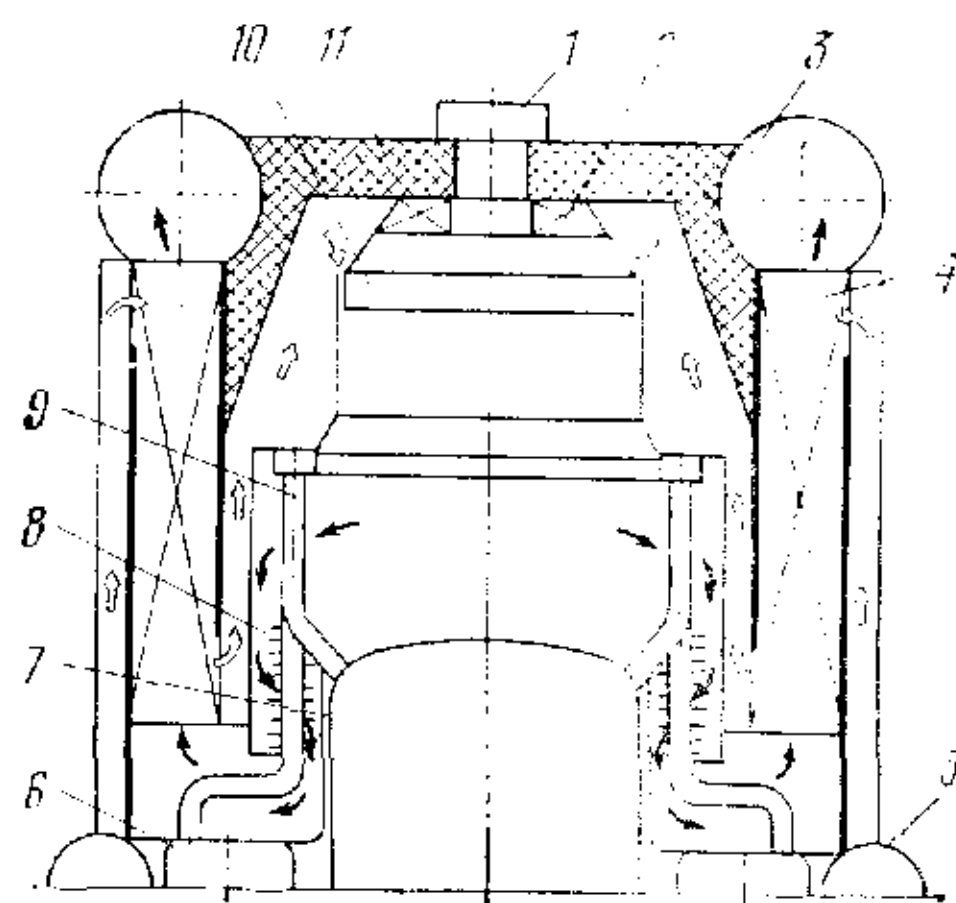
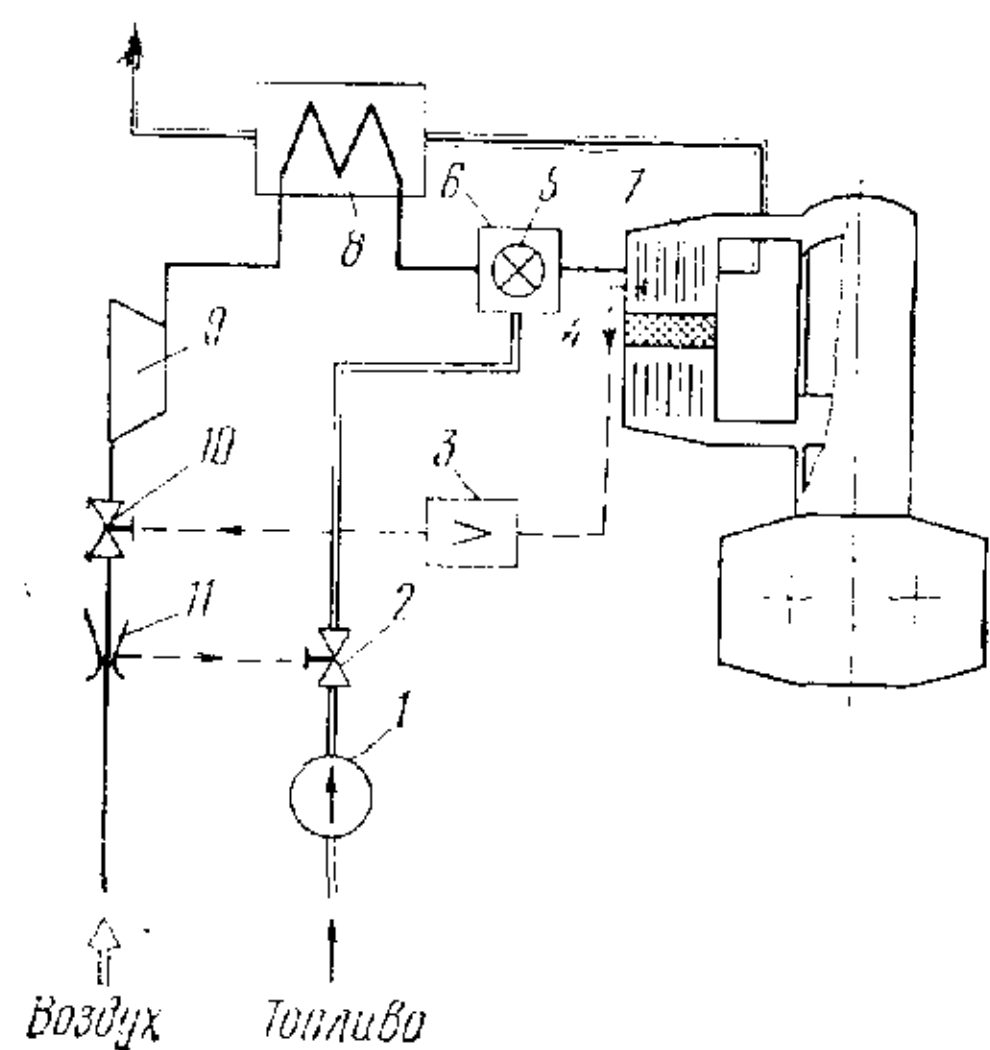


Рис. 63. Блок-схема агрегатов и систем, обеспечивающих нормальную работу камеры сгорания

Рис. 64. Камера сгорания с нагревателем и воздухоподогревателем: белые стрелки—воздух; черные стрелки—отработавшие газы

дуктов сгорания может быть снова направлена в камеру сгорания.

Воздух подается в камеру сгорания 6 дутьевым вентилятором 9; предварительно он проходит через воздухоподогреватель 8. Для поддержания температурного режима камеры сгорания служит датчик температуры 4 (обычно термопара), который через усилитель 3 связан с регулирующим органом 10 подачи воздуха. Изменение параметров подачи воздуха фиксируется датчиком 11 (насадок Вентури или устройство ему подобное), который связан с регулирующим органом 2 топливной магистрали. Таким образом возможно поддержание в камере сгорания почти постоянного соотношения топливо — воздух.

Рассмотрим работу камеры сгорания (рис. 64). Топливо подается в камеру сгорания форсункой 1 и смешивается с воздухом, прошедшим через воздухоподогреватель 4 и нагретым до 600°C . Через завихритель 2 воздух поступает в жаровую трубу 10 с пленочным воздушным охлаждением. Из нее горячие продукты сгорания проходят через трубчатый нагреватель 9, имеющий в нижней части оребренные секции 8, в которых передается большая часть теплоты рабочему телу во внутреннем контуре. Рабочее тело внутреннего контура совершает периодическое движение между горячей и холодной полостями цилиндра 7, проходя каждый раз как в прямом, так и в обратном направлении через трубки нагревателя 9 и регенератора 6. Воздух для сгорания подается дутьевым вентилятором к внутреннему патрубку 5. Отработавшие газы с температурой $200\text{—}250^{\circ}\text{C}$ выходят через выпускной коллектор 3. Камера сгорания покрыта теплоизоляцией 11.

Система регулирования поддерживает заданную температуру трубок нагревателя. При изменении температуры по сигналу датчика изменяется расход топлива, вследствие чего коэффициент избытка воздуха сохраняется оптимальным.

РЕГЕНЕРАТОР

На мощность и экономичность двигателя Стирлинга большое влияние оказывает регенератор. Он действует как тепловой аккумулятор, то принимая теплоту от рабочего тела при прямом его течении, то отдавая ее при обратном течении рабочего тела между горячим и холодным пространствами.

Эффективность регенератора определяется как отношение количества передаваемой теплоты к тому количеству теплоты, которое могло бы быть передано рабочим телом к посадке регенератора в идеальном случае (бесконечно большой коэффициент теплопередачи, идеальный рабочий газ, отсутствие тепловых потерь и т. д.).

Конструктивно регенератор может быть выполнен концентрическим (рис. 65), когда он монтируется непосредственно на гильзе цилиндра, либо цилиндрическим (см. рис. 59 и 60), когда несколько таких регенераторов, приходящихся на один цилиндр, монтируется вокруг цилиндра или на части его окружности.

Регенератор, изображенный на рис. 65, состоит из двух концентрических втулок 2 и 4 и насадки 5. Эти детали изготовлены из материала с низкой теплопроводностью (нержавеющая сталь, титан, металлокерамика и т. п.) во избежание «теплового замыкания», при котором теплота от нагревателя по втулкам регенератора непосредственно передается охладителю, увеличивая тем самым потери в цикле. Материал насадки должен иметь высокую теплосмкость, незначительную теплопроводность, высокую термостойкость, а также быть химически нейтральным к рабочему телу. С целью уменьшения температурного напора геометрическая форма насадки должна обладать наибольшей поверхностью теплообмена, приходящейся на единицу объема. В то же время мертвые объемы регенератора и их гидравлическое сопротивление должны быть возможно малы.

В качестве насадки для регенератора двигателя Стирлинга в настоящее время наиболее часто используются «галеты», спрессованные из тонкой проволочной путанки диаметром $20\text{—}60$ мкм. Набором таких галет, толщиной $3\text{—}5$ мм, заполняется рабочее пространство регенератора. Однако наиболее полно приведенным выше требованиям отвечают сетчатые насадки, представляющие собой диски, вырубленные из плетеных металлических сеток. Возможно также применение комбинированной насадки, когда «галеты» из проволочной путанки чередуются с дисками из металлической сетки.

Наиболее подходящим материалом для насадки регенераторов двигателя Стирлинга являются хромоникелевые (нержаве-

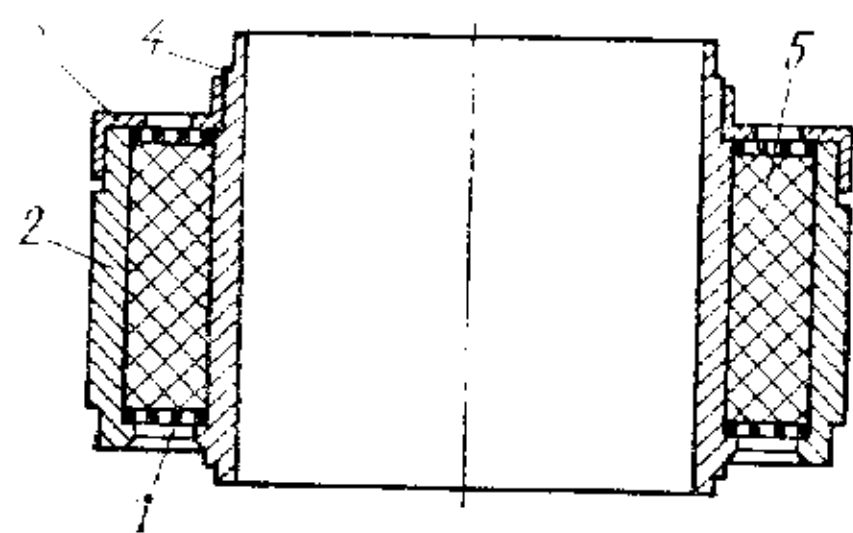


Рис. 65. Регенератор концентрической формы:
1 — ограничительная сетка; 2 — наружная втулка; 3 — дистанционное кольцо; 4 — внутренняя втулка; 5 — насадка (матрица)

юшие) стали, чистый никель, вольфрам, молибден, металлокерамика в виде пористых структур и т. п. Применение насадки из этих материалов позволяет поднять температуру в горячей полости до 1200°С и тем самым увеличить эффективность двигателя.

При конструировании регенератора приходится искать компромиссные решения для удовлетворения противоречивых требований. Так, при одной и той же массе для обеспечения минимальных гидравлических потерь насадка регенератора должна иметь высокую пористость (отношение свободного объема пор ко всему объему регенератора), небольшую длину и большое сечение потока. С другой стороны, для улучшения теплообмена между насадкой и рабочим телом, уменьшения теплового потока по стенке корпуса регенератора и по насадке в осевом направлении следует увеличить длину и уменьшить сечение потока (диаметр), а также пористость насадки.

В виду такого противоположного влияния геометрических размеров на тепловую и гидравлическую эффективность регенератора существуют вполне определенные рациональные соотношения между длиной регенератора L_p и его диаметром D_p , а также между его мертвым объемом $V_{рв}$, т. е. объемом регенератора, заполненным рабочим телом, и рабочим объемом цилиндра V_h , которые обеспечивают наилучшую эффективность регенератора в двигателе Стирлинга. Для заданной массы насадки можно рекомендовать $L_p/D_p = 1,3 \div 2,0$ и $V_{рв}/V_h = 0,6 \div 0,9$.

В виду такого противоположного влияния геометрических размеров на тепловую и гидравлическую эффективность регенератора существуют вполне определенные рациональные соотношения между длиной регенератора L_p и его диаметром D_p , а также между его мертвым объемом $V_{рв}$, т. е. объемом регенератора, заполненным рабочим телом, и рабочим объемом цилиндра V_h , которые обеспечивают наилучшую эффективность регенератора в двигателе Стирлинга. Для заданной массы насадки можно рекомендовать $L_p/D_p = 1,3 \div 2,0$ и $V_{рв}/V_h = 0,6 \div 0,9$.

ОХЛАДИТЕЛЬ

Так как в двигателе Стирлинга осуществляется замкнутый рабочий цикл, то основная часть теплоты, отдаваемая холодному источнику, отводится в охладитель. На рис. 22 и 23 приведены сравнительные диаграммы, характеризующие относительную величину отдельных составляющих теплового баланса для дизеля и двигателя Стирлинга. Можно считать, что суммарное количество теплоты, отданное в охлаждающую среду в охладителе и потерянное с отработавшими газами, для двигателей обоих типов почти одинаковое. При этом в двигателе Стирлинга в охлаждающую воду отводится приблизительно в 2 раза больше теплоты, чем в дизеле. Таким образом, в двигателе Стирлинга производительность системы охлаждения также должна быть вдвое выше. Добиться этого можно только пу-

тем интенсификации процессов теплообмена в теплообменнике-охладителе.

В двигателях Стирлинга в качестве охладителя используются исключительно теплообменные аппараты типа жидкость — газ с трубчатыми теплообменными поверхностями. В этом случае коэффициент компактности теплообменного аппарата выражается как $4/d \text{ м}^2/\text{м}^3$ (d — диаметр трубки в м) и интенсификация теплообмена, т. е. повышение коэффициента компактности, возможна только за счет уменьшения диаметра трубок. Обычно в охладителе двигателя Стирлинга используются трубки диаметром 1,5 — 3,0 мм. При этом коэффициент компактности достигает 1500 — 3000 $\text{м}^2/\text{м}^3$.

При выборе материала трубок охладителя следует учитывать величину механических напряжений, возникающих в стенках трубок и трубных досках, под воздействием среднего давления рабочего тела в двигателе 100—300 $\text{кгс}/\text{см}^2$. Поэтому наиболее часто в охладителях применяется нержавеющей сталь, так как она обладает достаточной механической прочностью и большой коррозионной стойкостью по отношению к охлаждающей жидкости.

Трубки теплообменника припаиваются к трубным доскам твердым припоем в электропечах с газовой защитной атмосферой (аргон) или в электровакуумных печах.

Обычно охладитель непосредственно стыкуется с холодной стороной регенератора и конструктивно повторяет форму последнего. Так, при концентрическом регенераторе охладитель также имеет концентрическую форму, при цилиндрическом регенераторе — цилиндрическую. Регенератор и охладитель могут располагаться как в одном общем корпусе (см. рис. 58), так и в разных, но состыкованных между собой корпусах (см. рис. 59 и 60).

КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЯ 4×235

На рис. 66 показан двигатель типа 4×235, созданный фирмой Филипс по соглашению с фирмой USS (Швеция).

Техническая характеристика двигателя

Мощность, л. с.	200
Номинальная частота вращения вала, об/мин	3000
Рабочее тело	Гелий
Среднее давление рабочего тела, $\text{кгс}/\text{см}^2$	220
Средняя номинальная температура рабочего тела, °С	700
Средняя номинальная температура охлаждающей воды, °С	60
Моторесурс (по ожидаемой ползучести нагретых деталей), ч	10 000
Габаритные размеры, включая вспомогательные механизмы и пр. (длина×ширина×высота), м	1,357×0,57×1,11
Габаритный объем, м^3	0,86
Масса сухого двигателя, кг	756

Масса двигателя, включая массы смазочного масла, охлаждающей воды, вспомогательных устройств и т. д., кг	800
Литровая мощность, л. с./л.	215
Удельная масса, кг/л. с.	4
Удельный объем, л/л. с.	4,3

Двигатель имеет четыре (по числу цилиндров) ромбических механизма, вследствие чего он практически полностью уравновешен. Уплотнения между буферными полостями высокого давления и картером с атмосферным давлением обеспечиваются свертывающимися диафрагмами.

Нагреватель 8 собран из отдельных трубок, смонтированных в виде пучка на верхней стороне головки 9 цилиндра. На первой стадии испытаний среднее давление рабочего тела ограничивалось величиной 110 кгс/см², так как наиболее нагретые узлы и детали двигателя (головка цилиндра, трубчатый нагреватель и т. д.) изготовлялись из нержавеющей сталей (типа Х18Н9Т). На второй стадии детали и узлы, подверженные воздействию высоких температур, отливались из сплава «хейнез

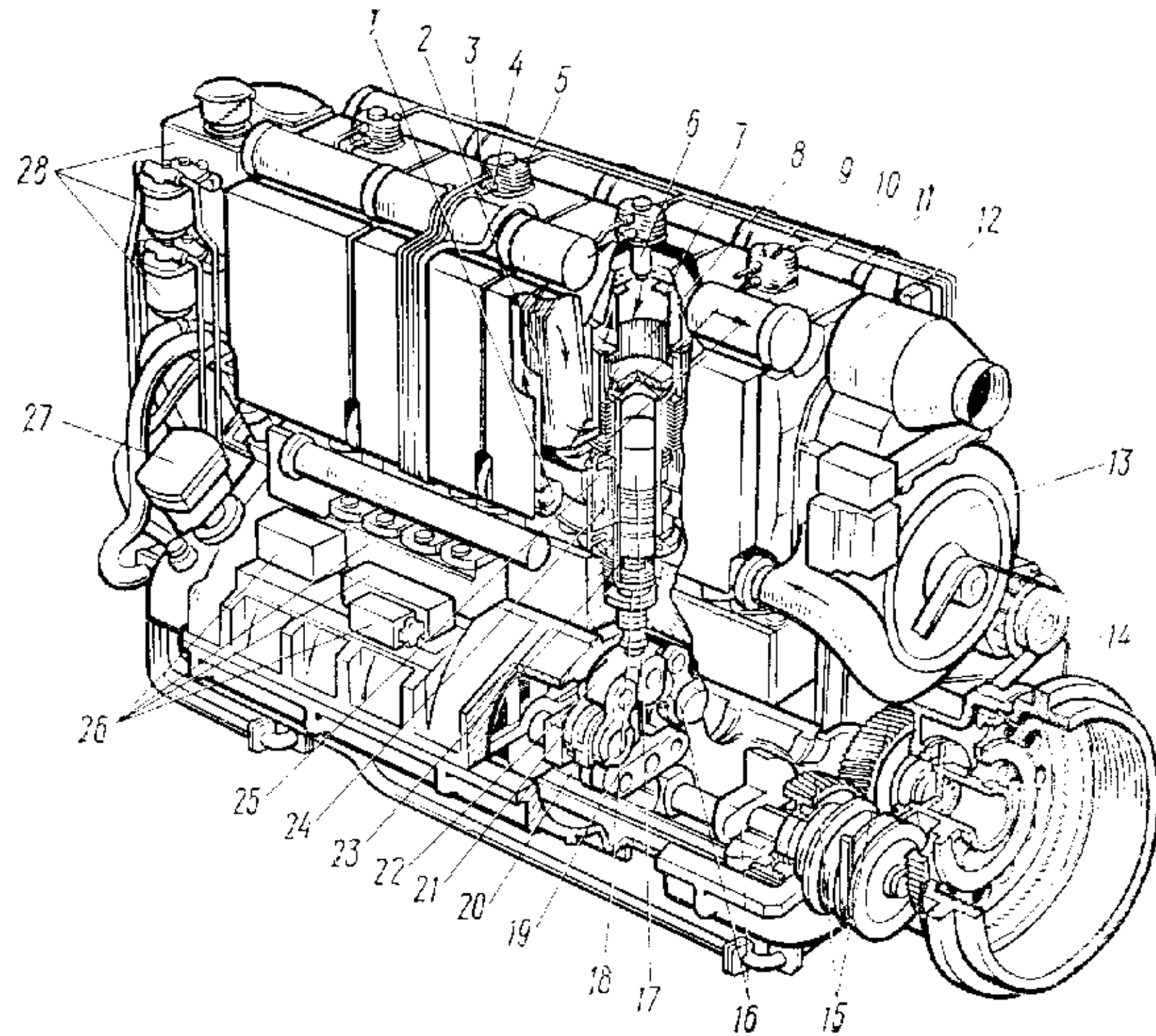


Рис. 66. Двигатель Стирлинга фирмы Филипс типа 4×235:

1 — нагнетательный воздухопровод; 2 — воздухоподогреватель; 3 — топливопровод; 4 — трубопровод первичного воздуха; 5 — свеча зажигания; 6 — горелка; 7 — камера сгорания; 8 — нагреватель; 9 — головка цилиндра; 10 — оребрение; 11 — выпускной трубопровод; 12 — вспомогательный компрессор; 13 — центробежный компрессор; 14 — стартер; 15 — синхронизирующие шестерни; 16 — коленчатые валы; 17 — вытеснительный поршень; 18 — узел уплотнений со свертывающейся диафрагмой; 19 — траверса вытеснительного поршня; 20 — шатун вытеснительного поршня; 21 — шатун рабочего поршня; 22 — траверса рабочего поршня; 23 — рабочий поршень; 24 — охладитель; 25 — регенератор; 26 — блок контрольных, перепускных и разгрузочных клапанов; 27 — регулятор; 28 — блок фильтров

стеллит-31» (54% Со, 25% Сг, 10% Ni, 8% W), хорошо сопротивляющегося ползучести. Отдельные детали нагревателя соединены между собой и с головкой цилиндра при помощи пайки твердым припоем (содержащим Ni, Сг, Si) в вакуумной печи при температуре около 1200° С. В результате удалось повысить среднее давление рабочего тела до расчетной величины, а некоторое увеличение его температуры в нагревателе позволило получить эффективную мощность 225 л. с.

Над нагревателем расположена камера сгорания 7 вихревого типа. Топливо и первичный воздух подаются по трубопроводам 3 и 4 в горелку 6, расположенную в верхней части камеры сгорания. В горелке первоначальное воспламенение топливоздушная смесь производится с помощью свечи зажигания 5 высокого напряжения. Так как в горелке всегда находится переобогащенная смесь, то основное сгорание происходит в камере сгорания в месте подвода вторичного воздуха. Продукты сгорания проходят между трубками нагревателя, причем разность между температурами стенок трубок и продуктов сгорания достигает 600—900° С. В нижней части нагревателя, примыкающей к головке цилиндра, теплопередача улучшена путем использования трубок с максимальной тепловоспринимающей поверхностью в форме отдельно собранного литого оребрения 10. Значительное количество теплоты, которой располагают продукты сгорания после нагревателя, передается свежему воздуху в противоточном воздухоподогревателе 2, что улучшает общий к. п. д. двигателя. Теплообменные поверхности воздухоподогревателя (матрицы) изготовляются из жаропрочной стали AISI 310 (25% Сг, 20% Ni).

Пуск двигателя осуществляется следующим образом. Электродвигатель, питающийся от аккумуляторной батареи, приводит в движение вспомогательный компрессор, компрессор воздушного распылителя и топливный насос, в то время как коленчатый вал двигателя неподвижен. Воспламенение топливной смеси в камере сгорания происходит от свечи зажигания. Даже при совершенно непрогретом двигателе всего через несколько минут (2—3 мин при окружающей температуре от —20 до —40° С) после зажигания температура в нагревателе достигает номинального уровня. Затем пуск двигателя осуществляется с помощью обыкновенного электростартера. При выключенном пусковом электродвигателе вспомогательное оборудование приводится в движение от двигателя через разобщающую муфту. В транспортном двигателе небольшой вспомогательный компрессор с постоянной частотой вращения, приводящийся в движение от электродвигателя, необходим для регулирования подачи воздуха при работе двигателя с малой частотой вращения.

ОСОБЕННОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Мощность и частоту вращения двигателя можно регулировать изменением температуры и давления рабочего тела в цилиндре, а также изменением фазового угла между положениями вытеснительного и рабочего поршней и смещением циклов в отдельных цилиндрах многоцилиндрового двигателя. Возможно также регулирование изменением степени сжатия двигателя.

Регулирование путем изменения фазового угла, степени сжатия и смещения циклов связано с созданием сложной механической системы и с ухудшением к. п. д. двигателя при работе на режимах с частичной нагрузкой. Поэтому регулирование двигателей Стирлинга в настоящее время производится в основном изменением температуры и давления рабочего тела в цилиндре. Система регулирования изменением температуры отличается большой сложностью, так как этот процесс протекает очень медленно из-за значительной инерционности процесса теплообмена в двигателе с внешним подводом теплоты. Кроме того, изменение температуры рабочего тела связано с существенным изменением к. п. д. двигателя, который снижается при частичных нагрузках.

Наиболее быстрое регулирование режима двигателя — изменение давления рабочего тела. Одновременно для поддержания постоянной температуры нагревателя регулируется и подача топлива. Для сохранения оптимального значения коэффициента избытка воздуха, равного примерно 1,6, с помощью системы датчиков в зависимости от расхода топлива изменяется и расход воздуха [14]. В этом случае к. п. д. двигателя остается почти постоянным в широком диапазоне изменения нагрузки от 100 до 60%. Описанная система регулирования требует использования дополнительного резервуара с запасом рабочего тела и компрессора, который подает рабочее тело из резервуара в цилиндр двигателя или, наоборот, из цилиндра в резервуар.

Фирма Филипс разработала систему регулирования, в которой газ в цилиндр подается из баллона при давлении 200—300 кгс/см² [46]. Количество рабочего тела изменяется при по-

мощи регулирующего клапана, связанного с регулятором. Такая система обеспечивает быстрый переход двигателя с одного режима работы на другой при перестановке органов управления. Так, например, двигатель Стирлинга мощностью 200 л. с. с наклонной шайбой переходит от режима холостого хода к полной нагрузке за 0,3 с, а при работе на холостом ходу частота вращения вала повышается от минимальной до максимальной (3000 об/мин) в течение 0,1 с. Необходимо отметить сложность форсирования двигателя по частоте вращения, так как при ее увеличении возрастают потери при перетекании газа из одной полости в другую и ухудшаются условия теплопередачи вследствие инерционности процесса теплообмена. Поэтому увеличение частоты вращения двигателя ведет к снижению его к. п. д.; частоту вращения 4500 об/мин можно рассматривать как максимально возможную в настоящее время.

На рис. 67 показаны схемы регулирования крутящего момента одноцилиндрового двигателя с ромбическим приводом и многоцилиндрового двигателя двойного действия [46].

Система регулирования состоит из баллона 3 с рабочим телом под давлением около 300 кгс/см² и приводимого в движение от двигателя небольшого компрессора высокого давления 5, а также системы клапанов, связанных с рычагом управления подачей топлива. Повышение мощности двигателя достигается путем увеличения подачи топлива к форсунке с одновременной подачей рабочего тела из баллона через клапан 2 в холодную полость цилиндра двигателя.

Для снижения мощности уменьшают подачу топлива с одновременным откачиванием рабочего тела компрессором из холодной полости через клапан 1 сброса давления в баллон. Откачка рабочего тела компрессором из цилиндра в баллон происходит значительно медленнее, чем перепуск его из баллона в цилиндр. Чтобы не увеличивать габаритные размеры компрессора и ускорить процесс снижения мощности, одновременно с откачкой рабочего тела производится перепуск его в буферную полость или

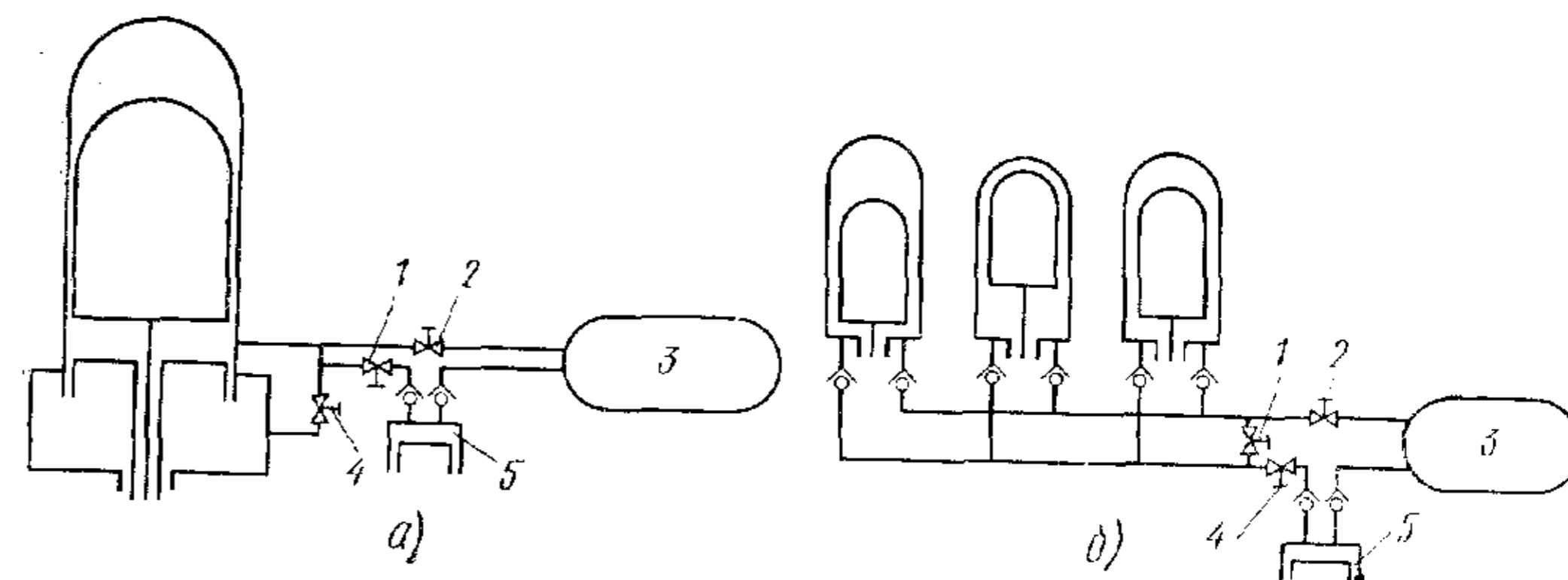


Рис. 67. Схемы регулирования двигателя:

а — одноцилиндрового с ромбическим приводом; б — многоцилиндрового двойного действия

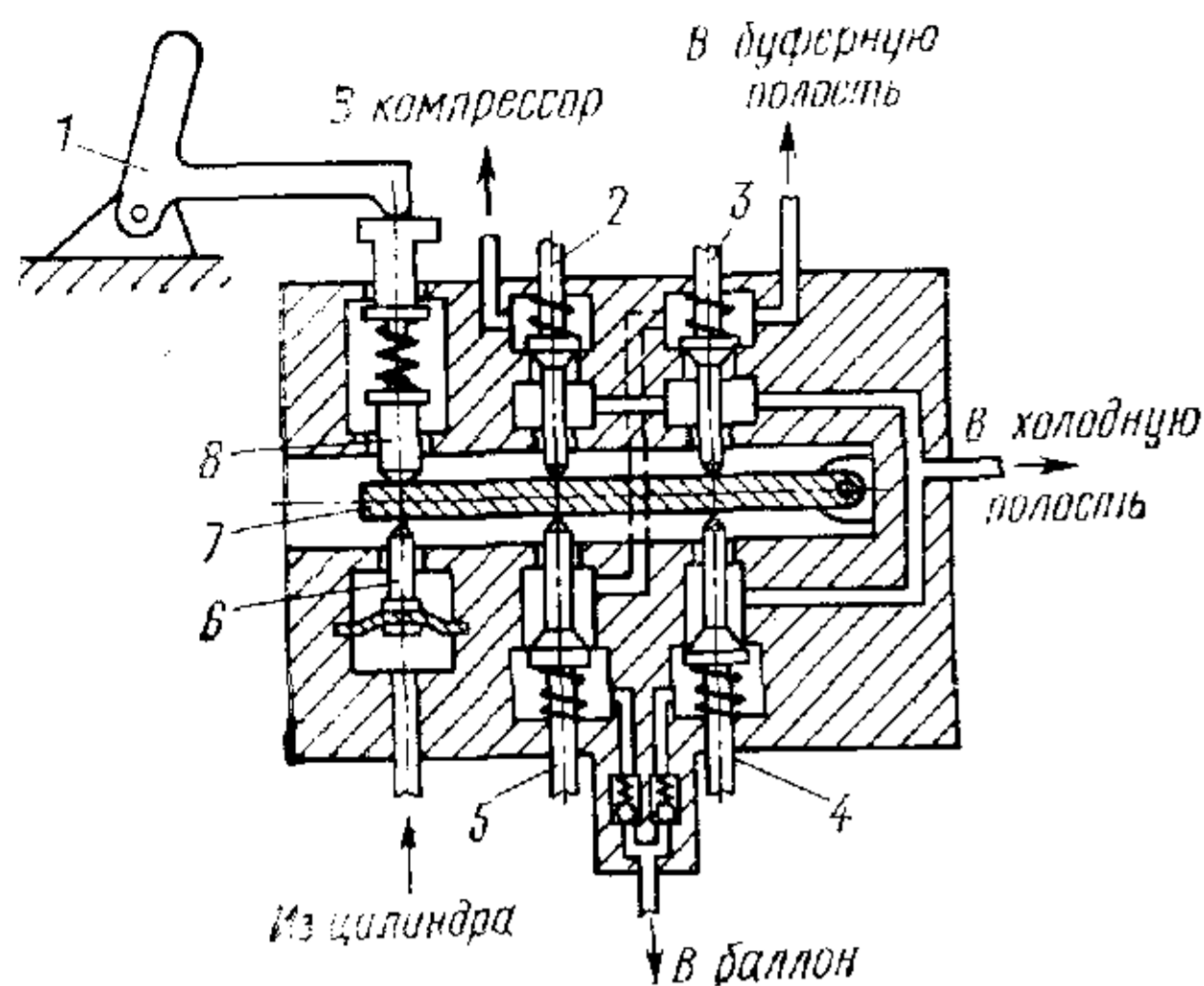


Рис. 68. Регулятор подачи рабочего тела

Производительность компрессора выбирают таким образом, чтобы двигатель мог перейти с режима полной мощности на режим холостого хода за 30 с. Рассмотренная система регулирования обуславливает быструю реакцию двигателя на перестановку органов управления.

К настоящему времени разработано большое количество автоматических устройств для регулирования количества рабочего тела, поступающего в цилиндр двигателя. Схема одного из них показана на рис. 68. Рабочая и буферная полости через автоматическое устройство сообщаются с компрессором и баллоном с газом высокого давления. Чувствительный рычаг 7 нагружен, с одной стороны, силой пружины элемента 8, а с другой — элементом 6 датчика давления, который установлен в рабочей полости двигателя и регулируется на среднее давление. Рычаг 7 управляет клапанами 2, 3, 4, 5 и 6. При снижении давления в рабочей полости открываются клапаны 4 и 5: первый служит для выравнивания давления в рабочей и буферной полостях, а второй — для дополнительной подачи рабочего тела в буферную полость из баллона. Обратные клапаны прерывают этот процесс, когда давление в полостях двигателя выше, чем давление в баллоне. При увеличении давления в рабочей полости более заданного открываются клапаны 2 и 3: через первый рабочее тело отводится к компрессору и далее в баллон, а с помощью второго выравнивается давление в рабочей и буферной полостях. Изменение натяжения пружины элемента 8 регулируют педалью управления 1.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Двигатели часто работают на различных режимах, и связь между их основными параметрами на этих режимах устанавливается

характеристиками, которые обычно получают при испытании двигателей. Режим работы двигателя определяется его назначением. Так, например, стационарные двигатели, соединенные с электрическими генераторами, работают при постоянной частоте вращения при изменении мощности от холостого хода до полной, а транспортные двигатели изменяют частоту вращения в зависимости от внешних сопротивлений. Режим работы двигателя может характеризоваться средним эффективным давлением p_e и частотой вращения вала двигателя n .

В двигателях Стирлинга среднее эффективное давление (в кгс/см²)

В двигателях Стирлинга среднее эффективное давление (в кгс/см²)

$$p_e = 75 \cdot 60 N_e / (n V_h).$$

На рис. 69 показаны экспериментальные скоростные характеристики четырехцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 115 л. с. при температуре рабочего тела в нагревателе 630°С и температуре воды на выходе из холодильника 40°С. Номинальная частота вращения 1500 об/мин, рабочее тело — гелий [33].

Давление p_e заметно снижается при повышении частоты вращения вала двигателя, что вызвано, в первую очередь, увеличением гидравлических потерь в нагревателе, регенераторе, охладителе и соединительных каналах, а также уменьшением времени протекания рабочего цикла.

Для определения индикаторной мощности N_i и среднего индикаторного давления p_i необходимо индексировать одновремен-

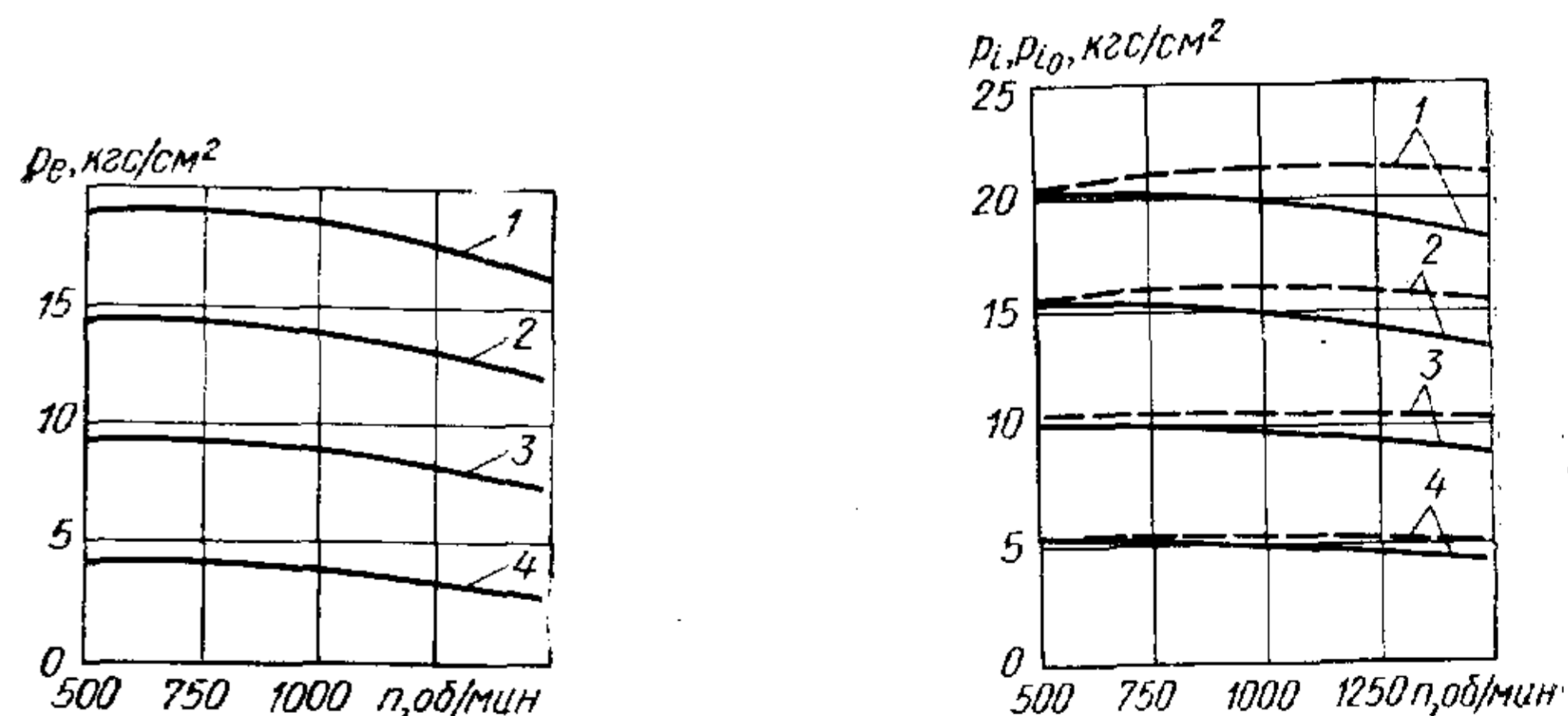


Рис. 69. Зависимость среднего эффективного давления p_e двигателя Стирлинга от частоты вращения вала n и среднего давления p_m рабочего тела:
1 — $p_m = 100$ кгс/см²; 2 — $p_m = 75$ кгс/см²; 3 — $p_m = 50$ кгс/см²; 4 — $p_m = 25$ кгс/см²

Рис. 70. Зависимость среднего индикаторного давления p_i цикла двигателя Стирлинга от частоты вращения вала n и среднего давления p_m рабочего тела:
— с учетом гидравлических потерь; - - - без учета гидравлических потерь;
1 — $p_m = 100$ кгс/см²; 2 — $p_m = 75$ кгс/см²; 3 — $p_m = 50$ кгс/см²; 4 — $p_m = 25$ кгс/см²

но холодную и горячую полости, так как давление в них неодинаковое.

Эффективная мощность отличается от индикаторной на величину мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на привод вспомогательных агрегатов и на трение в подвижных элементах двигателя,

$$N_e = N_i - N_{тр}$$

Эти затраты обычно оцениваются средним давлением трения

$$p_{тр} = 75 \cdot 60 N_{тр} / (n V_h),$$

или

$$p_{тр} = p_i - p_e,$$

где

$$p_i = 75 \cdot 60 N_i / (n V_h).$$

Как показывают исследования, для определенного значения n давление p_i приблизительно пропорционально среднему давлению рабочего тела p_m (рис. 70) [33]. Поэтому величину $p_{тр}$ можно сравнительно точно определить путем экстраполяции кривой $p_e = f(p_m)$ (рис. 71).

Мощность механических потерь зависит также от таких факторов, как давление рабочего тела и количество масла в картере двигателя. Давление рабочего тела и его молекулярная масса влияют на вентиляционные потери, а количество масла определяет энергию, затрачиваемую на «взбалтывание» масла, так как смазка двигателя очень часто осуществляется методом разбрызгивания.

Изменение мощности механических потерь в двигателе не строго пропорционально изменению максимального давления цикла. Поэтому экономические показатели двигателя тем лучше, чем выше максимальное давление цикла (рис. 72) [48]. Однако с повышением давления цикла возрастают нагрузки на детали механизма привода, а следовательно, его размеры и масса. Для обеспечения требуемой прочности детали при повышении давления цикла необходимо использование дорогостоящих жаропрочных материалов. Одновременно с ростом давления усложняется работа системы уплотнений, поэтому, как уже отмечалось выше, часто стремятся к снижению давления рабочего тела, что позволяет использовать для производства двигателей обычные нержавеющие стали.

Увеличение гидравлических потерь при перетекании рабочего тела из одной полости цилиндра в другую вызывает снижение p_i при увеличении n (см. рис. 70).

Гидравлические потери ($p_{гидр} = p_{i0} - p_i$) могут быть определены или измерением разности давлений в горячей и холодной полостях при индицировании двигателя, или расчетным путем.

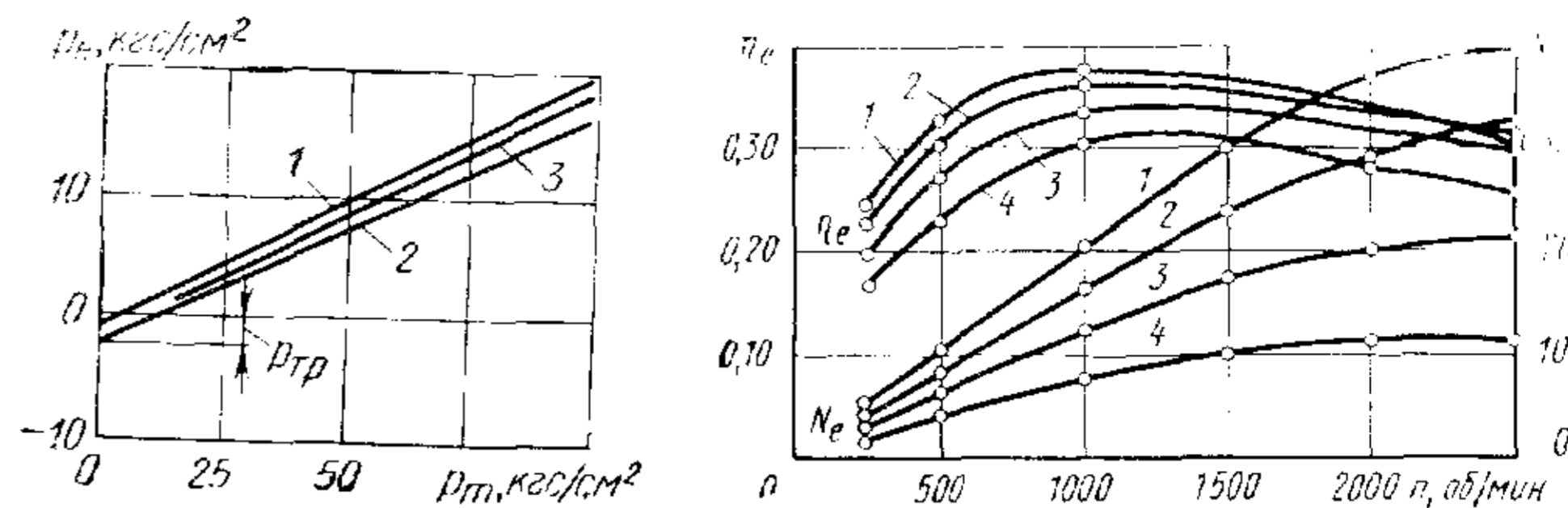


Рис. 71. Зависимость среднего эффективного давления p_e от частоты вращения вала n и среднего давления рабочего тела p_m :
1 — $n = 750$ об/мин; 2 — $n = 1500$ об/мин; 3 — $n = 1250$ об/мин

Рис. 72. Зависимость эффективной мощности N_e и эффективного к. п. д. η_e двигателя Стирлинга от максимального давления рабочего тела p_{max} и частоты вращения вала n :
1 — $p_{max} = 140$ кгс/см²; 2 — $p_{max} = 110$ кгс/см²; 3 — $p_{max} = 80$ кгс/см²; 4 — $p_{max} = 50$ кгс/см²

В литературе описан метод определения p_{i0} путем измерения давления p_i при различных n [33]. В последнем случае, чтобы найти $p_{гидр}$, измеряют p_i при постоянном и высоком среднем давлении цикла p_m при номинальной частоте вращения n_n и при $n = (2/3)n_n$. Принимается, что полное индикаторное давление p_{i0} на обоих режимах работы одинаковое, а потери давления, вызываемые гидравлическими сопротивлениями, возрастают пропорционально n^2 , т. е.

$$p_{i0} - p_i \sim p_m n^2.$$

Полученные таким методом диаграммы изменения p_{i0} (см. рис. 70) протекают почти горизонтально и только при высоких значениях p_m наблюдается некоторое уменьшение p_{i0} при малых n , что вызвано влиянием перетекания рабочего тела через поршневые кольца. Гидравлические потери зависят от физических свойств рабочего тела. Эти потери минимальны при использовании в качестве рабочего тела водорода.

Отмечается, что для исследованного двигателя в широком диапазоне частоты вращения отношение $p_{i0}/p_m = 0,22$. Эта величина не зависит от нагрузки и является важным показателем рабочего процесса двигателя.

Эффективный к. п. д. двигателя

$$\eta_e = Q_e / Q_T = 632 N_e / (G_T H_u).$$

Некоторая часть теплоты топлива отводится с продуктами сгорания, а остальное ее количество расходуется в основном на нагрев рабочего тела и двигателя

$$Q_T = Q_{вых} + (Q_{вн} + Q_{дв}).$$

$Q_T, Q_{дв} + Q_{вн}, \text{ккал/с}$

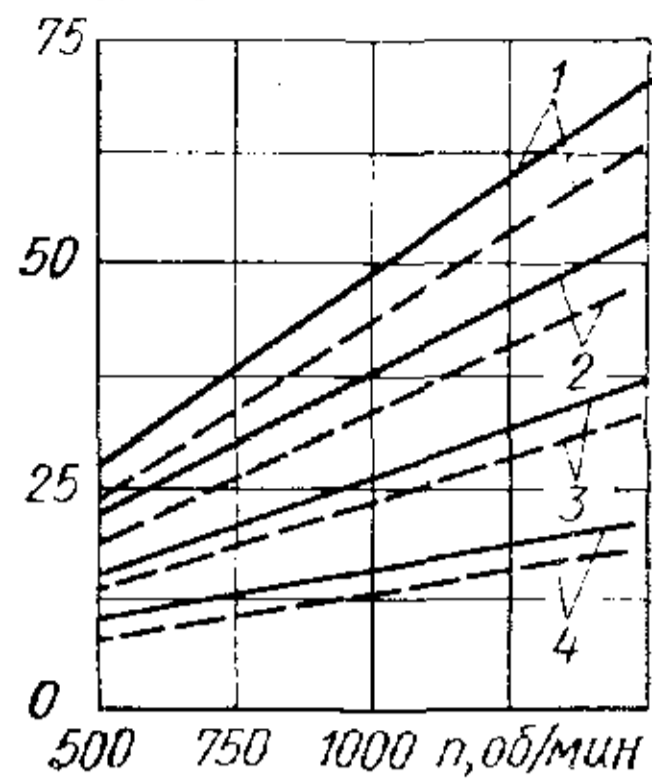


Рис. 73. Влияние среднего давления рабочего тела p_m и частоты вращения вала n на распределение тепловых потоков в двигателе Стирлинга:
 1 — $p_m = 100 \text{ кгс/см}^2$; 2 — $p_m = 75 \text{ кгс/см}^2$; 3 — $p_m = 50 \text{ кгс/см}^2$; 4 — $p_m = 25 \text{ кгс/см}^2$

$Q_{дв} + Q_{вн}, \text{ккал/с}$

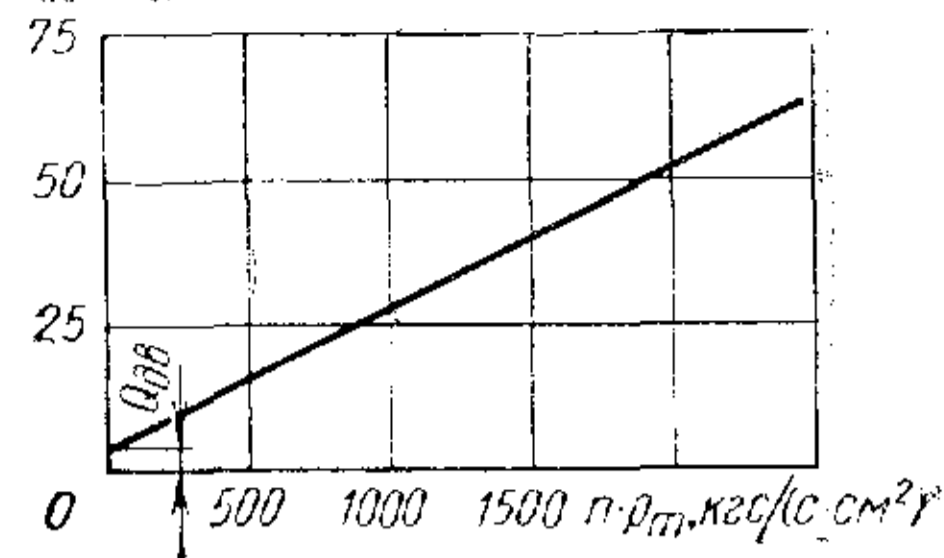


Рис. 74. Зависимость теплоты $Q_{вн}$, расходуемой на нагрев двигателей и рабочего тела, от параметра $n p_m$

На рис. 73 приведена зависимость количества теплоты, выделяемой при сгорании топлива, и количества теплоты, используемой для нагрева рабочего тела и двигателя, от частоты вращения вала при различных средних давлениях рабочего тела; эта зависимость построена по результатам испытания двигателя мощностью 115 л. с. [33].

При установившемся тепловом режиме работы двигателя теплота, затрачиваемая на его нагрев, передается в окружающую среду путем излучения и теплоотдачи. Эту часть теплоты можно приближенно рассчитать, если известны температура и размеры поверхностей двигателя, излучающих теплоту. Она может быть также определена методом экстраполяции опытных данных, показывающих зависимость величины $Q_{дв} + Q_{вн}$ от n и p_m . При этом используется линейная зависимость этой теплоты от параметра $n p_m$ (рис. 74). Величина теплоты $Q_{дв} + Q_{вн}$ при нулевой частоте вращения вала определяет количество теплоты, получаемой двигателем.

Уменьшение частоты вращения вала двигателя по сравнению с номинальной сопровождается снижением его мощности и повышением экономичности (см. рис. 72).

К. п. д. и мощность двигателя уменьшаются при увеличении температуры охлаждающей жидкости и снижении температуры нагревателя (см. рис. 25 и 26) [48], т. е. они зависят от отношения максимальной и минимальной температур рабочего тела.

Важным показателем двигателя является коэффициент приспособляемости

$$K_{пр} = M_{кр \max} / M_{кр н}$$

$M_{кр}, \text{кгс-м}$

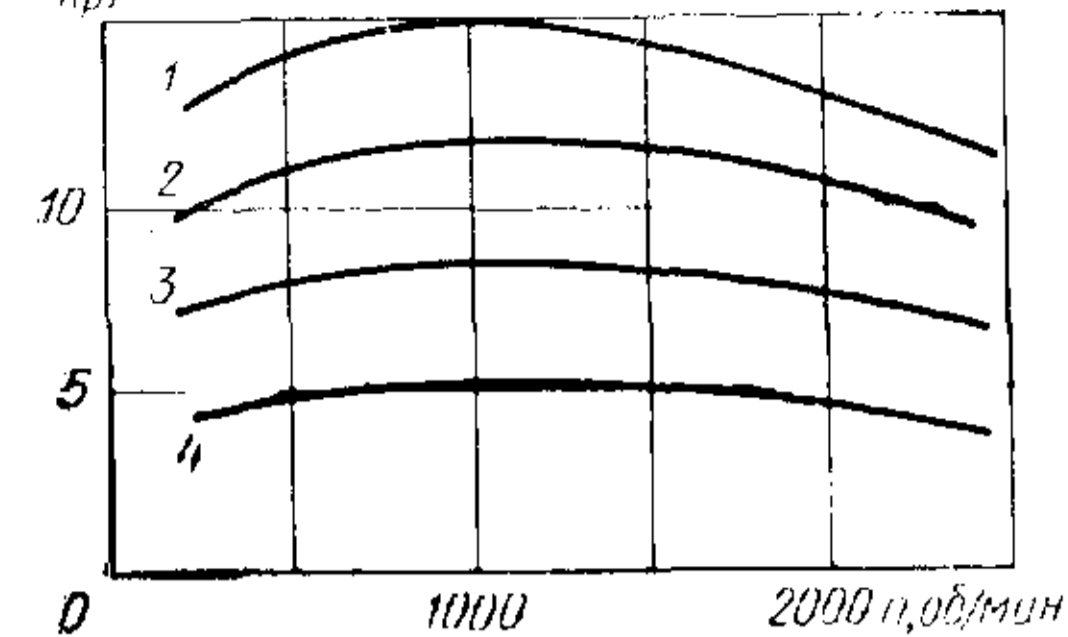


Рис. 75. Зависимость крутящего момента $M_{кр}$ двигателя Стирлинга от максимального давления рабочего тела p_{\max} и частоты вращения вала n :
 1 — $p_{\max} = 140 \text{ кгс/см}^2$; 2 — $p_{\max} = 110 \text{ кгс/см}^2$; 3 — $p_{\max} = 80 \text{ кгс/см}^2$; 4 — $p_{\max} = 50 \text{ кгс/см}^2$

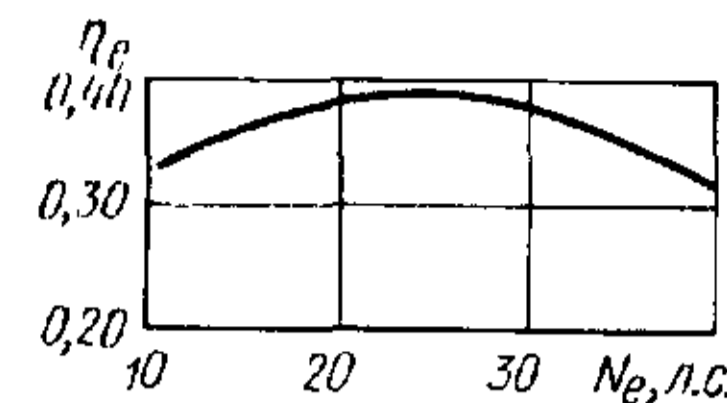


Рис. 76. Влияние эффективной мощности N_e на эффективный к. п. д. η_e двигателя Стирлинга при $n = \text{const}$

где $M_{кр \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя при работе по внешней характеристике; $M_{кр н}$ — крутящий момент двигателя при работе на номинальном режиме.

Приспособляемость двигателя в значительной степени зависит от отношения гидравлических потерь к полному индикаторному давлению $(p_{10} - p_i) / p_{10}$.

Исследования показывают, что внешние характеристики двигателей Стирлинга соответствуют внешним характеристикам современных двигателей внутреннего сгорания. Двигатель Стирлинга имеет благоприятное протекание характеристик крутящего момента, т. е. с уменьшением частоты вращения вала двигателя крутящий момент возрастает (рис. 75) [48]. В некоторых случаях приспособляемость двигателя Стирлинга примерно на 50% выше, чем у карбюраторного двигателя. Это позволяет использовать двигатели Стирлинга на современных автомобилях с теми же коробками передач, что и для автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Число ступеней передач для двигателей Стирлинга может быть меньше, так как к. п. д. его снижается на частич-

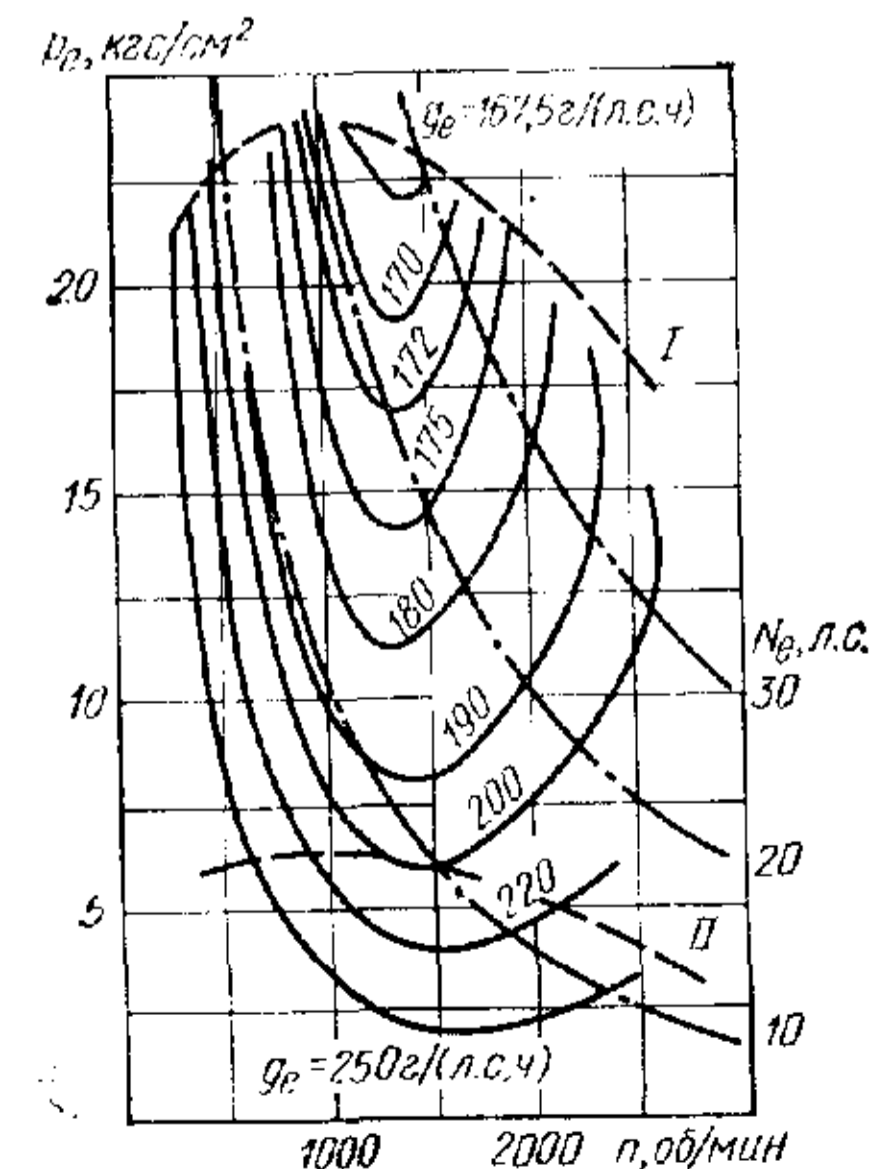


Рис. 77. Комбинированная характеристика двигателя Стирлинга:
 I — $p_{\max} = 140 \text{ кгс/см}^2$; II — $p_{\max} = 50 \text{ кгс/см}^2$

ных нагрузках в меньшей мере, чем к. п. д. двигателя внутреннего сгорания (рис. 76) [25].

При сравнении двигателей широко используются комбинированные характеристики, представляющие собой зависимость между многими параметрами двигателя. Такая характеристика двигателя Стирлинга приведена на рис. 77 [48]. Комбинированная характеристика позволяет выявить зону наиболее экономичной работы двигателя.

ОСОБЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

При современном развитии техники остро стоит вопрос о необходимости создания энергетических установок, в которых могут быть использованы различные источники тепловой энергии, не загрязняющие окружающую среду и имеющие низкий уровень шума и вибрации. К таким перспективным силовым установкам можно отнести двигатели Стирлинга.

Поскольку современные образцы двигателей Стирлинга имеют такие же удельные показатели по расходу топлива, мощности, массе и габаритным размерам, как и двигатели внутреннего сгорания, а в отдельных случаях и превосходят их, то большое значение приобретают особенности тепловых двигателей этого типа, которые следует учитывать при решении вопроса об их применении. К особенностям двигателей Стирлинга следует отнести высокий к. п. д., возможность использования различных тепловых источников, в том числе и тепловых аккумуляторов, малую токсичность (или отсутствие ее), низкий уровень шума и вибрации, незначительный расход смазочного материала, высокий к. п. д. при работе на неноминимальном режиме, нечувствительность к пыли в окружающей среде, возможность работы со значительными кратковременными перегрузками, большую теплоотдачу в охлаждающую среду, сложность регулирования и пока относительно высокую стоимость изготовления.

Высокий к. п. д. Возможность получения высокого к. п. д., а следовательно, и большой экономичности является важной особенностью двигателя Стирлинга. Это связано с тем, что термический к. п. д. термодинамического цикла Стирлинга равен к. п. д. цикла Карно. По данным фирмы Филипс, двигатели в диапазоне мощностей 6—900 л. с. имеют к. п. д. 0,26—0,43, а в диапазоне мощностей 0,014—0,39 л. с. их к. п. д. составляет 0,079—0,14. В настоящее время созданы двигатели Стирлинга с к. п. д. 0,41—0,43, ведутся работы над двигателем с к. п. д. 0,50, т. е. с удельным расходом жидкого нефтяного топлива около 127 г/(л. с. ч). Предельная величина к. п. д. с учетом достигнутых в настоящее время температур составляет около 0,6. Однако для реализации этих возможностей необходимо преодолеть значительные конструктивные и технологические

трудности и трудности, связанные с подбором материалов для изготовления деталей двигателя.

Различные тепловые источники. Внешний подвод теплоты, используемый в двигателе Стирлинга, позволяет применять различные тепловые источники без каких-либо существенных изменений конструкции двигателя.

Практически все ископаемые топлива от твердых до газообразных могут быть непосредственно использованы в двигателе Стирлинга. Для этого двигатель оборудуют камерой сгорания с рекуперативным теплообменником для подогрева воздушного заряда теплотой отработавших газов.

Фирма Филипс построила агрегат постоянного тока мощностью 10 л. с. с двигателем Стирлинга, который работал на жидком топливе различных видов (спирте, этилированном бензине, керосине, дизельном топливе, мазуте, соляровом, оливковом и подсолнечном маслах, сырой нефти) и на некоторых газах (пропане, бутане, природном газе). При любой нагрузке двигатель переводился без остановки с одного вида топлива на другой, при этом было зафиксировано незначительное влияние вида топлива на мощность и экономичность двигателя.

По мере увеличения долговечности двигателя Стирлинга (в настоящее время гарантируемый фирмами-изготовителями моторесурс составляет 10 000—15 000 ч) все больший интерес вызывает применение ядерного горючего в качестве источника теплоты. В начале 60-х годов в США разрабатывался проект создания судовой силовой установки с двигателем Стирлинга мощностью в несколько тысяч лошадиных сил с атомным реактором в качестве источника тепловой энергии [10]. Наряду с высокотемпературными атомными реакторами, пригодными для питания двигателей Стирлинга средней и большой мощности (от нескольких сот до нескольких тысяч л. с.) имеется возможность использовать для питания двигателей Стирлинга малой мощности (0,7—20 л. с.) радиоизотопных источников тепловой энергии.

Фирмой Аллисон была спроектирована, построена и испытана космическая энергоустановка мощностью 3 кВт с двигателем Стирлинга, использующим в качестве источника тепловой энергии солнечную радиацию [10]. В этом случае двигатель получает теплоту от абсорбера, расположенного в фокусе отражательного коллектора, концентрирующего лучистую солнечную энергию на абсорбер, в котором нагревается теплоноситель, необходимый для подвода теплоты к двигателю. В качестве теплоносителя в абсорбере используется калиево-натриевый расплав, отдающий теплоту рабочему телу — гелию в нагревательном теплообменнике двигателя. Система имеет также блок аккумуляции теплоты с гидридом лития, который используется в то время, когда аппарат попадает в тень Земли. Энергетическая установка оказалась наиболее легкой и малогабарит-

ной по сравнению со всеми конкурирующими системами. Она работала более 1000 ч.

В городах с высокой интенсивностью движения для применения на транспортных средствах большие перспективы имеет двигатель Стирлинга с тепловым аккумулятором.

Влияние на окружающую среду (токсичность, шум, вибрации). Очевидно, что о токсичности двигателя Стирлинга (в обычном смысле этого понятия) можно говорить только при использовании теплоты сгорания топлива.

Наиболее широкое распространение в настоящее время получили двигатели Стирлинга, работающие на жидком топливе нефтяного происхождения. При этом источниками выделения токсичных веществ являются продукты сгорания топлива и испарения его из системы питания. Двигатель Стирлинга работает по замкнутому циклу, поэтому в его картере нет продуктов сгорания и вследствие этого из картера не выделяются токсичные вещества.

Испарение топлива в атмосферу в двигателе Стирлинга значительно меньше, чем у карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, так как топливная система закрытого типа. Практически единственный источник токсичных веществ — продукты сгорания, выходящие в атмосферу из камеры сгорания.

Основными токсичными веществами, содержащимися в продуктах сгорания такого топлива, являются окись углерода CO; несгоревшие углеводороды C_xH_y , окислы азота NO_x , альдегиды, сажа, окислы серы (при использовании сернистых топлив), соединения свинца (для этилированных бензинов) [16].

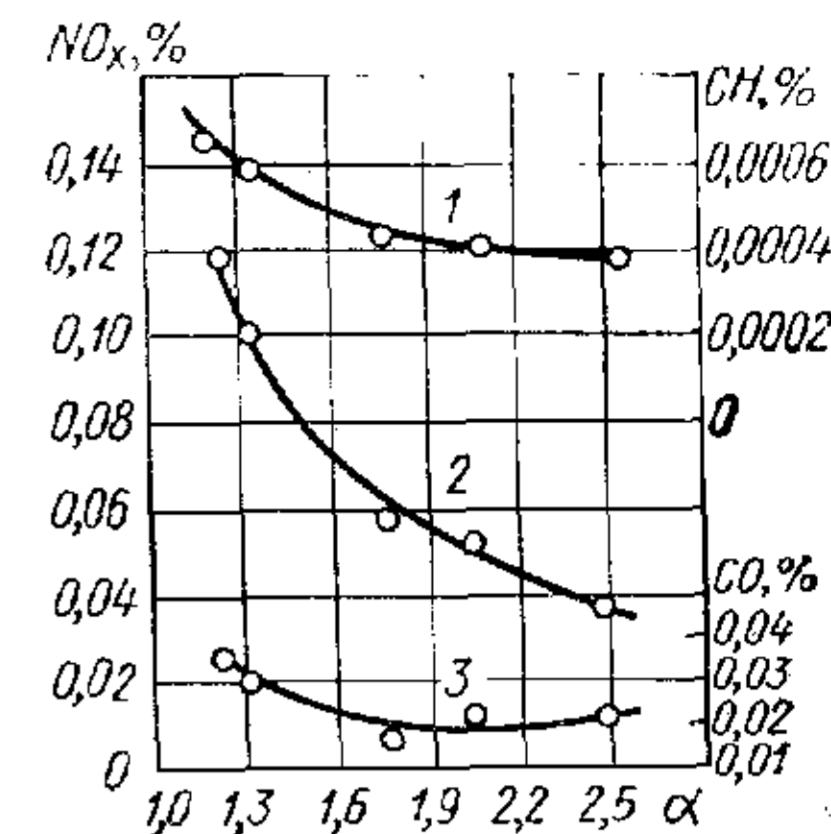
Оценим токсичность двигателя Стирлинга по выделению окиси углерода, углеводородов, окислов азота, а также по дымности. На эти выделения имеются или вводятся законодательные ограничения. Токсичные продукты неполного сгорания (CO и C_xH_y) являются следствием недостатка кислорода при сгорании (при малых общих или местных коэффициентах избытка воздуха).

Сажа в отработавших газах появляется в тех случаях, когда происходит термическое разложение углеводородного топлива (крекинг) при высоких температурах и недостатке кислорода.

Камеры сгорания двигателя Стирлинга подобны камерам сгорания газотурбинных и паровых двигателей. Процесс сгорания в них является стационарным. В таких условиях можно обеспечить достаточно хорошее качество смесеобразования. Воздух, поступающий в камеру сгорания, подогревается в специальном подогревателе отработавшими газами. Очевидно, что выделение токсичных веществ с отработавшими газами в двигателе Стирлинга зависит от коэффициента избытка воздуха при

* Под NO_x понимается суммарное количество окиси NO и двуокиси NO_2 азота.

Рис. 78. Влияние коэффициента избытка воздуха α на основные токсичные компоненты в отработавших газах двигателя Стирлинга модели GPU: 1 — несгоревшие углеводороды; 2 — окислы азота; 3 — окись углерода



сгорании α и температуры воздуха на входе в камеру сгорания T_k . На рис. 78 показано влияние α на концентрацию основных токсичных компонентов (CO , C_xH_y , NO_x) в отработавших газах.

С увеличением коэффициента избытка воздуха при сгорании уменьшается концентрация NO_x , CO и C_xH_y . Рассмотрение массы токсичных компонентов, выделяющихся при сгорании единицы количества топлива, приводит к такому же выводу [16]. Необходимо отметить очень малые концентрации CO и C_xH_y . Концентрация NO_x уменьшается с ростом α из-за более существенного влияния снижения температуры по сравнению с влиянием увеличения количества свободного кислорода в продуктах сгорания. Так как при увеличении α к. п. д. двигателя несколько падает, то рациональное значение коэффициента избытка воздуха при сгорании составляет примерно 1,5—1,8.

С повышением температуры воздуха, поступающего в камеру сгорания, при постоянном коэффициенте избытка воздуха содержание продуктов неполного сгорания (CO и C_xH_y) уменьшается, а концентрация NO_x возрастает (рис. 79). К. п. д. двигателя Стирлинга также увеличивается с возрастанием T_k . Уменьшение концентрации CO и C_xH_y объясняется улучшением условий сгорания в более горячем воздухе. Увеличение концентрации NO_x вызвано повышением максимальной температуры сгорания при неизменном коэффициенте избытка воздуха. Температура воздуха на входе в камеру сгорания в двигателях Стирлинга достигает 600—800° С [14].

Необходимо отметить, что отработавшие газы двигателя Стирлинга не имеют запаха и практически не содержат сажи [40].

Приведенные выше материалы показывают, что наибольшее влияние на токсичность отработавших газов двигателя Стирлинга оказывают окислы азота. Выделение их может быть уменьшено воздействием на условия сгорания топлива в камере (уменьшением максимальной температуры и концентрации кислорода). Для понижения температуры в зоне сгорания подбирают соответствующие параметры камеры сгорания или применяют рециркуляцию отработавших газов (как и в двигателях внутреннего сгорания) [16].

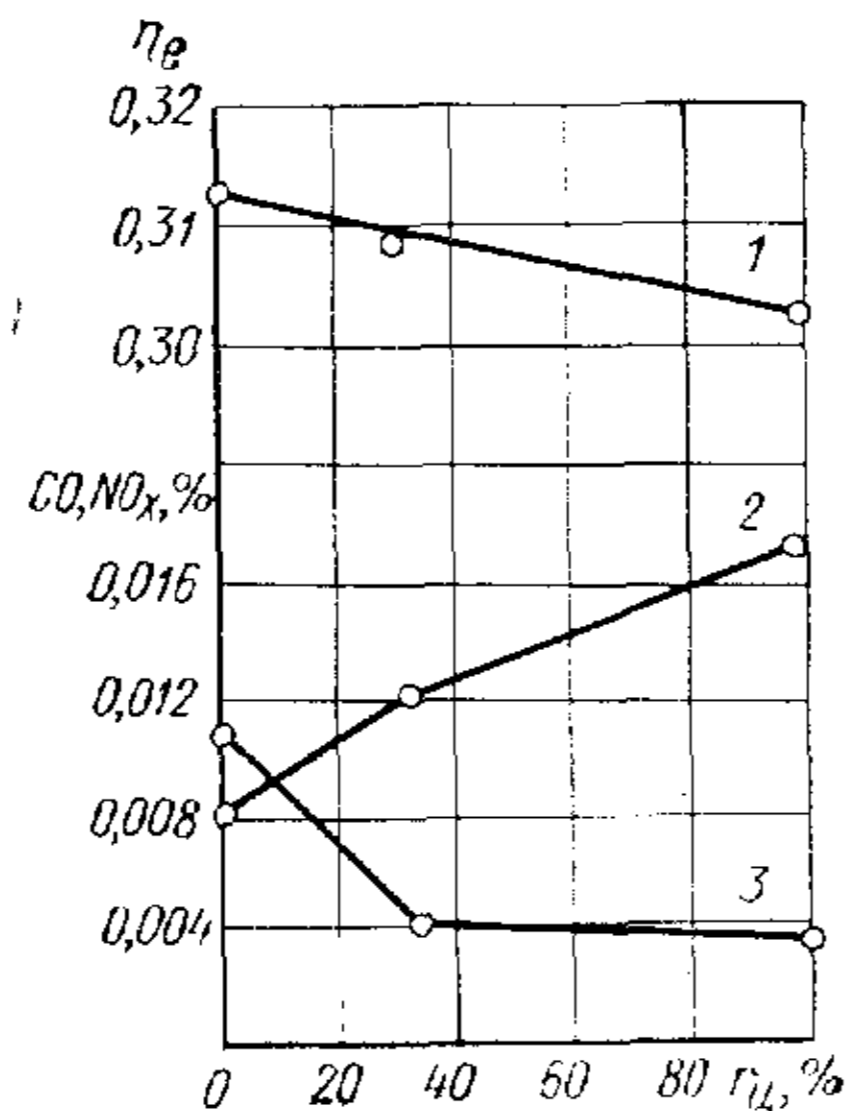
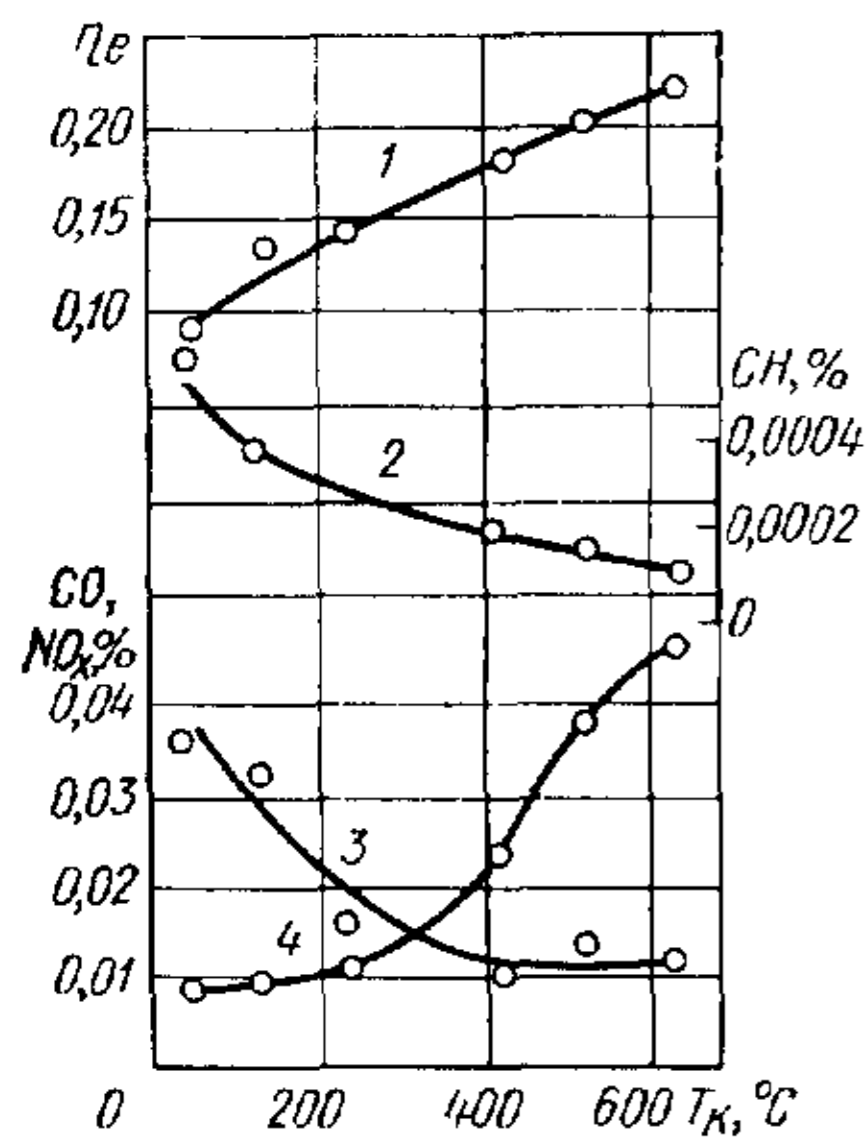


Рис. 79. Влияние температуры воздуха T_k на входе в камеру сгорания на концентрацию токсичных компонентов в отработавших газах и эффективный к. п. д. двигателя Стирлинга: 1 — η_e ; 2 — несгоревшие углеводороды; 3 — окись углерода; 4 — окислы азота

Рис. 80. Влияние количества рециркулирующих газов $\gamma_{ц}$ в процентах от количества поступающего воздуха на концентрацию токсичных компонентов в отработавших газах и эффективный к. п. д. η_e двигателя Стирлинга: 1 — η_e ; 2 — окись углерода; 3 — окислы азота

На рис. 80 показано влияние рециркуляции отработавших газов на токсичность двигателя. Увеличение количества перепускаемых отработавших газов более 33% количества поступающего свежего воздуха нецелесообразно, так как при этом существенно возрастает концентрация CO, а концентрация NO_x уменьшается менее значительно.

7. Токсичные составляющие отработавших газов

Тип двигателя	Токсичные составляющие в мг/(л. с. · с)		
	NO _x	CO	C _x H _y
Стирлинга	0,1—0,2	0,05—0,2	0,0015—0,009
Газовая турбина (с регенератором)	0,7—2,0	2,0—3,6	0,0120—0,072
Дизель	0,4—2,0	0,2—5,0	0,6—12
Карбюраторный двигатель	0,6—2,0	40—100	15—120

Для оценки уровня токсичности двигателя Стирлинга в табл. 7 приведены удельные выделения токсичных веществ в этом двигателе, в дизеле, газовой турбине и карбюраторном двигателе.

Из приведенной таблицы следует, что даже без принятия специальных мер токсичность отработавших газов двигателей Стирлинга значительно ниже токсичности тепловых двигателей других типов.

Основными источниками шума в двигателях внутреннего сгорания являются турбокомпрессор, процесс сгорания, процессы впуска и выпуска, механизм газораспределения, кривошипно-шатунный и вспомогательные механизмы (из-за наличия зазоров в зубчатых зацеплениях, периодически перекрывающихся зазоров в подвижных соединениях и т. п.). Генерацию шума вспомогательными механизмами в двигателях внутреннего и внешнего сгорания можно принять одинаковой, другие источники шума в двигателях Стирлинга отсутствуют, поэтому уровень шума, производимого работающим двигателем Стирлинга, значительно меньше, чем у двигателя внутреннего сгорания. Внешнее сгорание в двигателе Стирлинга происходит непрерывно и не имеет взрывного характера, благодаря чему при сгорании и выпуске шум почти не генерируется.

Кроме того, давление в цилиндрах двигателя Стирлинга изменяется плавно, практически по синусоидальному закону. Впускные и выпускные клапаны, а также механизм газораспределения в двигателе Стирлинга отсутствуют. Уровень шума этого двигателя в среднем на 20—30 дБ ниже, чем дизеля такой же мощности.

Двигатель Стирлинга с обычным кривошипно-шатунным механизмом имеет примерно ту же неуравновешенность, что и двигатели внутреннего сгорания. Однако применение в двигателе Стирлинга ромбического приводного механизма позволяет уравновесить почти полностью все инерционные силы и моменты от них. При этом амплитуда колебаний свободно подвешенного двигателя составляет 5—8 мкм.

Расход смазочного масла. В двигателях внутреннего сгорания попадание масла в цилиндр, с одной стороны, ведет к выгоранию масла, а с другой, — к его старению вследствие соприкосновения с горячими газами и деталями двигателя.

В двигателях Стирлинга при применении уплотнения нового типа — свертывающейся диафрагмы масло практически не может попасть в рабочие полости и, кроме того, нигде не соприкасается ни с горячими газами, ни с нагретыми деталями, поэтому не происходит ни выгорания, ни осмоления масла. Вследствие этого в двигателях Стирлинга отпадает необходимость в периодическом добавлении масла. В принципе двигатель Стирлинга может проработать в течение всего моторесурса с первоначально заправленным маслом (если оно с течением времени не изменяет своих качеств под воздействием окружающей среды), которое очищается только от абразивных частиц. Для двигателей Стирлинга большой и средней мощности это является важнейшим экономическим преимуществом (стоимость смазочного мас-

ла в 8—10 раз выше стоимости топлива). Для двигателей Стирлинга малой мощности это значительно уменьшает трудоемкость обслуживания.

Попадание масла в рабочие полости двигателя Стирлинга крайне нежелательное и чрезвычайно вредное явление, так как при этом парами масла загрязняется набивка регенератора и значительно ухудшается его к. п. д., а также изменяются свойства рабочего тела и, как следствие, эффективный к. п. д. двигателя. Поэтому в двигателе Стирлинга применяются несмазываемые поршневые кольца, а смазочный материал требуется только для смазки механизма привода и вспомогательных агрегатов. В качестве поршневых уплотнений в двигателе применяются неразрезные кольца из фторопласта или композиционных материалов на основе последнего.

Высокий к. п. д. при работе на неномиальных режимах. Топливная экономичность транспортного двигателя в эксплуатации характеризуется среднеэксплуатационной экономичностью.

В двигателе Стирлинга снимаемая с вала мощность регулируется путем изменения давления рабочего тела во внутренних полостях двигателя. В то же время температуры нагревателя и охладителя автоматически поддерживаются постоянными. Следовательно, при изменении мощности и частоты вращения вала граничные температуры и их отношение остаются постоянными. Благодаря этому экономичность двигателя при работе на неномиальном режиме меняется незначительно. Так, при изменении частоты вращения от номинальной до 20% номинальной несколько увеличивается эффективный к. п. д. двигателя. Таким образом, установки с двигателем Стирлинга обладают высокой экономичностью.

Надежный и быстрый пуск двигателя при низкой температуре. Двигатель Стирлинга, имеющий большое давление рабочего тела во внутренних полостях и достаточно высокую температуру трубок нагревателя, легко пускается при любой температуре окружающей среды. Его пуск зависит исключительно от надежности, с которой может быть воспламенено топливо в камере сгорания. Свеча зажигания, которая объединена с форсункой в одно целое, практически гарантирует пуск двигателя при любых параметрах окружающей среды.

Нечувствительность к пыли окружающего пространства. Так как двигатель Стирлинга — двигатель внешнего сгорания, то пыль, попадающая в воздушный заряд камеры сгорания из окружающего пространства, не поступает в цилиндры и картер (в двигателе Стирлинга вентиляция картера не требуется). Вследствие этого в двигателе Стирлинга отсутствует дополнительный абразивный износ движущихся деталей механизма привода. Кроме того, из-за малой скорости движения воздушного заряда и отработавших газов в рекуперативном теплообменнике

камеры сгорания (подогревателе воздушного заряда) и в ее распыливающем устройстве коррозия этих деталей незначительна.

Работа с кратковременными перегрузками. Моторесурс двигателей Стирлинга определяется скоростью наступления предела ползучести материала деталей нагревателя, работающих при высокой температуре. С повышением давления рабочего тела во внутренних полостях двигателя скорость наступления предела ползучести возрастает. Тем не менее, кратковременные перегрузки, связанные с повышением давления рабочего тела во внутренних полостях, незначительно уменьшают долговечность двигателя, так как температура деталей нагревателя остается неизменной.

В общем случае любой двигатель Стирлинга может гарантированно выдерживать кратковременную 50—80%-ную перегрузку без заметного снижения долговечности.

Теплоотдача в охлаждающую среду. Вследствие наличия в двигателе Стирлинга замкнутой системы циркуляции рабочего тела теплоотвод практически полностью осуществляется через охладитель, при этом теплоотвод должен происходить при возможно более низких температурах. Поэтому количество теплоты, отводимое в охлаждающую воду, в двигателе Стирлинга приблизительно в 2 раза больше, чем в двигателях внутреннего сгорания, при их одинаковых эффективных к. п. д. Следовательно, размеры радиатора системы охлаждения двигателей Стирлинга на транспортных средствах получаются больше, чем у двигателей внутреннего сгорания того же назначения.

В судовых двигателях Стирлинга эта особенность не является серьезным недостатком.

Сложная система регулирования. Особенности организации рабочего процесса двигателя Стирлинга обусловили сложность его системы регулирования. Об этом свидетельствует большое количество изобретений, связанных с усовершенствованием этой системы. Часть этих усовершенствований связана с улучшением работы двигателя на неустановившихся и переходных режимах.

Высокая стоимость. До недавнего времени стоимость наиболее доведенных моделей двигателей Стирлинга была в 2—3 раза больше, чем стоимость двигателей внутреннего сгорания такой же мощности. Создание двигателей двойного действия существенно уменьшило этот недостаток. В настоящее время создатели двигателей Стирлинга заняты интенсивными поисками решений, позволяющих существенно снизить их стоимость. Ряд этих решений (создание двигателей двойного действия, приводного механизма с косою шайбой, применение отъемного нагревателя и простых по конструкции подогревателей воздуха, упрощение технологии изготовления и т. п.) уже реализован, что позволило значительно снизить стоимость двигателя и улучшить его показатели. По оптимистическим прогнозам некоторых ис-

следователей можно предположить, что при серийном выпуске доведенных двигателей Стирлинга их стоимость станет одинаковой со стоимостью двигателей внутреннего сгорания такой же мощности.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА

Тепловой аккумулятор состоит из теплоносителя, или теплозапасяющего материала, контейнера, в котором он хранится, тепловой изоляции, обуславливающей минимальную утечку «запасенной» теплоты, и устройства для подвода теплоты к теплоносителю.

Теплоноситель должен иметь большую удельную теплоемкость; большую теплоту плавления при температуре плавления более высокой, чем максимальная температура рабочего тела в двигателе; низкое давление паров при рабочей температуре двигателя; высокую плотность для обеспечения компактности теплового аккумулятора; химическую стабильность во всем диапазоне рабочих температур; достаточно высокую механическую и термическую прочность; совместимость с материалом контейнера и поверхности теплопередачи; низкую стоимость. Кроме того, теплоноситель должен быть практически нетоксичным и допускать большое число циклов перезарядки. В природе не существует материала, который обладал бы всеми перечисленными выше свойствами, однако, возможно создание искусственных материалов, в разной степени удовлетворяющих указанным требованиям.

Тепловые аккумуляторы могут быть двух типов: с теплоносителем в твердом состоянии и с теплоносителем в жидком состоянии.

На рис. 81 показана массовая и объемная энергоемкость некоторых материалов, которые могут быть использованы в качестве теплоносителя. За нижнюю границу температурного интервала была принята температура 538°C , так как при этой температуре двигатель Стирлинга имеет еще достаточно высокий термический к. п. д.

Верхняя граница температурного интервала для отдельных материалов ограничивалась степенью изученности их теплофизических характеристик при этой температуре. Следует заметить, что практические ограничения по совместимости материала теплоносителя и материалов контейнера и изоляции могут существенно менять границы рабочего интервала температур. Тем не менее, приведенная на рис. 81 гистограмма позволяет оценить относительный потенциал по удельной массовой и объемной энергоемкости каждого из приведенных материалов.

Четыре вещества — LiH , LiF , NaF и Mg_2Si представляют собой жидкие соли. Гидрат лития LiH имеет наибольшую удельную массовую энергоемкость. Однако эта соль разлагается при

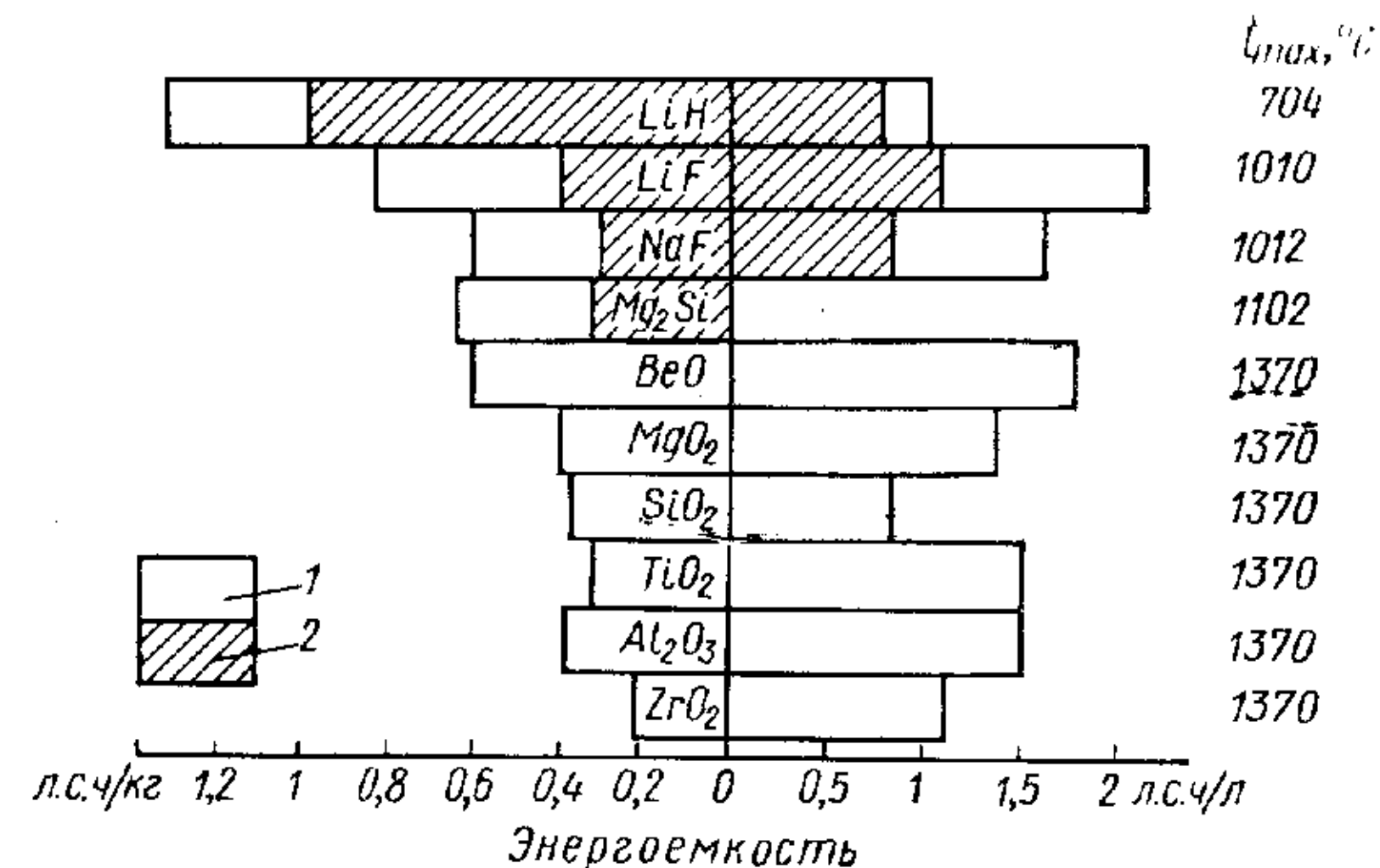


Рис. 81. Энергоемкость различных теплоносителей:
1 — воспринятое тепло; 2 — скрытая теплота плавления

сравнительно низкой температуре, лишь незначительно превосходящей ее температуру плавления (690°C). Фторид лития LiF сравним по удельной, массовой и объемной энергоемкости с гидратом лития LiH и имеет высокую температуру плавления (847°C), что делает его более пригодным для использования в качестве теплоносителя.

Другие материалы — твердые вещества, они запасают тепловую энергию без фазовых переходов, и поэтому их температура по мере отдачи теплоты понижается. Для одинаковых количеств и конечной температуры теплоносителя это приводит к уменьшению количества используемой теплоты по сравнению с жидкими теплоносителями.

Хотя допустимая верхняя рабочая граница температуры для указанных на рис. 81 твердых материалов более высокая, чем для корродирующих жидких (расплавов солей), тем не менее трудности в подборе надежной и высокоэффективной изоляции, работающей при этих температурах в течение длительного срока, делают такие рабочие температуры труднореализуемыми. Эти трудности усугубляются циклическим изменением температуры ($1800-700-1800^{\circ}\text{C}$) теплозапасяющих материалов.

Применение твердых материалов в тепловом аккумуляторе целесообразно при верхней границе рабочих температур свыше 1200°C . Однако в настоящее время практически трудно обеспечить надежную работу двигателя при такой температуре. Вещества с изменением агрегатного состояния при нагревании и с достаточно высокой массовой и объемной энергоемкостью имеют верхнюю границу рабочих температур около $1000-1100^{\circ}\text{C}$, при которых возможна надежная работа двигателя. Кроме того, при использовании жидкого теплоносителя упрощается пере-

дача запасенной теплоты во внутренний контур двигателя. Нагревательные трубки двигателя можно поместить непосредственно в расплаве теплоносителя, что обуславливает достаточно эффективную передачу теплоты от жидкого теплоносителя рабочему телу.

В случае применения твердого теплозапасяющего материала теплопередача от него к нагревателю двигателя осуществляется промежуточным теплоносителем, теплофизические свойства которого в конечном итоге определяют эффективность теплопередачи. В то же время при использовании промежуточного теплоносителя (обычно газа) требуется развитая теплообменная поверхность как со стороны нагревателя двигателя, так и со стороны теплозапасяющего материала. Поэтому в тепловом аккумуляторе твердый теплозапасяющий материал может быть применен только в виде высокопористой массы, имеющей большую теплообменную поверхность. Вследствие этого действительная объемная энергоёмкость твердого теплозапасяющего материала будет в несколько раз меньше, чем приведенная на рис. 81 объемная энергоёмкость твердого материала в состоянии монолита. Положительным качеством твердых теплозапасяющих материалов является то, что они не вызывают коррозии материала контейнера, трубопроводов и нагревателя двигателя. В настоящее время наиболее подходящими теплозапасяющими материалами для двигателей Стирлинга являются в твердой фазе — окись алюминия Al_2O_3 , а в жидкой — фторид лития LiF . Из этих теплозапасяющих материалов в тепловых аккумуляторах чаще применяется фторид лития в жидкой фазе.

Проведенные испытания на совместимость фторида лития с рядом материалов при высоких температурах показали, что сплав марки хастеллой С (17% Cr, 17% Mo, 2% Mn) оказался наилучшим по коррозионной стойкости при длительном контакте с фторидом лития (свыше 4000 ч), причем температура изменялась циклически (цикл около 3 ч) с 427 до 900°С, что наиболее полно соответствует реальным условиям работы теплового аккумулятора. В случае применения фторида лития в качестве теплозапасяющего материала трудно обеспечить надежную теплопередачу во время зарядки и разрядки теплового аккумулятора.

Проблема теплопередачи от постороннего источника к фториду лития осложняется из-за того, что LiF меняет фазовое состояние во время зарядки и разрядки. При застывании объем лития уменьшается почти на 50%, что вызывает образование раковин в застывшем расплаве. Наибольшее отрицательное воздействие на эффективность двигателя оказывают раковины, образующиеся на теплопередающих поверхностях нагревающих элементов при зарядке теплового аккумулятора, то элементы перегреваются и разрушаются.

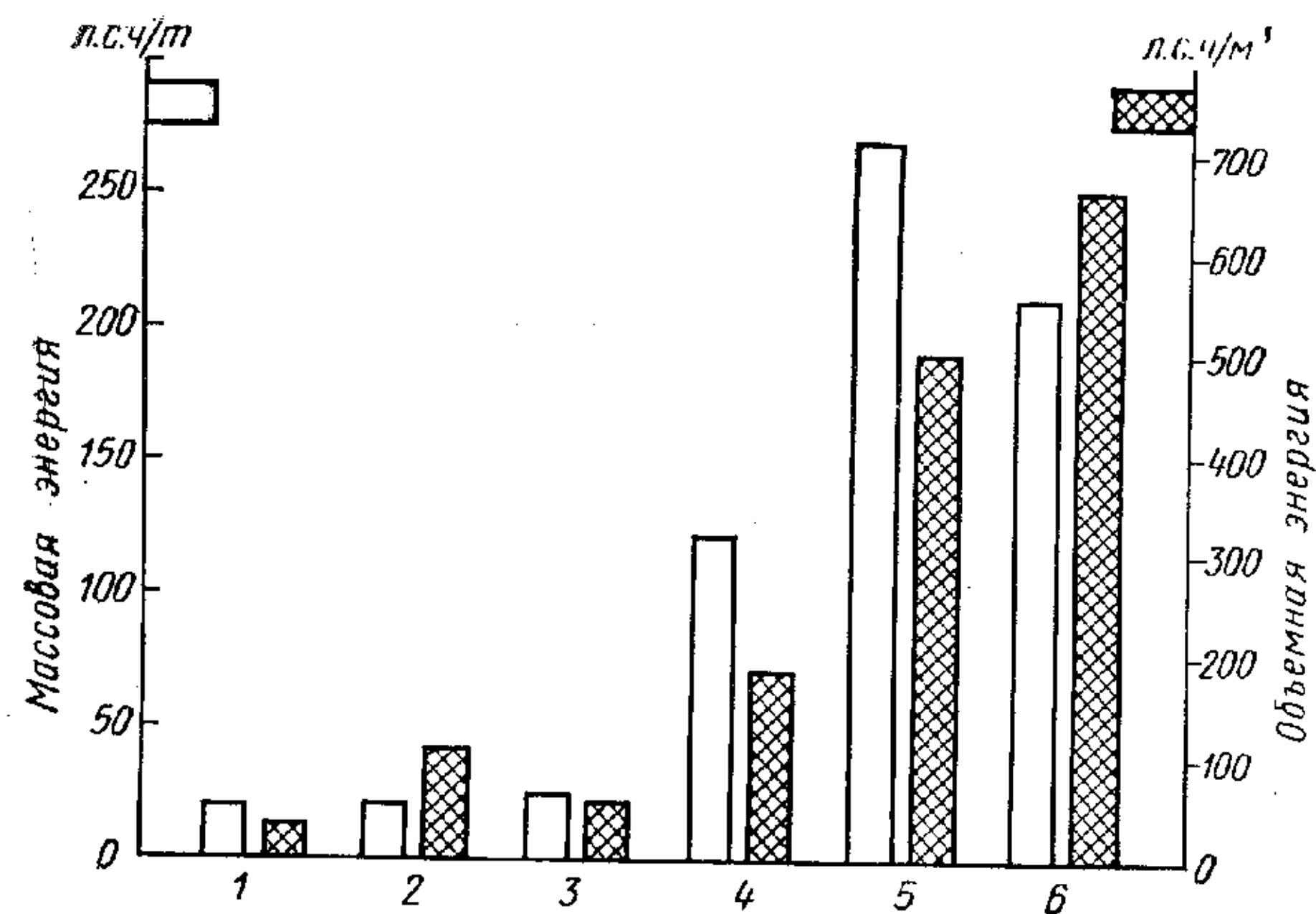


Рис. 82. Объемная и массовая энергоёмкости различных энергетических систем типа аккумулятор энергии—преобразующее устройство:
 1 — работа, которую может произвести сжатый газ; 2 — энергия, запасенная маховиком; 3 — энергия свинцово-кислотного аккумулятора; 4 — энергия серебряноцинкового аккумулятора; 5 — тепловой аккумулятор LiF — двигатель Стирлинга с $\eta_e=0,36$; 6 — тепловой аккумулятор Al_2O_3 — двигатель Стирлинга с $\eta_e=0,36$

Кроме отрицательного воздействия на процесс теплопередачи, раковины вызывают значительные механические напряжения в деталях контейнера. Структура раковин, как было установлено экспериментально, зависит в основном от скорости теплопередачи. Так, при медленном внутреннем охлаждении расплава образуются большие раковины, в случае быстрого охлаждения застывающий расплав не содержит больших раковин.

На рис. 82 приведены объемная и массовая энергоёмкость различных энергетических систем типа аккумулятор энергии — преобразующее устройство [9]. Как по объемной, так и по массовой энергоёмкости система тепловой аккумулятор — двигатель Стирлинга (с $\eta_e=0,36$) в несколько раз превосходит другие системы, в том числе и наиболее перспективную: электрические серебряноцинковые батареи — электродвигатель. Кроме того, время увеличения емкости теплового аккумулятора на 1 кВт·ч в десятки раз меньше, чем у любых электрических аккумуляторных батарей с ограниченной плотностью зарядного тока.

В зависимости от того, в какой фазе — твердой или жидкой используется теплозапасяющий материал в тепловом аккумуляторе, возможны различные конструктивные схемы системы тепловой аккумулятор — двигатель Стирлинга.

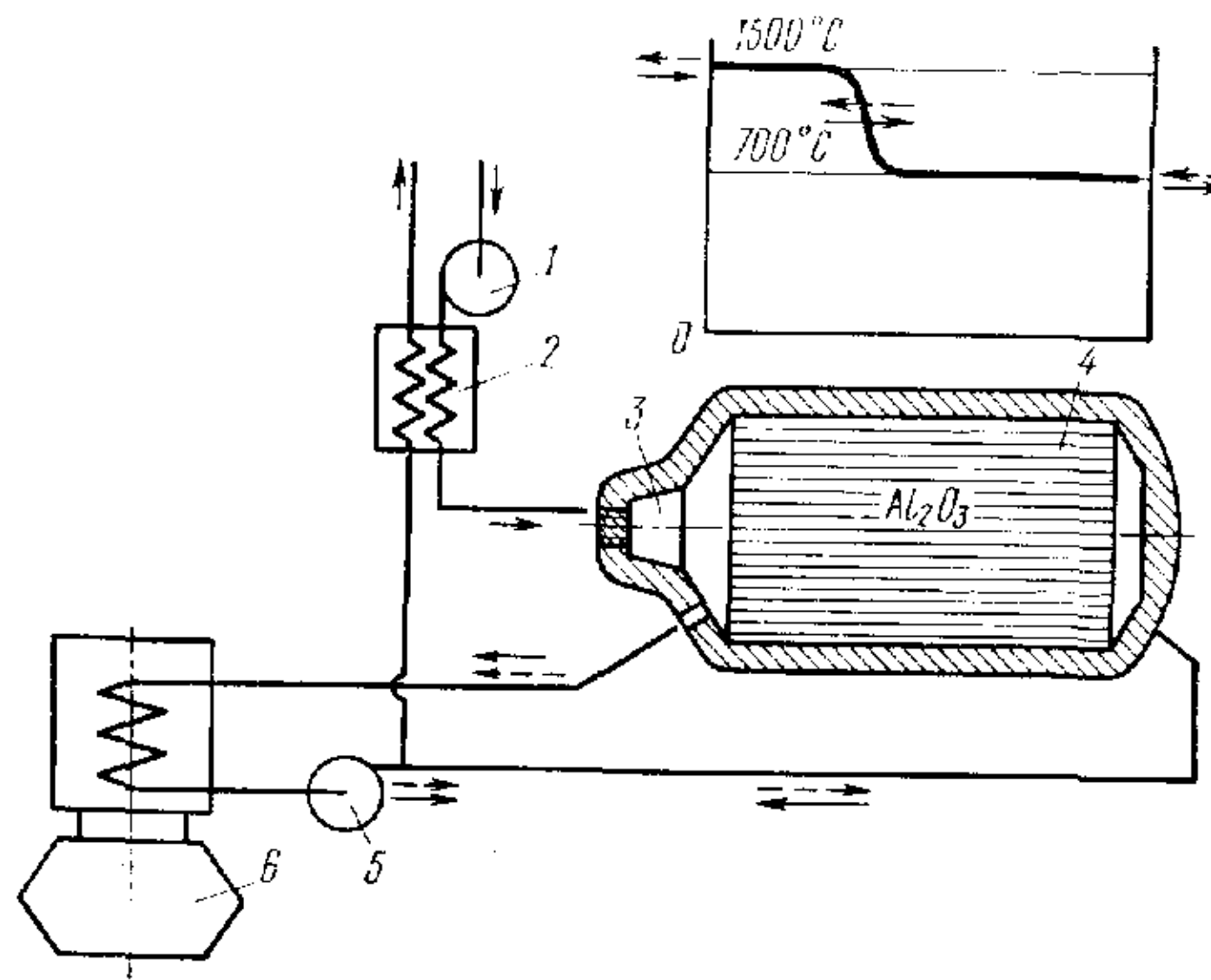


Рис. 83. Энергетическая система тепловой аккумулятор с твердым теплозапасующим материалом—двигатель Стирлинга: штриховые стрелки — зарядка теплового аккумулятора; сплошные стрелки — разрядка

На рис. 83 изображена схема системы с твердым теплозапасующим материалом в виде окиси алюминия Al_2O_3 . Воздуходувка 1 через подогреватель 2 подает воздух в камеру сгорания 3, объединенную с контейнером теплового аккумулятора 4. При зарядке теплового аккумулятора и одновременной работе двигателя 6 продукты сгорания с высокой температурой циркулируют по двум контурам: одна часть через нагревательный контур двигателя и неработающую высокотемпературную воздуходувку 5 поступает в сборный канал и после прохождения предварительного подогревателя 2 выбрасывается в атмосферу; другая — проходит через пористую массу теплозапасующего материала, отдает ей свое тепло, а затем через сборный канал и предварительный подогреватель также выбрасывается в атмосферу. После того как температура массы теплозапасующего материала достигнет определенной величины ($1500^\circ C$, как показано на графике вверху) воздуходувка 1 отключается, и работа камеры сгорания 3 прекращается, а система клапанов отсоединяет воздушно-газовые коммуникации от атмосферы. Одновременно включается высокотемпературная воздуходувка 5 и продукты сгорания, оставшиеся в тепловом аккумуляторе и нагревательном контуре двигателя, циркулируют теперь по замкнутому контуру: тепловой аккумулятор — нагревательный контур двигателя. По мере снижения температуры теплозапасующего материала количество теплоты, передаваемой в контур двигателя, уменьшается. Чтобы в этом случае сохранить постоянным количество теплоты, вводимой в двигатель, увеличивают частоту вращения воздуходувки 5, вследствие чего возрастает секундный расход циркулирующего газа в замкнутом контуре.

Схема с использованием в качестве теплозапасующего материала жидкого расплава соли LiF при температуре более высокой, чем температура плавления, показана на рис. 84. Вместо

высокотемпературной воздуходувки для поддержания циркуляции расплава LiF в замкнутом контуре теплового аккумулятора 4 — нагреватель двигателя 5 используется высокотемпературный циркуляционный насос 6. В систему замкнутого контура фторид лития заливают в расплавленном состоянии при температуре более высокой, чем температура его плавления. При падении температуры расплава соли LiF до температуры плавления включается в работу воздуходувка 1 и камера сгорания 3, вследствие чего повышается температура расплава до необходимой, затем камера сгорания вновь отключается. Воздух подается в камеру сгорания через подогреватель 2. Таким образом, при работе системы тепловой аккумулятор — двигатель Стирлинга по этой схеме скрытая теплота плавления фторида лития не используется, что, с одной стороны, несколько ухудшает массовую и объемную энергоемкости системы, но, с другой стороны, обеспечивает надежную работу, так как при этом не образуется раковин.

Прямую теплопередачу от расплава LiF в нагревательный контур двигателя наиболее просто осуществить, помещая нагревательные трубки двигателя непосредственно в резервуар с расплавом. В этом случае массовые и объемные характеристики системы по энергоемкости улучшаются, так как используется скрытая теплота плавления (или затвердевания) теплозапасующего материала. Недостаток такой системы — меньшая надежность вследствие образования раковин на поверхностях теплопередачи. Кроме того, для обеспечения продолжительного функционирования системы необходимо большое количество теплозапасующего материала, что при отсутствии циркуляционного насоса представляет собой проблему для передачи теплоты от всей массы этого материала к нагревательным трубкам головки дви-

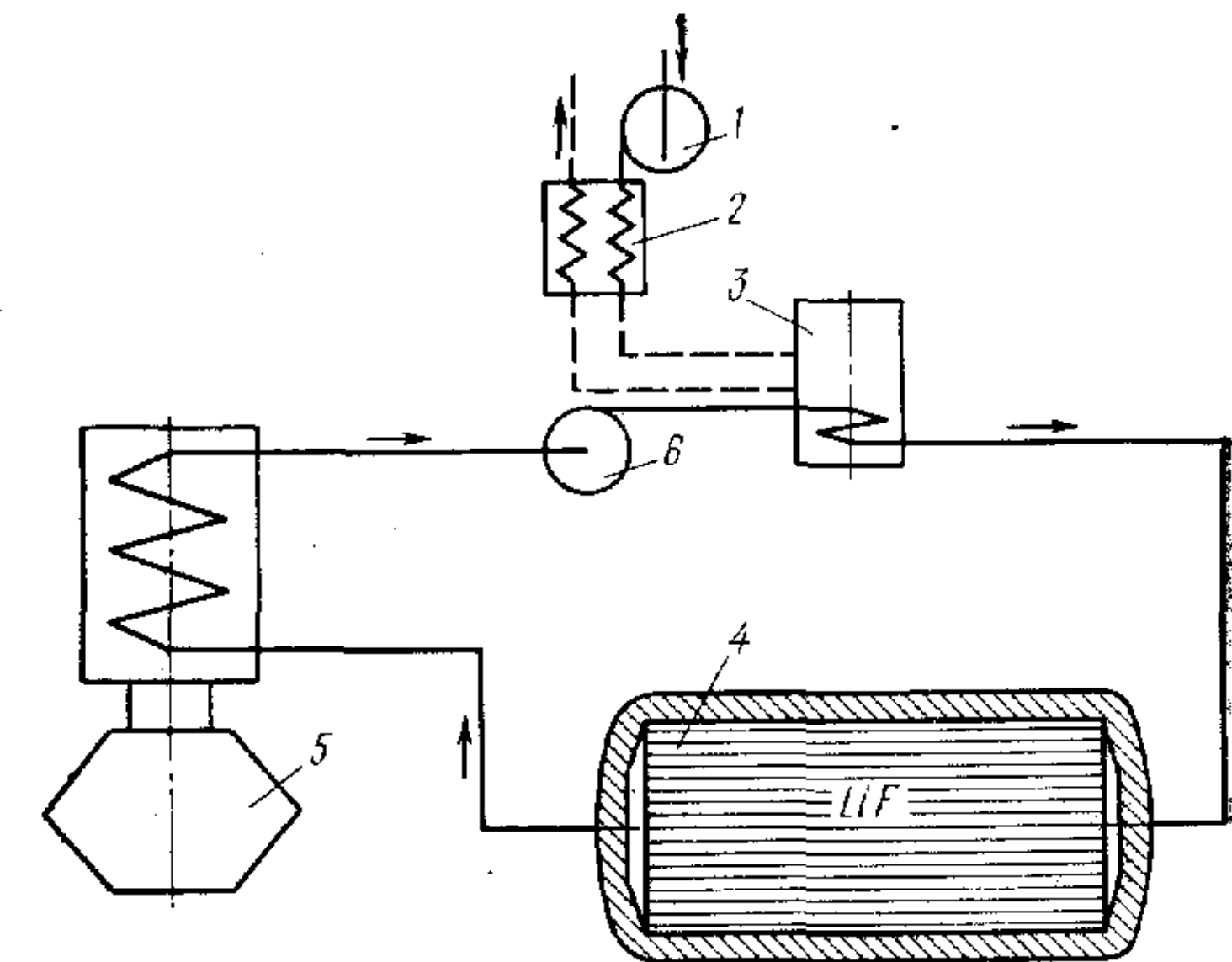


Рис. 84. Энергетическая система тепловой аккумулятор с жидким теплозапасующим материалом—двигатель Стирлинга

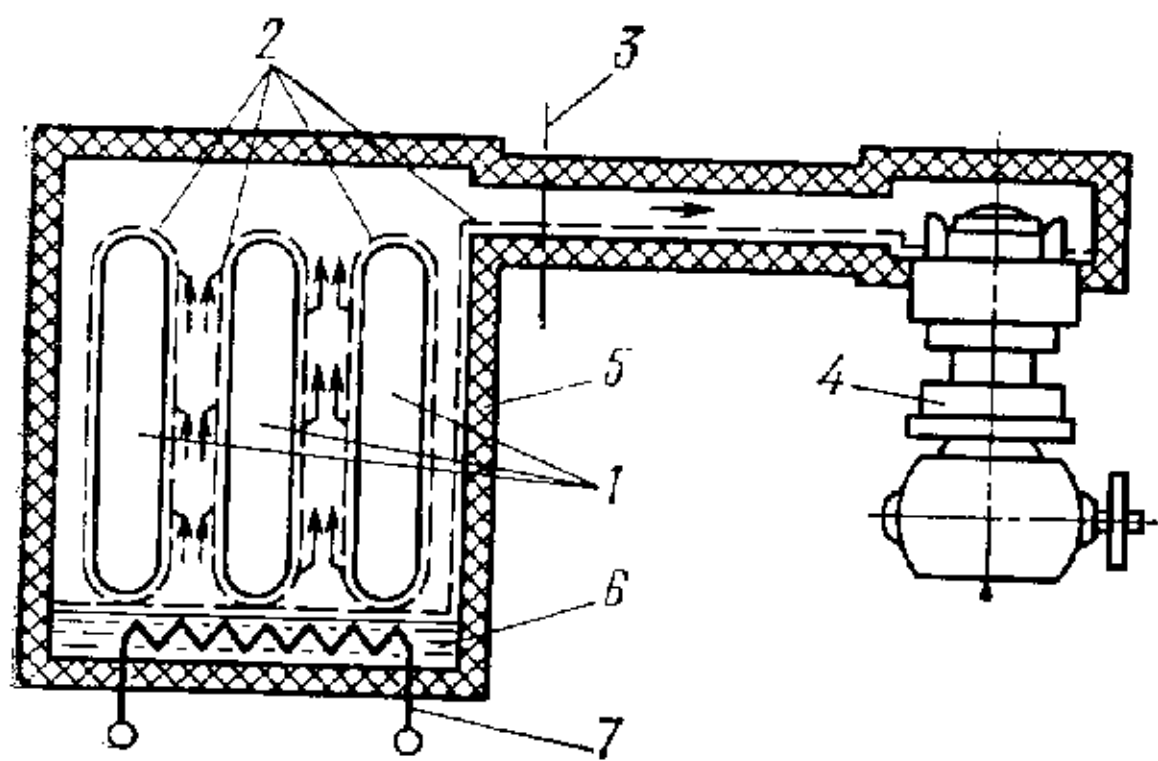


Рис. 85. Схема энергетической установки, в которой тепловой аккумулятор соединен с двигателем Стирлинга при помощи тепловой трубы: 1 — контейнеры с расплавом соли LiF; 2 — слой пористого материала; 3 — отсечной клапан тепловой трубы; 4 — двигатель Стирлинга; 5 — тепловая изоляция; 6 — теплоноситель в тепловой трубе — жидкий натрий; 7 — электронагревающее устройство; штриховые стрелки — тепловой поток при зарядке теплового аккумулятора; сплошные стрелки — тепловой поток при разрядке теплового аккумулятора

дателя, длина которых ограничивается выбранными конструктивными параметрами последнего. Тем не менее эта система в сочетании с обычной камерой сгорания, работающей на газообразном или жидком топливе, может быть использована для городского транспорта (пассажирские автобусы, небольшие грузовые фургоны и т. д.), так как силовая установка в этом случае обладает минимальной токсичностью и низким уровнем шума.

Наиболее слабым звеном в системе тепловой аккумулятор — двигатель Стирлинга с жидким теплозапасующим материалом является циркуляционный насос. Пока нет достаточно надежных насосов для перекачки жидкого металла при температуре 900—1000°С. Поэтому несомненный интерес вызывает применение в системах с жидким теплозапасующим материалом тепловых труб. Отсылая читателя для ознакомления с конструкцией и принципом работы тепловых труб к специальной литературе [30], отметим те специфические особенности, которые делают их пригодными для применения в системе тепловой аккумулятор — двигатель Стирлинга.

Помимо того что тепловые трубы могут передавать большое количество теплоты (в десятки и даже сотни раз большее, чем можно передать через медный трубопровод такого же сечения) при весьма малой разности температур, их можно еще рассматривать и как преобразователи теплового потока. Большая поверхность тепловой трубы позволяет использовать для ее нагрева тепловой поток малой плотности. Теплота, полученная таким образом, может вновь передаваться тепловым потоком высокой плотности к другой поверхности теплообмена. В этом случае тепловая труба в отношении плотности теплового потока действует как трансформатор напряжения электрического тока.

На рис. 85 показана схема энергетической установки, в которой тепловой аккумулятор соединен при помощи тепловой трубы с двигателем Стирлинга. Тепловой аккумулятор состоит из нескольких герметичных тонкостенных контейнеров, заполнен-

ных расплавом соли LiF. Контейнеры помещены в корпус, который одновременно является наружной оболочкой тепловой трубы. При заполнении контейнеров расплавом соли LiF жидкая соль практически занимает весь объем и только часть его над расплавленной солью заполняется инертным газом — аргоном; его давление выбирают так, чтобы при затвердении соли создавалось наибольшее избыточное давление внутри контейнера, предотвращающее его разрушение. Через слой пористого материала 2 теплоноситель тепловой трубы — натрий возвращается в жидком состоянии в зону испарения. Тепловой аккумулятор и двигатель 4 соединены между собой элементом тепловой трубы с отсечным клапаном 3.

Если дно наружного корпуса нагреть электрическим током, то натрий испаряется и конденсируется на контейнерах с LiF с отдачей соответствующего количества теплоты. Жидкий натрий возвращается в нижнюю часть корпуса через пористый материал 2. Этот процесс продолжается до тех пор, пока вся соль в контейнерах не будет расплавлена, что можно определить по изменению скорости повышения температуры. В этом случае тепловой аккумулятор считается заряженным, и электроподогревающее устройство 7 может быть отключено. Если требуется пустить двигатель, то клапан 3 открывают, и пары натрия начинают конденсироваться на трубках нагревателя двигателя, а сконденсировавшийся жидкий натрий течет обратно к внешней поверхности контейнеров, которые теперь становятся зоной испарения тепловой трубы.

Совершенно очевидно, что при применении теплового аккумулятора в качестве источника теплоты возможно использование различных видов энергии: энергии деления ядер в атомном реакторе и радиоактивного распада различных веществ; энергии солнечной радиации и от сгорания любых видов ископаемых топлив, электроэнергии и т. д.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Перечисленными выше положительными качествами двигателя Стирлинга объясняется интенсивность работ, ведущихся по его созданию и доводке, а также по определению наиболее рациональных областей его применения. В настоящее время созданы экспериментальные двигатели Стирлинга различного назначения: судовые, для автобусов и автомобилей, для работы в условиях космоса и глубин мирового океана и т. п.

Преимущества двигателей Стирлинга по сравнению с двигателями других типов позволяют считать наиболее перспективным установку их на судах, подводных аппаратах, электростанциях и тепловозах. Низкий уровень шума, малая токсичность, возможность использования различных топлив, высокая экономичность при работе на частичных нагрузках — все это стиму-

ирует работы по созданию двигателей Стирлинга для автомобилей различного назначения.

Весьма рационально применение двигателей Стирлинга в малощумных многотопливных энергетических установках для питания радиотелепередающих, принимающих и других устройств.

8. Основные параметры двигателей Стирлинга

Параметры	Страна, фирма, модель			
	Нидерланды, Филипс			
	Модель 1956 г.	Модель 1960 г.	4×235 1971 г.	4×615 1972 г.
Число цилиндров	1	4	4	4
N_e , л. с.	40	115	200	205
n , об/мин	2500	3000	3000	2400
	1500	1000	1000	
η_e , %	33,5	32,0	30,0	—
	39,0	41,0	41,0	
S/D (S и D в мм)	60	—	49,8	—
	88		77,5	
p_e , кгс/см ²	22,4	—	32,0	—
V_h , л	0,36	—	0,94	2,46
t_r/t_x	710	700	700	720
p_m , кгс/см ²	15	25	60	65
Масса двигателя, кг	110	110	220	110
Литровая мощность, л. с./л	204	456	757	900
Удельная масса, кг/л. с.	110	—	212	85
Объемная мощность, л. с./м ³	5,1	4,0	3,8	4,4
Габаритные размеры, м	—	1,5	1,25	1,4
		1,0	0,52	0,57
		0,5	1,1	1,33
Рабочее тело	Водород		Гелий	
Тип привода		Ромбический		
Расположение цилиндров**	В	П	Р	Р
Источник теплоты		Камера сгорания на дизельном топливе		
Назначение двигателя	Лабораторный образец	Судовой	Автомобильный	Автомобильный и судовой

* С генератором.

** В — вертикальное; П — противоположащее; Р — рядное; Б — барабанное; V—V-образное.

Как указывалось выше, эти двигатели могут успешно работать при использовании солнечной энергии. Известны проекты и экспериментальные образцы таких стационарных установок и установок для космоса. Так, фирмой Аллисон совместно с фирмой Филипс в 1961 г. для привода генератора был создан и ис-

Параметры	Страна, фирма, модель					
	Нидерланды, Филипс	США, Дженерал Моторс и др.				
		—	Модель 1961 г.	Модель 1963 г.	Модель 1961 г.	Модель 1962 г.
Число цилиндров	4	1	1	1	4	1
N_e , л. с.	275	8,6	10	4	30	90
n , об/мин	1600	3600	3000	3000	2000	1500
	600	2400		2500		
				2000		
η_e , %	30,0	26,4	37,2	1600	35,0	—
				25		
				27		
				30		
				32		
S/D (S и D в мм)	—	34	34	—	35	—
		60	60		44	
p_e , кгс/см ²	29,4	13,5	18,5	—	31,0	—
V_h , л	2,63	0,081	0,081	—	0,22	—
t_r/t_x	710	705	815	672	690	—
p_m , кгс/см ²	71	38	19	65	62	—
Масса двигателя, кг	220	70	70	105	200	—
Литровая мощность, л. с./л	—	44	40	100*	100	—
Удельная масса, кг/л. с.	105	105	125	—	140	—
Объемная мощность, л. с./м ³	—	5,1	4,0	25*	3,3	—
Габаритные размеры, м	210	19	22,5	—	254	—
	1,5	0,346	0,465	—	—	—
	0,537	0,61	0,61			
	1,3	0,814*	0,712			
Рабочее тело	Гелий	Водород		Гелий		Водород
Тип привода		Ромбический		Качающаяся шайба		Ромбический
Расположение цилиндров**	Р	В	В	В	Б	В
Источник теплоты	топливе	Многотопливная камера сгорания		Солнечный концентратор	Тепловой аккумулятор	—
Назначение двигателя	Автомобильный	Для энергоустановок		Космическая энергоустановка	Для подводных аппаратов	—

Параметры	Страна, фирма, модель		
	США, Дженерал, Моторс		
	—	4×1210 1960 г.	Модель 1961 г.
Число цилиндров	6	4	1
N_e , л. с.	1400	360	3
n , об/мин	810	1500	3000
η_e	39,0	—	38,0
S/D (S и D в мм)	—	—	20
p_e , кгс/см ²	—	—	40
V_h , л	—	—	18,0
t_r/t_x	700	—	0,025
p_m , кгс/см ²	25	—	—
Масса двигателя, кг.	110	—	20
Литровая мощность, л. с./л	—	—	120
Удельная масса, кг/л. с.	—	—	7
Объемная мощность, л. с./м ³	175	300	—
Габаритные размеры, м	3,4	1,135	—
	1,0	0,65	—
	2,4	1,645	—
Рабочее тело	Гелий	Водород	—
Тип привода	—	Ромбический	—
Расположение цилиндров**	Р	Р	В
Источник теплоты	Тепловой аккумулятор	—	Тепловой аккумулятор
Назначение двигателя	Для подводных аппаратов	—	Лабораторный образец

и др.	Страна, фирма, модель					
	Модель 1974 г.	Модель 1973 г.	Швеция		ФРГ	
			Р-75 1974 г.	Р-150 1974 г.	1×400 1972 г.	4×400 1972 г.
	4	4	4	8	1	4
	175	65	100	200	30	115
	4000	3500	2400	2400	1500	1500
	25,0	—	36	36	30	30
	—	—	—	—	—	34
	23,0	—	—	—	22,5	22,5
	0,86	—	—	—	0,4	1,6
	650	—	—	—	630	630
	52	—	—	—	42	42
	185	—	—	—	110	110
	205	125	350	650	—	—
	210	—	—	—	75	75
	1,2	2,0	3,5	3,2	—	—
	—	—	220	210	—	—
	—	—	0,92	1,48	—	—
	—	—	0,58	0,68	—	—
	—	—	0,9	1,025	—	—
	Гелий	—	Водород	—	Гелий	—
	Качающаяся шайба	—	Аксиальный кривошипно-шатунный механизм	—	—	—
	В	—	—	—	Р	Р
	—	—	Камера сгорания	—	—	—
	Для легковых автомобилей	—	Для грузовых автомобилей	—	Автомобильный и судовой	—

пытан в космическом пространстве двигатель Стирлинга, в котором в качестве источника теплоты использовалась энергия солнечных лучей.

Двигатели Стирлинга небольшой мощности (10—500 Вт) с к. п. д. 10—20% могут быть выполнены со свободными поршнями. В качестве источника энергии в них можно использовать радиоизотопы. Подобные двигатели отличаются высокой надежностью и поэтому могут применяться в установках типа искусственное сердце, автономных радиомаяках, приборах электроники и пневмонки.

Использование в качестве источников теплоты тепловых аккумуляторов открывает перспективы для применения двигателей Стирлинга на подводных аппаратах, в шахтах и в других закрытых помещениях.

Применение тепловых газоохлаждаемых реакторов дает возможность использовать в сочетании с ними двигатели Стирлинга.

Наиболее перспективными конструкциями двигателя Стирлинга, обеспечивающими высокие удельные показатели по мощности, экономичности, массе и объему являются V-образные двигатели и двигатели с барабанным расположением цилиндров двойного действия. В настоящее время достигнутые эффективные к. п. д. двигателя Стирлинга находятся на уровне к. п. д. дизелей такой же мощности и возможно существенное повышение его. По величине среднего эффективного давления и литровой мощности двигателя Стирлинга превосходят дизели. Основные параметры некоторых конструкций двигателей Стирлинга приведены в табл. 8.

дальнейшее усовершенствование двигателей Стирлинга связано с проведением большого объема научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, которые целесообразно вести в следующих направлениях.

1. Разработка совершенной математической модели двигателя Стирлинга с целью расчетного анализа и оптимизации параметров рабочего процесса.

2. Разработка и исследование условий оптимизации источников теплоты рабочего тела и параметров конструкции двигателя применительно к областям применения и условиям работы.

3. Разработка и исследование различных схем приводного механизма для создания простой рациональной конструкции.

4. Разработка и исследование более совершенных уплотнений малой стоимости и, в частности, поршневых колец для надежной работы без смазки.

5. Изучение теплового расширения составных элементов двигателя и разработка методов устранения вредных последствий его; поддержание в допустимых пределах тепловых напряжений.

6. Создание моделирующих установок для экспериментального исследования теплообменных аппаратов при циклической работе с целью получения экспериментальных данных для разработки и создания высокоэффективных малогабаритных теплообменников.

7. Создание и исследование надежных и достаточно простых систем регулирования.

8. Разработка и внедрение совершенных технологических методов изготовления деталей двигателя, а также надежных материалов малой стоимости.

9. Определение областей рационального применения двигателей Стирлинга различных схем.

Перечисленное выше безусловно не ограничивает круг работ, необходимых для успешного внедрения двигателей Стирлинга. В зависимости от назначения двигателя возможно появление новых проблем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балаидин С. С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1972, 176 с.
2. Буидин А. А. Термодинамический анализ цикла Стирлинга. — «Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение», 1969, № 2, с. 106—109.
3. Водородная губка и тепловая бочка. — «Изобретатель и рационализатор», 1974, № 5, с. 35—36.
4. Возможности создания нетоксичного двигателя. — Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1973, с. 19—23. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 44).
5. Выбор системы внешнего сгорания двигателя Стирлинга с регенеративным циклом. — Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1971, с. 12—19. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 11).
6. Гречнев В. И., Лушпа А. И. Тепловой баланс двигателя Стирлинга и тепловые потери во внешнем и внутреннем контурах двигателя. М., изд-во МАДИ, 1974, с. 62—70 (труды МАДИ, вып. 96).
7. Двигатель внешнего сгорания (типа Стирлинг) для легкового автомобиля фирмы Форд. — Автомобилестроение. М., 1973, с. 39—43. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 44).
8. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. М., «Машиностроение», 1972, 464 с. Авт.: А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. М. «Машиностроение», 1971, 400 с. Авт.: А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др.
10. Двигатели Стирлинга. Пер. с англ. Под ред. В. М. Бродянского М., «Мир», 1975, 448 с.
11. Двигатель Стирлинга в качестве источника энергии для искусственного сердца. — Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1969, с. 16—22. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 40).
12. Двигатель Стирлинга на автобусе. — Автомобилестроение. М., 1971, с. 6—7 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 15).
13. Двигатели типа Стирлинг фирмы Филипс. — Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1973, с. 11—18 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 44).

14. Доводка двигателя типа Стирлинг.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1973, с. 8—12. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 42).
15. Елисеев В. Б., Сергеев Д. Н. Что такое тепловая труба. М., «Энергия», 1971. 136 с.
16. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1973. 200 с.
17. Звонов В. А., Даниличев В. Н. Исследование термодинамического цикла двигателя Стирлинга.— В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, изд-во ХГУ, 1974, № 20, с. 7—14.
18. Звонов В. А., Сергеев П. В., Шмерельзон Я. Ф. Выбор основных параметров ромбического механизма двигателя Стирлинга.— В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, изд-во ХГУ, 1973, № 18, с. 98—111.
19. Истоини П. А. Кинематика и динамика поршневых ДВС. Л., Судпромгиз, 1961, 304 с.
20. Мельцер Л. З., Караванский И. И. Исследование идеального цикла машины Филипса методами термодинамики переменного количества газа.— «Холодильная техника», 1959, № 5.
21. Наумов А. Н., Нестереико В. Б. Состояние развития двигателей Стирлинга.— «Изв. АН БССР. Физико-энергетические науки», 1972, № 1, с. 28—31.
22. Неймай И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Т. 1. М.-Л., Оборонгиз, 1940, 475 с.
23. Новые работы по двигателям Стирлинга.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1966, с. 8—10 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 22).
24. Петровский Ю. В., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. М.-Л., Госэнергоиздат, 1962, 256 с.
25. Применение двигателя, работающего по циклу Стирлинга.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1964, № 9, с. 3—12. (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 9).
26. Применение двигателя типа Стирлинга в подводной энергетической установке.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1970, реф. 209 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 31).
27. Применение теплового цикла Стирлинга для двигателя космического аппарата.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1963, с. 1—10 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 12).
28. Работа двигателя типа Стирлинга с малым содержанием вредных примесей в отработавших газах.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1969, с. 12—13 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 25).
29. Смайлис В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972. 128 с.
30. Тепловые трубы. Пер. с англ. и нем. Под ред. Э. Э. Шпильрайна. М., «Мир», 1972.
31. Трухин А. Х. Повышение надежности и долговечности поршневых компрессорных машин. М., «Машиностроение», 1972. 176 с.
32. Успехи в развитии двигателей типа Стирлинг.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1966, с. 15—17 (ВИНИТИ. Экспресс-информация № 28).
33. Характеристики двигателя Стирлинга.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1973, с. 17—24 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 33).
34. Цедерберг Н. В. Термодинамические и теплофизические свойства гелия. М., Атомиздат, 1969. 276 с.
35. Экспериментальные исследования двигателя Стирлинга.— Поршневые и газотурбинные двигатели. М., 1969, с. 22—28 (ВИНИТИ. Экспресс-информация, № 40).
36. Ястржембский А. С. Термодинамика и история ее развития. М.-Л., «Энергия», 1966. 653 с.
37. Bjerkle John W. Comparison of CO₂ cycles for automotive power plants.— «7 the Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. San Diego, Calif., 1972». Washington, D. C., 1972, p. 896—904.
38. Finkelstein T. Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential analyzer.— «Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry», 1962, February, p. 165—179.
39. Greswick F. A. Thermal Design of Stirling — Cycle-Machines.— SAE. 1965, Paper 650079, p. 6.
40. John H. Lienesch, Wallace R. Wade. Stirling Engine Progress Report: Smoke, Odor, Noise and Exhaust Emissions.— SAE. 1968, Paper 680081, 21 p.
41. Kirkley D. W. S. Determination of the optimum configuration for a Stirling engine.— «Journal mechanical engineering science», 1962, v. 4, N 3.
42. Lia T. A., Lagerqvist R. S. G. Stirling Engine with unconventional heating System.— «8 the Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. Proc.» Philadelphia, Pa, 1973», New York, 1973, p. 165—173.
43. Ludvigsen Karl. Zukunftsmusik.— «Auto, Mot. und Sport». 1972, N 23, N 49.
44. Martini W. R., Johnston R. P., Noble J. E. Mechanical engineering problems in energetics — Stirling engines.— «Paper Amer. Soc. Mech. Eng.», 1969, p. 15—16.
45. Meijer R. J. Der Philips Heißgasmotor mit Rhombengetriebe.— «Philips technische Rundschau». 1958/1959, N 20, s. 293—311.
46. Meijer R. J. Der Philips—Stirling motor.— «Motortechnische Zeitschrift», 1968, N 7, s. 284—298.
47. Meijer R. J. The Philips Hot. gas engine with Rhombic Drive Mechanism.— «Philips Technical Review», 1958, v. 20, N 9, p. 245—276.
48. Meijer R. J. The Philips Stirling Thermal Engine.— «Philips Research Reports Supplements», 1961, N 1—4.
49. Moon John F. European progress with Stirling engine.— «Diesel and Gas Turbine Progr.», 1972, v. 38, N 12, p. 14—17.
50. Rietdijk J. A. et. al. Een hermetische — en Zeigerafdichting voor grote drukverschillen.— «Philips techn.», 1964—1965, v. 26, N 11—12, p. 345—354.
51. Seculich Stephen A. Development i TFE schaft seals.— «Diesel and Gas Turbine Progr.», 1972, v. 38, N 2, p. 44.
52. The Stirling engine for many duties.— «Shipbuild and Mar. Eng. Int.», 1973, v. 96, N 1164, p. 152—161.

53. **Unterwood Arthur.** Les possibilites du moteur Stirling.—Bulletin de l'association francaise des techniciens du petrole.» 1964, N 163, p. 67—91.
54. **Walker G.** Operations Cycle of The Stirling Engine with Particular Reference To the Function of The Regenerator.—«Journal Mechanical Engineering Science. 1961, v. 3, N 4, p. 394—408.
55. **Walker G., Khan M. J.** Theoretical Performance of Stirling Cycle Engines.—SAE. 1965, Paper 650003, 7 p.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
ПРИНЦИП РАБОТЫ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ	5
Термодинамический цикл	5
Принцип работы двигателя	6
Анализ термодинамического цикла	10
Реализация термодинамического цикла Стирлинга в поршневом двигателе	14
РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЯ	20
Основные конструктивные схемы двигателя	20
Расчет рабочего процесса двигателя с учетом действительного закона движения поршней	22
Влияние фазового сдвига поршней на показатели рабочего процесса	28
Движение рабочего тела в полостях двигателя	29
Выбор рабочего тела	31
Основы расчета буферной полости	35
Тепловой баланс двигателя	38
Процессы в теплообменных аппаратах	45
Основы уточненного расчета рабочего процесса двигателя	47
КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЯ	53
Общие положения	53
Кинематика двигателя	57
Динамика двигателя	66
Уравновешивание двигателя	78
КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЯ	83
Устройство двигателя	83
Компоновка двигателя	86
Механизм движения	91
Уплотнения	94
Нагреватель	104
Камера сгорания	108

НОВЫЕ КНИГИ

ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМУ МАШИНОСТРОЕНИЮ

Выпуск 1978 года

Регенератор	111
Охладитель	112
Конструкция двигателя типа 4X235	113
ОСОБЕННОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА	
Способы регулирования	116
Характеристики двигателя	118
Особенности двигателей Стирлинга	124
Использование теплового аккумулятора	132
Перспективы развития	139
Список литературы	145

- Антипов Л. И., Галушко В. Л. Стационарные бензиновые двигатели воздушного охлаждения. 7 изд. л. 40 к.
- Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин. Под ред. В. А. Черникова. 19 изд. л. 2 р. 97 к.
- Бондаренко Ю. А., Рекстип Ф. С. Вихревые компрессоры. 13 изд. л. 80 к.
- Боткачик И. А. Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. 20 изд. л. 1 р. 30 к.
- Броновский Г. А., Гольдфарб А. И., Фасулати Р. К. Технология гидротурбостроения. 20 изд. л. 1 р. 20 к.
- Васильев В. Д., Соложенцев Е. Д. Кибернетические методы при создании поршневых машин. 10 изд. л. 60 к.
- Вешкельский С. А., Лукьянченко Б. С. Техническая эксплуатация двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для техникумов. 11 изд. л. 51 к.
- Газотурбинные установки. Конструкции и расчет. Справочное пособие. 32 изд. л. 1 р. 90 к. Авт.: Л. В. Арсеньев, Е. Е. Левиц, В. Г. Тырышкин и др.
- Григорьев Е. А. Статистическая динамика поршневых двигателей. 8 изд. л. 1 р. 30 к.
- Демидов В. П., Апашев М. Д. Двигатели с переменной степенью сжатия. 12 изд. л. 70 к.
- Использование моторных топлив для газовых турбин. 8 изд. л. 50 к. Авт.: Л. К. Кистьянц, М. Е. Мейлихов, В. А. Жариков, В. М. Михайловский.
- Крутов В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. 30 изд. л. 2 р. 10 к.
- Лямаев Б. Ф., Небольсин Г. П., Нелюбов В. А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. 16 изд. л. 1 р. 10 к.
- Машино-ориентированные методы расчета комбинированных двигателей. 12 изд. л. 65 к. Авт.: Б. И. Иващенко, В. И. Каплан, К. В. Цыреторов и др.
- Михайлов Е. И., Резник В. А., Кринский А. А. Комплексные воздухоочистительные устройства для энергетических установок. 12 изд. л. 80 к.
- Орго В. М. Основы конструирования и расчета на прочность гидротурбин. Учебное пособие для вузов. 19 изд. л. 1 р. 03 к.
- Паровые турбины и паротурбинные установки. 43 изд. л. 4 р. 66 к. Авт.: И. И. Кириллов, В. А. Иванов, А. И. Кириллов, Н. А. Соколин.
- Погодин С. И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. 20 изд. л. 1 р. 50 к.
- Полипанов И. С. Защита системы охлаждения дизеля от кавитационного разрушения. 12 изд. л. 80 к.
- Расчет температурных полей узлов энергетических установок. 14 изд. л. 88 к. Авт.: И. А. Исакеев, И. Г. Киселев, О. К. Никольская, Б. А. Соловьев.
- Свечков И. Н., Ярославский А. М. Технология компрессоростроения. 15 изд. л. 1 р.
- Стефановский Б. С. Теплообмен в поршневых двигателях. 10 изд. л. 60 к.
- Сторожук Я. П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок. 19 изд. л. 1 р. 20 к.
- Туляков Г. А. Термическая устойчивость в теплоэнергетике. 15 изд. л. 1 р. 20 к.
- Форсированные дизели. Доклады на XI Международном конгрессе по

№ 438

Владимир Николаевич Даниличев, Север Иванович Ефимов,
Василий Алексеевич Звонов, Михаил Георгиевич Круглов,
Александр Григорьевич Шувалов

**ДВИГАТЕЛИ
СТИРЛИНГА**

Редактор издательства Л. И. Егоркина.
Технические редакторы Л. Т. Зубко, Л. П. Гордеева
Корректор Н. И. Шарунна
Обложка художника Ф. Ю. Эленбум

Введен в набор 24/V 1977 г. Подписано к печати 29/VII 1977 г. Т-09889. Формат 60×90^{1/16}.
Литера типографская № 1. Усл. печ. л. 9,5. Уч.-изд. л. 9,55. Тираж 7500 экз. Заказ № 468.
Цена 50 коп.

Издательство «Машиностроение». 107885, ГСМ, Москва, 1-й Басманный пер., 3

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете
Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.