электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 536.8

Двигатели с внешним подводом теплоты (ДВПТ)

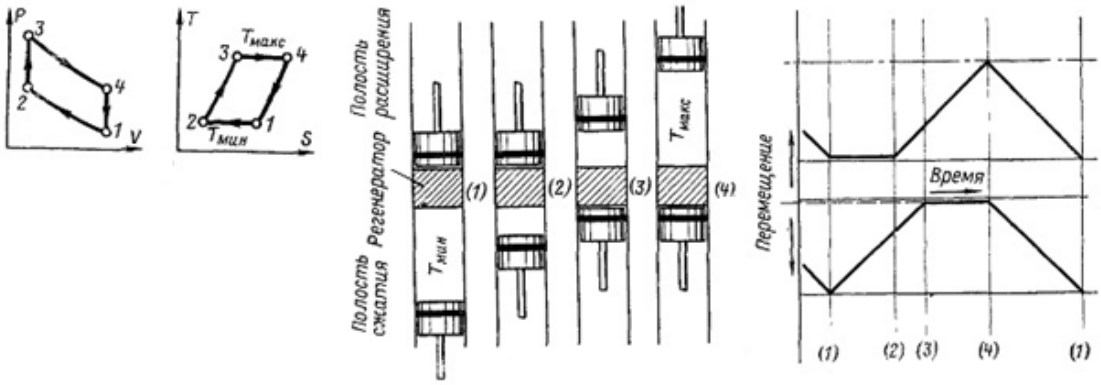
Катаев И.З., *студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Прикладная механика»

Научный руководитель: Тимофеев Г.А., д.т.н., профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теория механизмов и машин»
timga@bmstu.ru

Наиболее экологически чистыми, бесшумными и универсальными являются двигатели с термодинамическим процессом Стирлинга [1,2,4]. Этот термодинамический процесс был запатентован шотландским священником Робертом Стирлингом 27 сентября 1816 года. Двигатели с внешним подводом теплоты работают по циклу Стирлинга и имеют ряд преимуществ перед обычными ДВС, работающими по циклу Карно.

Высокий КПД, надежность и долговечность, возможность использования различных видов топлива, его полное сгорание, малая токсичность и низкий уровень шума, большой диапазон мощностей(от нескольких ватт до сотен киловатт) позволяют применять эти двигатели в автотранспорте и медицине, на подводных лодках, в сельском хозяйстве и космических кораблях с использованием солнечной энергии и других областях [1–3]. Например одним из перспективных способов охлаждения электронных устройств является использование двигателей Стирлинга, который выступает в системе охлаждения в качестве теплообменника [5].

Ознакомимся подробнее с циклом Стирлинга.



а) б) в)

Рис. 1. Цикл Стирлинга: а) p–V и T–S диаграммы; б) положения поршней в основных точках цикла; в) диаграмма «время–перемещение»

Рассмотрим цилиндр, имеющий два противоположно размещенных поршня с помещенным между ним регенератором (Рис.1, б). Регенератор можно рассматривать как некую термодинамическую «губку», обладающую способностью поочередно поглощать и отдавать теплоту. Он представляет собой металлическую насадку, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок. Один из двух объемов, расположенный между регенератором и поршнями, называемый полостью расширения, находится при высокой температуре $T_{макс}$. Другой объем, находящийся при низкой температуре $T_{мин}$, называется полостью сжатия. Следовательно, температурный градиент между поверхностями регенератора равен $T_{макс}$-$T_{мин}$. Предполагается, что в продольном направлении материал имеет нулевую теплопроводность. Здесь так же, как и в цикле Карно, принимается, что движение поршней происходит без трения и утечек рабочего тела, находящегося между поршнями.

Предположим, что в начале цикла поршень полости сжатия находится в нижней мертвой точке, а поршень расширения - в верхней мертвой точке, около торцевой поверхности регенератора. В таком положении все рабочее тело находится в холодной полости сжатия. Его объем максимальный, а давление и температура минимальные; это соответствует точке 1 на p, V- и T, S - диаграммах (Рис.1, а). Во время процесса сжатия (1-2) нижний поршень движется по направлению к верхней мертвой точке, а поршень полости расширения остается неподвижным. Рабочее тело сжимается в полости сжатия, и давление его увеличивается. Температура остается постоянной, так как теплота Q_c отводится от полости сжатия в окружающую среду.

В процессе 2-3 оба поршня движутся одновременно: поршень полости сжатия к регенератору, а поршень полости расширения - от регенератора. Движение поршней

происходит таким образом, что объем между ними остается постоянным. Вследствие этого рабочее тело, проходя через пористую насадку регенератора, переходит из полости сжатия в полость расширения. При прохождении через регенератор температура рабочего тела за счет теплоты насадки повышается от $T_{мин}$ до $T_{макс}$. Постепенное увеличение температуры газа при прохождении его через пористую насадку регенератора при постоянном увеличении объема вызывает повышение его давления.

В процессе расширения 3-4 верхний поршень продолжает двигаться от регенератора в направлении верхней мертвой точки; поршень полости сжатия остается неподвижным в верхней мертвой точке, вблизи регенератора. Поскольку это процесс расширения, то с увеличением объема газа давление его уменьшается. Температура рабочего тела остается постоянной, поскольку теплота Q_E подводится к системе от внешнего источника.

Последний процесс в цикле 4-1, во время которого поршни движутся одновременно так, чтобы возвратить рабочее тело при постоянном объеме через насадку регенератора из полости расширения в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки и вследствие этого температура рабочего тела уменьшается и достигает $T_{мин}$ - температуры полости сжатия. Теплота, переданная в этом процессе, сохраняется в насадке и передается рабочему телу в процессе 2-3 следующего цикла.

Таким образом, цикл состоит из четырех процессов: 1-2 - процесс изотермического сжатия, теплота от рабочего тела с температурой $T_{мин}$ передается окружающей среде; 2-3 - процесс при постоянном объеме, теплота от насадки регенератора передается рабочему телу; 3-4 - процесс изотермического расширения, теплота от внешнего источника с температурой $T_{макс}$ передается рабочему телу; 4-1 - процесс при постоянном объеме, теплота от рабочего тела передается насадке регенератора.

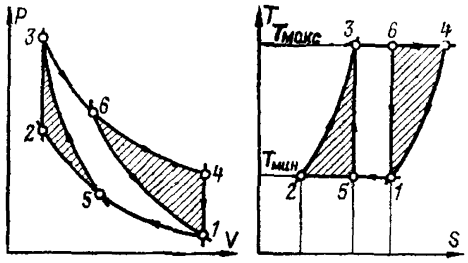
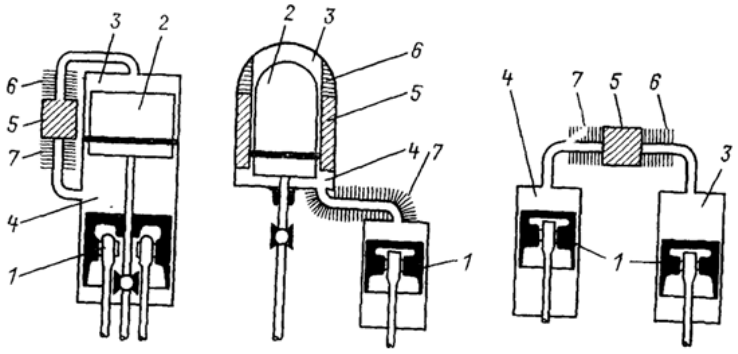


Рис. 2. Циклы Стирлинга и Карно. Приведенные циклы даны для одних и тех же значений максимальной и минимальной температур, давлений и объемов. Заштрихованные площади на p, V– и T, S– диаграммах характеризуют соответственно прирост внешней работы и увеличение количества теплоты в цикле Стирлинга

Термический коэффициент полезного действия цикла Стирлинга такой же, как и для цикла Карно, т.е. $\eta = (T_{макс} - T_{мин})/T_{макс}$. Основное преимущество цикла Стирлинга перед циклом Карно заключается в замене двух изоэнтропических процессов двумя процессами при постоянном объеме, что существенно увеличивает площадь на p, V-диаграмме. Потому для получения достаточной работы в цикле Стирлинга не требуется создавать очень высокие значения давлений и вытесняемых объемов, как в случае цикла Карно.

Более чем за сто лет было создано множество машин, работающих по циклу Стирлинга, и обладающих различной конструкцией, например таких, как α – стирлинг (Рис.3, в), β – стирлинг (Рис.3, а), γ – стирлинг (Рис.3, б).



а) б) в)

Рис. 3. Три основные схемы, по которым может быть создано большинство разновидностей двигателей Стирлинга.
а– рабочий поршень и вытеснитель в одном цилиндре; б– рабочий поршень и вытеснитель в разных цилиндрах; в– машина с двумя рабочими поршнями. 1– рабочий поршень; 2– вытеснитель; 3– полость расширения; 4– полость сжатия; 5– регенератор; 6– нагреватель; 7– холодильник

В 1938 году по инициативе известной голландской фирмы Philips работа над стирлингами возобновилась и была поднята на новый уровень. Инженеры компании решили приспособить автономные двигатели для привода генераторов в «неэлектрифицированных» районах - чтобы продавать там свои радиотовары. А в 1959 году сотрудник фирмы Philips, доктор Мейер, создал β-стирлинг на базе ромбического механизма.

Двигатель с таким механизмом вызывает наибольший интерес, т.к. ромбический механизм обеспечивает возможность полного уравновешивания двигателя, сводит к минимуму трение и износ уплотнительных колец, поскольку в силу симметрии схемы отсутствуют боковые усилия от рабочего и вытеснительного поршней на цилиндр. Однако недостатком ромбического механизма является его относительная сложность.

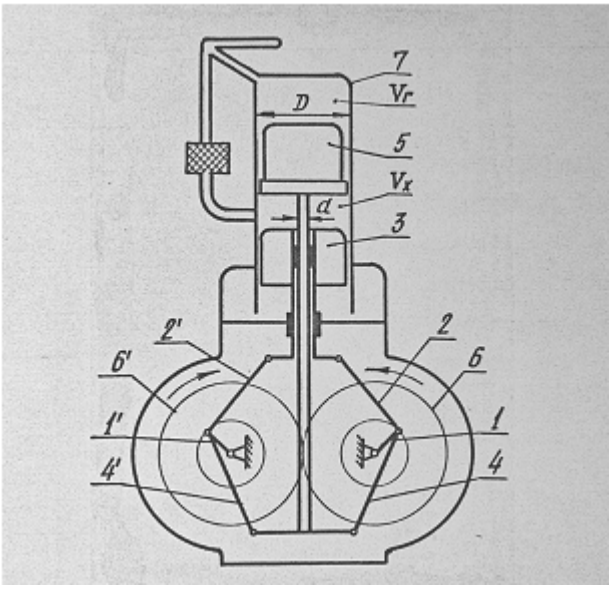


Рис. 4. Схема двигателя с ромбическим механизмом

Рассмотрим конструкцию двигателя Стирлинга на базе ромбического механизма.

Изменение объема горячей полости должно опережать изменение объема холодной полости, что осуществляется при помощи приводного ромбического механизма. Он состоит из двух кривошипов 1 и 1', соединяющихся между собой при помощи шестерен 6 и 6', двух равных шатунов 2 и 2', связанных через траверсу и полый шток с рабочим поршнем 3, двух равных шатунов 4 и 4', связанных со штоком вытеснительного поршня 5 при помощи траверсы.

Система шатунов 2-2', 4-4' образует форму подвижного деформируемого ромба, откуда и происходит название механизма.

$V_г$ и V_x - полости расширение и сжатия соответственно.

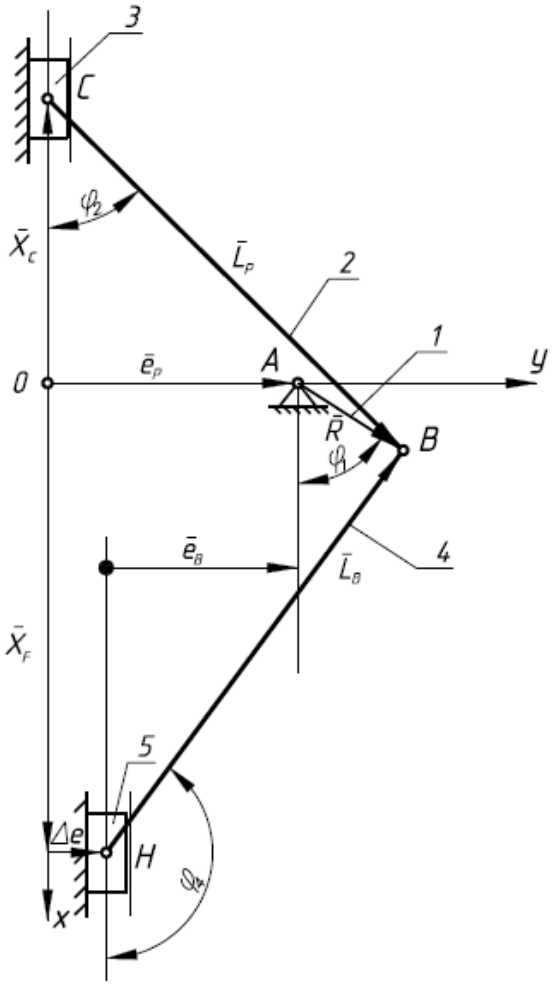


Рис. 5. Расчетная схема

Рассмотрим расчетную схему ромбического механизма, представленную на Рис.5, для определения функций положения точек и звеньев механизма. Уравнения замкнутости контуров OABCO и OABHO в системе координат XOY запишутся в виде

$e_P+R_P=X_C+L_P$, (1)

$e_P+R_P=X_H+\Delta e$, (2)

$\Delta e=e_P-e_B$. (3)

Проецируя эти векторные уравнения на оси OX и OY, получим

$R*cos\varphi_1=X_C+L_P*cos\varphi_2$, (4)

координата $X_C<0$,

$R*cos\varphi_1=X_H+L_B*cos\varphi_4$, (5)

координата $X_H>0$,

$e_P+R*sin\varphi_1=L_P*sin\ \varphi_2$, (6)

$e_P+R*sin\varphi_1= \Delta e+L_B*sin\ \varphi_4$. (7)

Из уравнения (6)

$sin\ \varphi_2=(e_P+R*sin\varphi_1)/L_P$. (8)

Из уравнения (7)

$sin\ \varphi_4=(e_B+R*sin\varphi_1)/L_B$. (9)

Учитывая, что $cos\varphi_2=\sqrt{1-sin^2\varphi_2}$(угол φ_2 находится в первой четверти),

а $cos\varphi_4=-\sqrt{1-sin^2\varphi_4}$ (угол φ_4 находится во второй четверти), запишем выражения для нахождения координат точек X_C и X_H:

$X_C=R*cos\varphi_1-L_P*cos\varphi_2$, (10)

$X_H=R*cos\varphi_1-L_B*cos\varphi_4$. (11)

При работе двигателей объемы горячей Vг и холодной Vх полостей изменяются в зависимости от угла поворота кривошипа α как показано на рисунке 1.3. При этом существует их максимальное значение и определенное отношение этих объемов, обозначенное $W=V_{xmax}/V_{гmax}$.

Т.к.

$W=V_{xmax}/V_{гmax}$, (12)

то

$V_{xmax}=W*V_{гmax}$, (13)

где

$V_{гmax}=(\pi*D^2*S_{Hmax})/4=(\pi*D^2)*(X_{H0}-X_{Hmin})/4$, (14)

где X_{H0}, X_{Hmin} – соответственно координаты точки Н в крайнем правом и крайнем левом положениях.

$V_{xmax}=(W*\pi*D^2)*(X_{H0}-X_{Hmin})/4$, (15)

но V_{xmax} можно выразить, а именно

$V_x=(\pi*D^2)*(1-d^2/D^2)(H_0-|X_C|-X_H)/4$, (16)

где H_0 – условная длина штока вытеснителя, равная максимальному расстоянию мужду точками присоединения шатунов к траверсам F и C.

Решая совместно два эти уравнения, получим

$|X_C|+X_H=H_0-W*(X_{H0}-X_{Hmin})/(1-d^2/D^2)$, (17)

где L_0-условная длина штока вытеснителя, равная максимальному расстоянию между точками присоединения шатунов к траверсам Н и С.

На основе этого равенства составим вспомогательную функцию максимальных объемов

$C_W(\alpha)=|X_C|+X_F$, (18)

где α – угол поворота кривошипа АВ, который отсчитывается от линии кривошипа, определяющей крайнее правое положение вытеснительного поршня, соответствующее максимальному объему горячей полости (нижняя мертвая точка вытеснителя). Максимальное значение $C_W(\alpha)$ равно условной длине штока H_0; при минимальном значении этой функции объем холодной полости будет максимальным.

Максимальное значение объема горячей полости V_{rmax} опережает максимальное значение объема холодной V_{xmax} на некоторый угол α_0, называемый сдвигом по фазе. Оказывается, что W и α_0 существенно влияют на мощность и экономичность двигателя при определенном ходе и диаметре поршней.

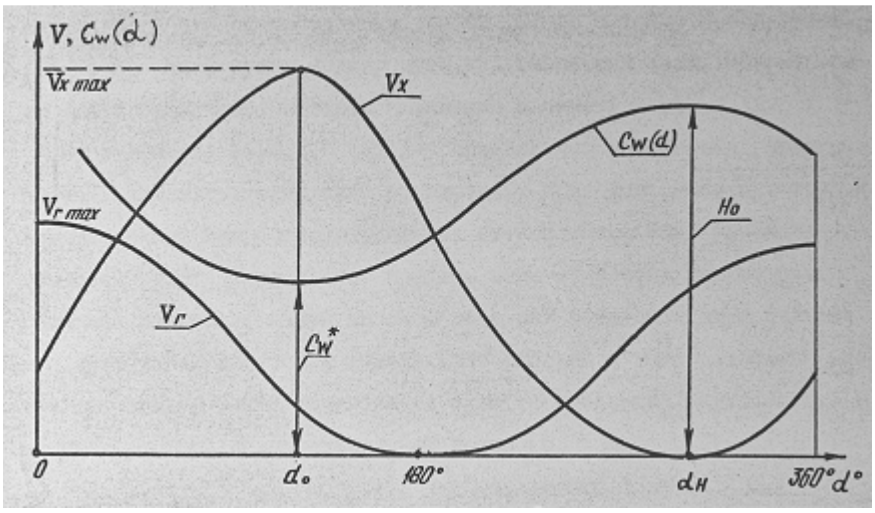


Рис. 6. Изменение объемов горячей ($V_г$) полости, объема холодной (V_x) полости и его вспомогательная функция ($C_w(\alpha)$)

Геометрия симметричных ромбических механизмов приводов, достаточно хорошо исследованных к настоящему времени, ограничивает пределы изменения основных параметров конструкции двигателя. Параметры W и α_0 принимаются в качестве основных при анализе и синтезе ромбических приводов.

Изменение объемов интересно тем, что в отличие от ДВС, у двигателя Стирлинга гармонически мягкая характеристика, которая позволит ему при реальных режимах работы обеспечить плавное изменение момента нагрузки на выходном валу.

Список литературы

1. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: пер. с англ. М.: Энергия, 1978. 152 с., ил. [G.Walker. Stirling-cycle machines. Calgary: Clarendon Press, 1978.].
2. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.: ил.
3. Бирюков В.И. Синтез и уравновешивание асимметричных ромбических механизмов привода двигателя с внешним подводом теплоты (ДВПТ): дис. … канд. техн. наук. М., 1981. 115 с.
4. Даниличев В.Н., Ефимов С.И., Звонов В.А., Круглов М.Г., Шувалов А.Г. Двигатели Стирлинга / под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1977. 150 с.
5. Ханов Г.В., Белкина Е.Б. Перспективный способ охлаждения электронных устройств // Известия ВолгГТУ. 2014. №23. С. 50-52.