



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ № 11.130

(19) **SU** (11) **1434881** **A1**

(51) 4 F 03 G 7/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

# ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 3922259/25-06

(22) 01.07.85

(71) Киевский политехнический институт им. 50-летия Великой Октябрьской социалистической революции

(72) В.А.Ерошенко

(53) 621.499.2 (088.8)

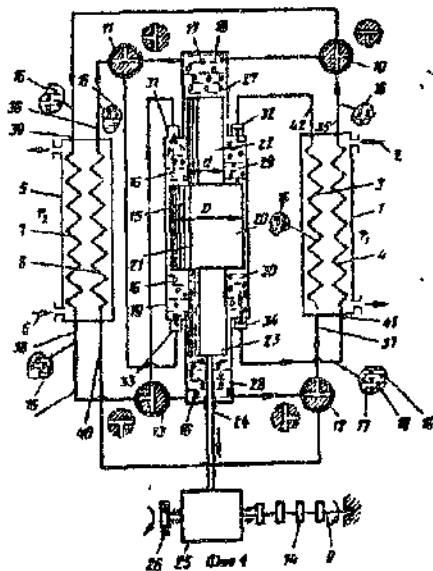
(56) Авторское свидетельство СССР № 1254811, кл. F 03 G 7/00, 1981.

Авторское свидетельство СССР № 1382078, кл. F 03 G 7/00, 1982.

(54) ТЕПЛОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

(57) Изобретение м.б. использовано при создании маломощных устройств преобразования тепловой энергии в механическую с повышенной объемной мощностью. Цель изобретения - повышение удельной мощности и надежности, упрощение конструкции, а также повышение термического КПД двигателя. Для этого гидродвигатель 15 вы-

полнен в виде полого ступенчатого цилиндра 19. В цилиндре размещен рабочий орган в виде трехпоршневой вставки 20 с центральным поршнем 21. Полость цилиндра 19 разделена вставкой 20 на две камеры 27 и 28 высокого давления и две камеры 29 и 30 низкого давления. Двигатель снабжен двумя противоточными регенеративными теплообменниками (ТО). Камера 27 подключена к выходам 35 и 36 соответственно холодного и горячего ТО 4 и 8. Камера 28 подключена к выходам 37 и 38 соответственно горячего и холодного ТО 3 и 7. Выход камеры 27 сообщен с входом 39 холодного ТО 7. Выход камеры 28 сообщен с входом 40 холодного ТО 8. Поскольку в двигателе такты изохорического нагрева и охлаждения гетерогенной системы 16 совмещены, то возможно преобразование каналов связей в элементы регенеративных ТО. 1 з.п. ф-лы, 4 ил.



40-88



(19) **SU** (11) **1434881** **A1**

Изобретение относится к двигателям с внешним подводом тепла с замкнутым термодинамическим циклом на основе использования гетерогенной термодинамической системы "жидкость-капиллярно-пористое твердое тело с лиофобной поверхностью" и может быть использовано при создании малошумящих устройств преобразования тепловой энергии в механическую с повышенной объемной мощностью.

Целью изобретения является повышение удельной мощности и надежности, упрощение конструкции, а также повышение термического КПД двигателя.

На фиг.1 представлена принципиальная конструктивная схема описываемого двигателя без регенератора тепла; на фиг.2 - его принципиальная конструктивная схема с регенеративными теплообменниками, обеспечивающими использование тепла охлаждения гетерогенной термодинамической системы для ее нагрева в последующем такте цикла; на фиг.3 - T-S-диаграмма известного термодинамического цикла, реализуемого в описываемом двигателе; на фиг.4 - P-V-диаграмма этого термодинамического цикла.

Тепловой двигатель содержит нагреватель 1 с проточным трактом жидкого или газообразного теплоносителя 2 и с размещенными в нем двумя горячими теплообменниками 3 и 4, а также холодильник 5 с проточным трактом жидкого или газообразного хладоносителя 6 и с размещенными в нем двумя холодными теплообменниками 7 и 8. Со всеми теплообменниками 3, 4, 7 и 8 при помощи связанных с распределительным валом 9 золотников в виде вентиля 10-13 с установленными на валу 9 приводными элементами 14 гидравлически соединен гидродвигатель 15. В полостях всех теплообменников 3, 4, 7 и 8 и гидродвигателя 15 размещена гетерогенная термодинамическая система 16 в виде взвеси в жидкости 17 частиц 18 капиллярно-пористого тела с лиофобной поверхностью. Гидродвигатель 15 выполнен в виде полого ступенчатого цилиндра 19 с размещенным в нем рабочим органом в виде трехпоршневой вставки 20 с центральным поршнем 21 и выполненными с ним за одно целое симметрично расположенными относи-

тельно него поршнями-плунжерами 22 и 23. Трехпоршневая вставка 20 связана с нагрузкой и с распределительным валом 9 штоком 24, преобразователем 25 движения, выполненным в виде кривошипно-шатунного механизма или силового механизма Баландина, и маховиком 26.

Полость цилиндра 19 разделена вставкой 20 на две оппозитно расположенные камеры 27 и 28 высокого давления с диаметром, равным диаметру поршней-плунжеров 22 и 23, и две камеры 29 и 30 низкого давления с диаметром, равным диаметру центрального поршня 21. Диаметр D последнего больше диаметра d поршней-плунжеров 22 и 23

в  $\sqrt{2 + \frac{1}{\varphi} \left(1 + \frac{1}{K}\right)}$  число раз, где  $\varphi$  - открытая пористость частиц 18 капиллярно-пористого тела, равная отношению объема  $V_n$  пор к объему  $V_t$  твердой фазы частиц 18 ( $\varphi = 0,5-0,7$ ); K - коэффициент упаковки частиц 18, равный отношению объема  $V_t$  твердой фазы частиц 18 к объему  $V_{мч}$  жидкости 17, находящейся в пространстве между частицами 18 при их плотной упаковке в гетерогенной системе 16, например, при плотной упаковке дискретных частиц 18 шаровидной формы  $K \approx 3$ .

Камера 29 низкого давления снабжена всасывающим и нагнетательным обратными клапанами 31 и 32 соответственно, а камера 30 низкого давления - всасывающим и нагнетательным обратными клапанами 33 и 34.

Все вентили 10-13 выполнены трехходовыми, с одним входом и двумя выходами каждый. Вентили 10 и 12 далее названы горячими, так как они расположены после горячих теплообменников 3 и 4 по направлению преимущественного транспортирования гетерогенной системы 16, а вентили 11 и 13 - холодными, так как они расположены после холодных теплообменников 7 и 8.

Камера 27 высокого давления подключена через вход и первый выход одного горячего вентиля 10 и одного холодного вентиля 11 к выходам 35 и 36 соответственно одного горячего и одного холодного теплообменников 4 и 8. Камера 28 высокого давления также подключена через вход и первый выход одного горячего вентили-

ля 12 и одного холодного вентиля 13 к выходам 37 и 38 соответственно одного горячего и одного холодного теплообменников 3 и 7. Второй выход холодного вентиля 11 через всасывающий обратный клапан 33 сообщен с камерой 30 низкого давления, не смежной с его камерой 27 высокого давления. Второй выход холодного вентиля 13 через всасывающий обратный клапан 31 сообщен с камерой 29 низкого давления, не смежной с его камерой 28 высокого давления. Второй выход горячего вентиля 10 камеры 27 высокого давления сообщен с входом 39 холодного теплообменника 7, к которому подключена другая камера 28 высокого давления. Второй выход горячего вентиля 12 камеры 28 высокого давления также сообщен с входом 40 холодного теплообменника 8, к которому подключена другая камера 27 высокого давления.

Вход 41 горячего теплообменника 4 сообщен через нагнетательный обратный клапан 34 с камерой 30 низкого давления, не смежной с камерой 27 высокого давления, подключенной к этому теплообменнику 4. Вход 42 горячего теплообменника 3 сообщен через нагнетательный обратный клапан 32 с камерой 29 низкого давления, не смежной с камерой 28 высокого давления, подключенной к этому теплообменнику 3.

Холодные вентили 11 и 13 так же, как и горячие вентили 10 и 12, попарно сдвинуты по фазе друг относительно друга на  $90^\circ$ . Вентили 10 и 11 камеры 27 так же, как и вентили 12 и 13 камеры 28, попарно сдвинуты по фазе друг относительно друга на  $270^\circ$ .

Двигатель, изображенный на фиг. 2, снабжен двумя противоточными регенеративными теплообменниками 43 и 44. Греющий тракт 45 теплообменника 43 сообщен с выходом 35, а охлаждающий тракт 46 теплообменника 43 - с входом 41 своего горячего теплообменника 4. Греющий тракт 47 теплообменника 44 сообщен с выходом 37, а охлаждающий тракт 48 теплообменника 44 - с входом 42 своего горячего теплообменника 3.

В качестве жидкости 17 используются кремний- и фторорганические соединения, а капиллярно-пористые части-

цы 18 изготавливаются из алюмосиликатов, силикагелей, полисорбтов, пористых стекол или других пористых адсорбентов, применяемых в химической и каталитической промышленности.

Сущность термодинамического цикла, реализуемого в описываемом тепловом двигателе (см. фиг. 3 и 4), заключается в следующем.

В изохорном (изоповерхностном) процессе нагрева (процесс а-б на T-S и P-V-диаграммах цикла) к гетерогенной термодинамической системе 16 подводят тепло  $q_1$  для нагрева системы 16 от температуры  $T_2$  до температуры  $T_1$  (межфазная поверхность контакта  $\Omega = \Omega_{\min} = \text{const}$ ,  $\Omega_{\min} \approx 0$ )

$$q_1 = c(T_1 - T_2), \quad (1)$$

где  $c$  - теплоемкость гетерогенной термодинамической системы 16.

При этом в замкнутом объеме  $V_1 = \text{const}$  давление снижается до уровня  $P_1$  (капиллярное давление Лапласа),

$$P_1 = \frac{2\sigma \cos \theta}{r}, \quad (2)$$

где  $\sigma$  - поверхностное натяжение жидкости 17 при температуре  $T_1$ ;

$\theta$  - краевой угол смачивания (для лиофобных систем соблюдается неравенство  $\theta > 90^\circ$ );

$r$  - радиус пор и капилляров частиц 18 (используются монопористые дискретные частицы 18, поэтому радиус пор для всего объема частиц 18 одинаков).

Поверхностное натяжение  $\sigma$  жидкости 17 при неизменном химическом составе зависит только от температуры

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \frac{T}{T_{кр}}\right), \quad (3)$$

где  $\sigma_0$  - начальное значение поверхностного натяжения жидкости 17 для гипотетического случая  $T = 0$ ;

$T$  - текущее значение температуры;

$T_{кр}$  - критическое значение температуры для данной жидкости 17, при которой  $\sigma = 0$ .

Как видно, поверхностное натяжение жидкости 17 снижается при росте тем-

пературы, поэтому  $P_1 < P_2$  (см. P-V-диаграмму на фиг. 4).

В изобарно-изотермическом процессе образования межфазной поверхности  $\Omega_{\max}$  контакта "жидкость 17 - твердое тело частиц 18" к системе 16 подводится в большом количестве скрытая теплота  $q_2$  образования поверхности и небольшая работа  $\delta W_{\delta-\beta}$  по сжатию гетерогенной системы 16 от объема  $V_1$  до объема  $V_4$  при низком давлении  $P_1$ .

$$q_2 = \frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max} T_1, \quad (4)$$

$$\delta W_{\delta-\beta} = P_1 (V_4 - V_1) = -P_1 \Delta V, \quad (5)$$

где  $\frac{dG}{dT} \cos \theta$  - удельная поверхностная энтропия единицы межфазной поверхности контакта (величина  $\frac{dG}{dT}$  - константа для данной жидкости 17).

В изохорном (изоповерхностном) процессе охлаждения гетерогенной системы 16 (процесс в-г на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг. 3, 4) от него отводится тепло  $q_3 = q_1$  с целью снижения температуры от значения  $T_1$  до уровня  $T_2$ .

$$q_3 = -c(T_1 - T_2). \quad (6)$$

При этом в замкнутом объеме  $V_4 = \text{const}$  при  $\Omega = \Omega_{\max}$  давление возрастает до уровня  $P_2$ .

$$P_2 = \frac{2G_2 \cos \theta}{r}, \quad (7)$$

так как  $G_2 > G_1$  в соответствии с формулой (3).

В изобарно-изотермическом процессе сокращения межфазной поверхности от значения  $\Omega_{\max}$  до уровня  $\Omega_{\min} \approx 0$  (процесс г-а на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг. 3 и 4) происходит самопроизвольное выталкивание жидкости 17 из пор в объеме  $\Delta V = V_n$  (объем пор) при максимальном постоянном давлении  $P_2$ , и система 16 совершает большую работу  $\delta W_{\gamma-\alpha}$  против внешних сил

$$\delta W_{\gamma-\alpha} = P_2 \Delta V. \quad (8)$$

при одновременном отводе от системы 16 небольшого количества тепла  $q_4$  (скрытая теплота сокращения поверхности),

$$q_4 = \frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max} T_2. \quad (9)$$

10 При этом термодинамическая система 16 возвращается в исходное состояние (точка а на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг. 3 и 4), и цикл повторяется.

За цикл в системе 16 оседает тепло в количестве

$$\Delta q = q_1 + q_2 - q_3 - q_4 = q_2 - q_4 = \frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max} (T_1 - T_2). \quad (10)$$

20 и за счет этого совершается полезная работа

$$\delta W = \delta W_{\gamma-\alpha} - \delta W_{\delta-\beta} = (P_2 - P_1) \Delta V = \frac{2G_2 \cos \theta}{r T_{\text{кр}}} (T_1 - T_2) \Delta V. \quad (11)$$

30 Термический КПД  $\eta$  цикла и описываемого теплового двигателя определяется выражением (для цикла без регенерации)

$$\eta = \frac{\Delta q}{q_1 + q_2} = \frac{\frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max} (T_1 - T_2)}{c(T_1 - T_2) + \frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max} T_1}. \quad (12)$$

40 С учетом выражения для термического КПД цикла Карно

$$\eta_k = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (13)$$

из выражения (12) получаем

$$\eta = \frac{1}{1 + \eta_k \frac{c}{\frac{dG}{dT} \cos \theta \Omega_{\max}}} \cdot \eta_k \quad (14)$$

50 Из выражения (14) следует, что при использовании высокодисперсной гетерогенной системы 16, когда  $\Omega_{\max} \rightarrow \infty$ , термический КПД  $\eta$  цикла и описываемого теплового двигателя приближается к значению КПД  $\eta_k$  цикла Карно. Выполнение условия  $\Omega_{\max} \rightarrow \infty$  на практике является реальным, так как удельная поверхность используемых дисперс-

ных систем достигает значений 200–1000 м<sup>2</sup> на 1 г адсорбента (характерные значения для реальных адсорбентов тоннажного производства, применяемых в катализной и химической промышленности).

При регенерации тепла справедливо равенство  $q_3 = q_1$ , и тогда условие  $\eta \rightarrow \eta_k$  выполняется без соблюдения требования  $\Omega_{\max} \rightarrow \infty$  (см. T-S и P-V-диаграммы цикла, фиг.3 и 4).

Работает тепловой двигатель следующим образом,

На фиг.1 показано взаимное расположение клапанов 10–13 и направление потоков рабочего тела в гидросистеме теплового двигателя для случая, когда трехпоршневая вставка 20 перемещается вниз. Рядом изображены позиции клапанов 10–13 для случая, когда трехпоршневая вставка 20 перемещается вверх.

В рассматриваемый момент времени (см. фиг.1) в теплообменнике 8 холодильника 5 происходит изобарно-изотермическое расширение гетерогенной термодинамической системы 16 (процесс г-а на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг.3 и 4) с отводом тепла  $q_4$  в полость холодильника 5. Самопроизвольное выталкивание жидкости 17 из пор частиц 18 под большим капиллярным давлением  $P_2$  Лапласа вызывает увеличение объема гетерогенной системы 16 на величину  $\Delta V = V_1 - V_4 = V_n$

$$\Delta V = \varphi V_n \quad (15)$$

Поскольку теплообменник 8 закрыт со стороны входа 40 клапаном 12, а камера 27 высокого давления – клапаном 10, то приращение объема  $\Delta V$  вызывает перемещение трехпоршневой вставки 20 вниз (рабочий такт, процесс г-а на диаграммах цикла, фиг.3 и 4). Камера 28 закрыта клапаном 13, поэтому гетерогенная система 16 с незаполненными порами через клапан 12 поступает в теплообменник 3 нагревателя 1. Поскольку обратный клапан 32 препятствует выходу гетерогенной системы 16 из теплообменника 3, то в его полости происходит изобарно-изотермическое сжатие гетерогенной системы 16 при высокой температуре  $T_1$  и низком давлении  $P_1$

(процесс б-в на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг.3 и 4) при подводе большого количества тепла  $q_2$  из объема нагревателя 1 и небольших затратах работы  $\delta W_{\text{с.б.}}$  на сжатие системы 16 (из-за низкого давления  $P_1$ ). Как видно, рабочий такт в описываемом двигателе совмещен с тактом сжатия гетерогенной системы 16, причем уменьшение  $\Delta V$  объема гетерогенной системы 16 в полости теплообменника 3 в точности равно его увеличению  $\Delta V$  в полости теплообменника 8 холодильника

5 и определяется равенством (15). Иными словами, если в теплообменнике 8 идет самопроизвольное сокращение межфазной поверхности контакта от значения  $\Omega_{\max}$  до уровня  $\Omega_{\min} \approx 0$ , то в теплообменнике 3 одновременно происходит принудительное увеличение межфазной поверхности от  $\Omega_{\min}$  до  $\Omega_{\max}$ .

В описываемом двигателе совмещены не только процессы сокращения и развития межфазной поверхности (процессы г-а и б-в на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг.3 и 4), но и процессы нагрева и охлаждения гетерогенной системы 16, т.е. процессы а-б и в-г на диаграммах цикла (фиг.3 и 4). Достигается это следующим образом. Когда трехпоршневая вставка 20 перемещается вниз, холодная гетерогенная система 16 с незаполненными порами вытесняется поршнем 21 из камеры 30 низкого давления и через обратный клапан 34 поступает в теплообменник 4 нагревателя 1, вытесняет оттуда такой же объем гетерогенной системы 16 при температуре  $T_1$ , но уже с заполненными в предыдущем цикле порами. Из-за высокой температуры  $T_1$  в теплообменнике 4 капиллярное давление  $P_1$  Лапласа недостаточно, чтобы вытеснить нагретые порции жидкости 17 из пор частиц 18 (этого давления тем более недостаточно, чтобы заполнить поры холодной жидкостью 17, например, в объеме камеры 30, поэтому поры здесь остаются незаполненными при перемещении системы 16). Поступление холодных порций гетерогенной системы 16 в теплообменник 4 и прогрев их там от температуры  $T_2$  до температуры  $T_1$  описывается процессом а-б на T-S и P-V-диаграммах цикла (фиг.3 и 4). Одновременное перемещение нагретой до температуры  $T_1$  гетерогенной системы 16 из теплообменника 4 через клапан

10 в полость теплообменника 7 холодильника 5, где происходит охлаждение гетерогенной системы 16 до температуры  $T_2$ , описывается процессом в-г на T-S и P-V-диаграммах цикла (фиг.3 и 4). При этом охлажденные в предыдущем цикле (после рабочего такта) порции гетерогенной системы 16 с незаполненными порами из теплообменника 7 через клапан 13 и всасывающий обратный клапан 31 поступают в камеру 29 низкого давления ровно в таком объеме, в каком они были вытеснены из камеры 30 через клапан 34. Из фиг.1 следует, что совмещенные процессы нагрева и охлаждения гетерогенной системы 16 происходят в результате перемещения, а не сжатия или расширения гетерогенной системы 16 при постоянном ее объеме в рассматриваемом контуре: камера 30 - клапан 34 - теплообменник 4 - клапан 10 - теплообменник 7 - клапан 13 - клапан 31 - камера 29 - поршень 21 - камера 30. В технической термодинамике принято считать, что работа перемещения рабочего тела через систему клапанов любого двигателя пренебрежимо мала по сравнению с работой сжатия или расширения этого рабочего тела.

Для замыкания рассмотренного цикла по материальному балансу необходимо, чтобы увеличение  $\Delta V = \varphi V_T$  объема гетерогенной системы 16 в рабочем такте (в результате самопроизвольного освобождения пор от жидкости 17) вызвало перемещение гетерогенной системы 16 с незаполненными порами (вытеснение из камеры 30 через клапан 34 и поступление ее в камеру 29 через клапан 31) в объеме, равном

$$V = V_{ж} + V_T, \quad (16)$$

где  $V_{ж}$  - объем жидкости 17 в гетерогенной системе 16.

В свою очередь, объем жидкости 17 выбирается из условия ее минимального содержания в гетерогенной системе 16.

$$V_{ж} = V_{п} + V_{мчп} = \varphi V_T + V_{мчп}, \quad (17)$$

где  $V_{мчп}$  - объем жидкости 17, находящейся в пространстве между частями 18 при плотной упаковке пос-

ледних с суммарным объемом  $V_T$  их твердой фазы в гетерогенной системе 16.

5 С учетом равенств (16) и (17) объем гетерогенной системы 16 с незаполненными порами определяется выражением

$$V = (1 + \varphi) V_T + V_{мчп}. \quad (18)$$

Перемещение поршня-плунжера 22 в камере 27 осуществляется за счет увеличения  $\Delta V = \varphi V_T$  объема, поэтому для замыкания цикла по материальному балансу должно происходить перемещение объема гетерогенной системы 16 [см. равенство (18)] из камеры 30 в камеру 29. Это условие соблюдается, 20 если соотношение объемов  $\frac{V}{\Delta V}$  равно соотношению объемов камер 29 и 27.

$$25 \frac{V}{\Delta V} = \frac{(1 + \varphi) V_T + V_{мчп}}{\varphi V_T} = \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) h}{\frac{\pi}{4} d^2 h}, \quad (19)$$

где  $D$  и  $d$  - диаметры соответственно камер 29 и 27;

30  $h$  - ход поршней-плунжеров 22, 23 и поршня 21 (длины камер 27, 29, 30 и 28).

Из выражения (19) следует, что замыкание цикла по материальному балансу выполняется при соблюдении 35 следующего отношения между диаметром  $D$  центрального поршня 21 и диаметром  $d$  поршней-плунжеров 22 и 23

$$40 \frac{D}{d} = \sqrt{2 + \frac{1}{\varphi} \left(1 + \frac{1}{K}\right)}. \quad (20)$$

Из соотношения (20) следует, что при пористости  $\varphi = 0,5$  и коэффициенте 45 упаковки  $K = 3$  имеем  $D = 2,16d$ .

Из рассмотрения принципа действия теплового двигателя (см. фиг.1) следует, что после перемещения поршневой вставки 20 вниз цикл завершается, 50 являясь при этом замкнутым. Когда трехпоршневая вставка 20 достигает крайнего нижнего положения, распределительный вал 9 поворачивает трехходовые клапаны 10-13 в положения, изображенные на фиг.1 рядом с базовыми позициями. Теперь рабочий такт осуществляется уже в полости теплообменника 7 холодильника 5 и одновременно происходит такт сжатия гете-

рогенной системы 16 в полости теплообменника 4 нагревателя 1. Теплообменник 7 закрыт с одной стороны вентилем 10, поэтому вытесняемый объем  $\Delta V = \varphi V_T$  через вентиль 13 поступает во вторую камеру 28 высокого давления, закрытую вентилем 12, и вызывает перемещение вверх поршня-плунжера 23 и, следовательно, трехпоршневой вставки 20 (процесс г-а с отводом тепла  $q_4$  от системы на T-S-диаграмме цикла, фиг.3). Одновременно по тракту камера 27 - вентиль 10 - теплообменник 4 - клапан 34 происходит сжатие гетерогенной системы 16 на величину  $\Delta V = \varphi V_T$ , осуществляемое в полости теплообменника 4 при высокой температуре  $T_1$  и низком давлении  $P_1$  (процесс б-в на T-S и P-V-диаграммах с подводом тепла  $q_2$  к системе 16, фиг.3 и 4). В это же время осуществляется нагрев гетерогенной системы 16 с незаполненными порами (процесс а-б с подводом тепла  $q_1$  к системе 16, представленный на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг.3 и 4) и охлаждение гетерогенной системы 16 с заполненными порами (процесс в-г с отводом тепла  $q_3$  от системы 16, представленный на T-S и P-V-диаграммах цикла, фиг.3 и 4). путем перемещения гетерогенной системы 16 при  $V=\text{const}$  по тракту камера 29 - клапан 32 - теплообменник 3 - вентиль 12 - теплообменник 8 - вентиль 11 - клапан 33 - поршень 21 - камера 29. Порция  $V = (1 + \varphi) V_T + V_{\text{м.ч.}}$  поступает в теплообменник 3 нагревателя 1 и нагревается там до температуры  $T_1$ , вытесняя оттуда уже нагретый до температуры  $T_1$  тот же объем  $V$ , который, попадая в теплообменник 8 холодильника 5, охлаждается там до температуры  $T_2$ , предварительно вытесняя в камеру 29 уже охлажденную до температуры  $T_2$  в предыдущем цикле такую же порцию  $V$  гетерогенной системы 16.

После того, как поршневая вставка 20 занимает крайнее верхнее положение, распределительный вал 9 поворачивает трехходовые вентили 10-13 в положение, обозначенное на фиг.1 сплошными линиями, и цикл в тепловом двигателе повторяется снова в соответствии с ранее рассмотренными закономерностями.

Поскольку в тепловом двигателе такты изохорического нагрева и охлаждения гетерогенной системы 16 совмещены (см. фиг.1), то представляется возможным преобразование каналов связи вентиль 10 - вход 39 теплообменника 7 и клапан 34 - вход 41 теплообменника 4 в элементы рекуперативного теплообменника 43 (см. фиг.2), точно так же каналы связи клапан 32 - вход 42 теплообменника 3 и вход 40 теплообменника 8 - вентиль 12 включены по схеме рекуперативного теплообменника 44. Наличие рекуперативных теплообменников 43 и 44 позволяет повысить термический КПД цикла и двигателя в связи с выполнением условия  $q_1 = q_3$  (см. T-S-диаграмму цикла на фиг.3 и выражение (12), откуда исключается величина  $q_1$ , и тогда  $q_1 \rightarrow q_3$ ).

Испытания лабораторной модели теплового двигателя в лаборатории кафедры автоматизации теплоэнергетических процессов показали физическую и конструктивную осуществимость описанных технических решений, а также работоспособность описанного теплового двигателя. Обращает на себя внимание, что рабочий элемент двигателя - трехпоршневая вставка 20 - работает всегда при постоянной низкой температуре  $T_2$ , что гарантирует эксплуатационную надежность двигателя.

#### Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

1. Тепловой двигатель, содержащий нагреватель с размещенными в нем двумя горячими теплообменниками, холодильник с размещенными в нем двумя холодными теплообменниками и гидравлически соединенный со всеми теплообменниками при помощи связанных с распределительным валом золотников гидродвигатель, причем в полостях всех теплообменников и гидродвигателя размещена гетерогенная термодинамическая система в виде взвеси в жидкости частиц капиллярно-пористого тела с лиофобной поверхностью, а рабочий орган гидродвигателя связан с нагрузкой и распределительным валом, отличающийся тем, что, с целью повышения удельной мощности и надежности и упрощения конструкции, гидродвигатель выполнен

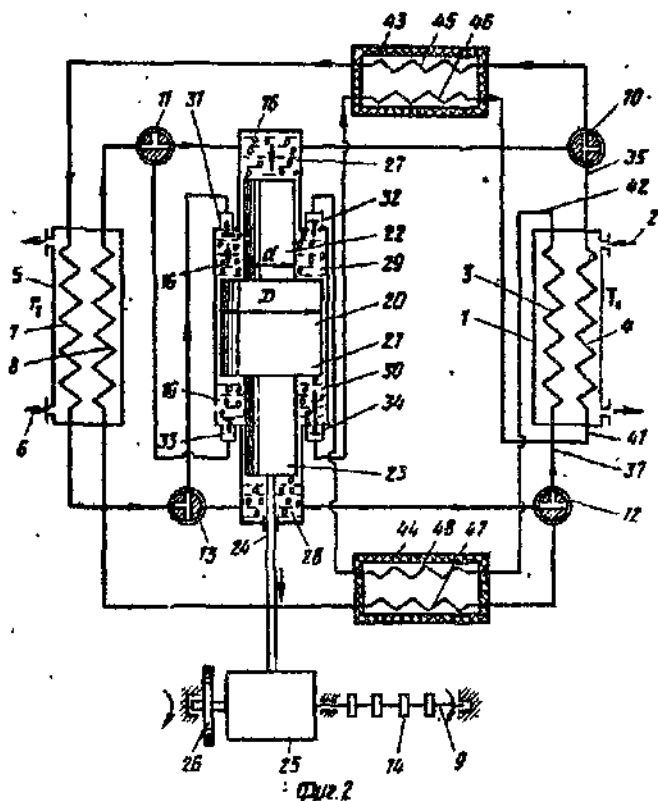
в виде полого ступенчатого цилиндра с размещенным в последнем рабочим органом в виде трехпоршневой вставки с центральным поршнем и выполненными с ним за одно целое симметрично расположенными относительно него поршнями-плунжерами, полость цилиндра разделена вставкой на две opposитно расположенные камеры высокого давления с диаметром, равным диаметру поршней-плунжеров, и две камеры низкого давления с диаметром, равным диаметру центрального поршня, диаметр последнего больше диаметра поршней-плунжеров в  $\sqrt{2 + \frac{1}{\varphi}(1 + \frac{1}{K})}$  чис-

ло раз, где  $\varphi$  - открытая пористость частиц капиллярно-пористого тела;

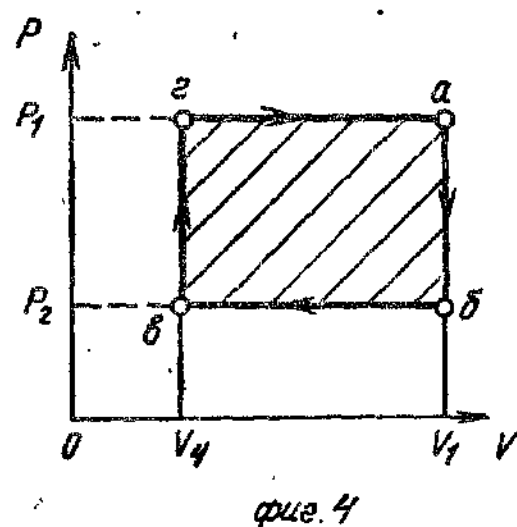
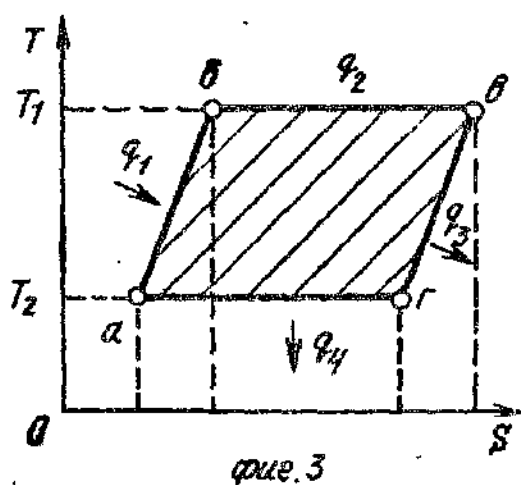
K - коэффициент их упаковки, каждая камера низкого давления дополнительно снабжена всасывающим и нагнетательным обратными клапанами, золотники выполнены в виде двух горячих и двух холодных трехходовых вентилей, каждый вентиль имеет один вход и два выхода, каждая камера высокого давления подключена через вход и первый выход одного горячего и одного холодного вентилей к выходам соответственно одного горячего

и одного холодного теплообменников, второй выход каждого холодного вентилей сообщен через соответствующий всасывающий обратный клапан с камерой низкого давления, не смежной с его камерой высокого давления, второй выход горячего вентилей каждой камеры высокого давления сообщен с входом холодного теплообменника, к которому подключена другая камера высокого давления, вход каждого горячего теплообменника сообщен через соответствующий нагнетательный обратный клапан с камерой низкого давления, не смежной с камерой высокого давления, подключенной к этому теплообменнику, холодные вентили так же, как и горячие, попарно сдвинуты по фазе друг относительно друга на  $90^\circ$ , а вентили одной камеры - на  $270^\circ$ .

2. Двигатель по п.1, отличающийся тем, что, с целью повышения его термического КПД, он дополнительно снабжен двумя противоточными регенеративными теплообменниками, каждый из которых отдельно соединен с одним из горячих теплообменников, при этом тракты каждого регенеративного теплообменника отдельно сообщены с входом и выходом своего горячего теплообменника.







Редактор Т.Горячева      Составитель Л.Тугарев      Техред М.Ходанич      Корректор И.Муска

Заказ 1235/ДСП      Тираж 211      Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета СССР  
по делам изобретений и открытий  
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5

Производственно-полиграфическое предприятие, г. Ужгород, ул. Проектная, 4

