

АНАЛИЗ ЦИКЛА СВОБОДНО-ПОРШНЕВЫХ МАШИН ТИПА СТИРЛИНГА С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ ПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ

А.В. Синев, М.Я. Израилович, В.Ф. Щербаков, Р.В. Кангун



СИНЕВ
Александр Владимирович

Профессор, доктор технических наук, заведующий лабораторией «Разработки средств виброзащиты систем человек-машина» Института машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН). Специалист в области виброзащитных систем, проблем обеспечения безопасности жизнедеятельности, теории машин и механизмов, машиноведения, энергетического оборудования. Автор более 300 научных трудов, в том числе 5 монографий, свыше 50 изобретений и патентов.



ИЗРАИЛОВИЧ
Михаил Яковлевич

Профессор, доктор технических наук, главный научный сотрудник лаборатории «Разработки средств виброзащиты систем человек-машина» ИМАШ РАН. Специалист в области прикладной теории колебаний и управления колебательными системами, математического моделирования и оптимизации технических и физических систем, управления динамическими системами. Автор более 130 научных трудов, из которых более 50 издано за рубежом, автор около 30 изобретений.

© Синев А.В., Израилович М.Я.,
Щербаков В.Ф., Кангун Р.В., 2005

Введение

В настоящее время наиболее широкое распространение в различных отраслях современной техники имеют двигатели внутреннего сгорания (ДВС) на жидком и газообразном топливе (поршневые, газотурбинные), а так же паровые турбины.



ЩЕРБАКОВ
Виталий Федорович

Доцент кафедры «Гидропневмоавтоматики и гидропривода» Московского автомобильно-дорожного института (МАДИ (ТУ), кандидат технических наук. Специалист в области газо- и гидродинамики технических и природных систем, возобновляемых источников и систем прямого преобразования энергии. Автор более 10 публикаций и 11 патентов.



КАНГУН
Роман Витальевич

Аспирант лаборатории «Разработки средств виброзащиты систем человек-машина» ИМАШ РАН. Автор 3 статей.

Вместе с тем, в последнее время все более широкий интерес, как в отечественных, так и в зарубежных исследованиях, проявляется к машинам, использующим источник внешнего нагревания, в частности, к двигателям типа Стирлинга [1-3]. Такие машины по сравнению с ДВС имеют ряд преимуществ, к числу которых относятся: работа по замкнутому циклу, без непрерывных микровзрывов в рабочих цилиндрах; минимальные вредные примеси в выпускных газах; высокая экономичность (при работе расходуется относительно небольшое количество топлива любого вида).

Двигатель Стирлинга работает по замкнутому термодинамическому циклу. Это определяет как его преимущества, так и недостатки. Например, поскольку рабочее газообразное тело постоянно находится в полости двигателя, неиспользованное тепло в атмосферу полностью отводится через теплообменник, в то время как в двигателях, работающих по незамкнутому циклу, кроме того, производится выпуск горячих газов из цилиндров. Поэтому по сравнению с ДВС двигателю Стирлинга требуется более совершенная система охлаждения. В системах, предназначенных для транспортных средств, где экономия занимаемого двигателем объема является определяющим фактором, необходимость использования радиатора с увеличенным рабочим объемом считается недостатком. В то же время, это может стать преимуществом в системах, потребляющих всю энергию, и в тепловых насосах, где холодильник больших размеров может увеличить КПД системы.

Отсутствие клапанов газораспределения в основном корпусе двигателя Стирлинга и работа без периодических микровзрывов в рабочих цилиндрах означают, что устранены основные источники шума, как газодинамического, так и механического характера. Это делает двигатель Стирлинга значительно менее шумным, чем другие устройства для выработки механической энергии с возвратно-поступательным движением, и тем самым, более приемлемым с точки зрения эксплуатационных требований,

а также перспективным для применения в военных целях.

В двигателях Стирлинга применяются регенеративные теплообменники (регенераторы), размещенные в каналах, по которым газ перемещается между горячей и холодной зонами двигательной установки. Регенератор предназначен для попеременного накопления и возвращения части тепловой энергии, полученной в рабочем цикле двигателя. Передача энергии пульсирующему газовому потоку должна происходить таким образом, чтобы свести к минимуму подвод тепла к установке и в то же время поддерживать на заданном уровне мощность, снимаемую с вала [8]. За счет действия регенератора повышается КПД цикла, поэтому теплообменник такого типа – существенный элемент любого двигателя Стирлинга, рассчитанного на практическое применение.

Для эффективной работы двигателя в качестве рабочего тела в рабочей камере предлагается использовать газ со сложной полимолекулой $2\text{CH}_4\text{C}_3\text{H}_8 \cdot 17\text{H}_2\text{O}$ (кристаллогидрат природного газа), изменение рабочего давления для которого происходит за счет процесса ассоциации-диссоциации полимолекул при относительно малом температурном градиенте, что исключает требование получения высокого градиента температуры (нагревателя – холодильника).

Исследования А.А. Краснова [4, 5] в области термодинамики природного газа показали эффективность применения кристаллогидрата природного газа в двигателях. Так, при его использовании в качестве рабочего тела можно значительно увеличить эффективность работы цикла двигателя. При температуре нагревателя 25°C и температуре холодильника 8°C можно организовать рабочий цикл двигателя с эффективным рабочим давлением 2-2,5 МПа. Такое давление при использовании идеального газа можно достичь лишь при температуре нагревателя порядка 2000°C , что и наблюдается в традиционных ДВС. В данном случае в нагревателе полимолекула газа распадается на отдельные составляющие с повышением давления в N раз (N – число составляющих молекул).

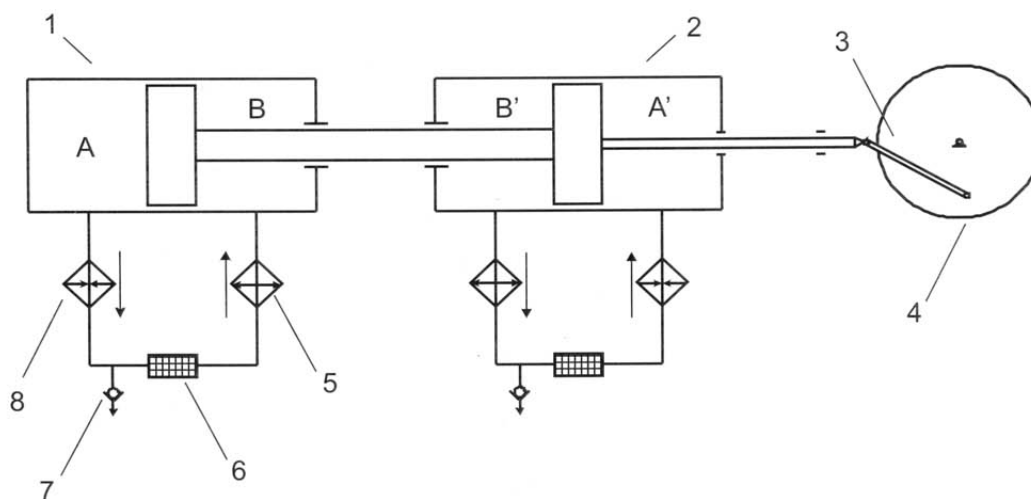


Рис. 1. Схема работы двигателя Стирлинга с закрытым циклом:

1, 2 – рабочие камеры цилиндров с opposитно соединенными между собой штоками;
3 – кривошипно-шатунный механизм; 4 – маховик; 5 – холодильник (радиатор охлаждения);
6 – регенератор (емкость с дробью); 7 – заправочный клапан; 8 – нагреватель (теплообменник)

Здесь тепло, подводимое к газу, расходуется не на его нагрев, а на диссоциацию молекул и температура газа меняется незначительно. Герметичная рабочая камера двигателя в модели (рис. 1) с закрытым циклом позволяет дополнительно увеличить эффективность рабочего процесса за счет увеличения начального давления зарядки рабочего тела по аналогии с турбонаддувом дизелей.

Так, при начальном давлении 1 МПа и повышении температуры до 25 °С происходит процесс диссоциации молекулы газа с повышением давления в N раз. Таким образом, давление в конце процесса диссоциации равно N МПа, а эффективное давление равно разности конечного и начального давлений: $(N-1)$ МПа. При использовании, например, в ДВС начального давления, равного атмосферному, значение эффективного давления составляет $0,1(N-1)$ МПа.

Таким образом, по сравнению с ДВС данный способ получения давления и возможность повышения начального давления позволит повысить эффективность двигателя в $(N-1)K$ раз, где K – степень повышения начального давления.

Следует отметить, что если к настоящему времени весьма детально и подробно разра-

ботана методика динамического анализа ДВС с позиции современной теории механизмов [6] и динамики машин [7], то в области тепловых машин с внешними источниками нагревания, в частности, двигателей Стирлинга имеется существенный пробел.

В научной литературе [1, 2] рассматриваются идеальные термодинамические циклы и не учитываются инерционность подвижных частей машин, сопротивления, возникающие в результате сил трения в сочленениях, нагрузки.

Динамическая модель машины

В настоящей статье приводятся результаты динамического анализа наиболее простой модели – двигателя Стирлинга свободно-поршневого типа (машина Била). При этом учитываются только силы, возникающие в результате инерции движущихся поршней, в сочетании с термодинамическими закономерностями, которым подчиняется рабочее тело.

Рассмотрим рабочий цикл свободно-поршневой машины Стирлинга. Диаграмма идеального цикла Стирлинга состоит из кривых (рис. 2), каждая из которых характеризует один из четырех подциклов [1].

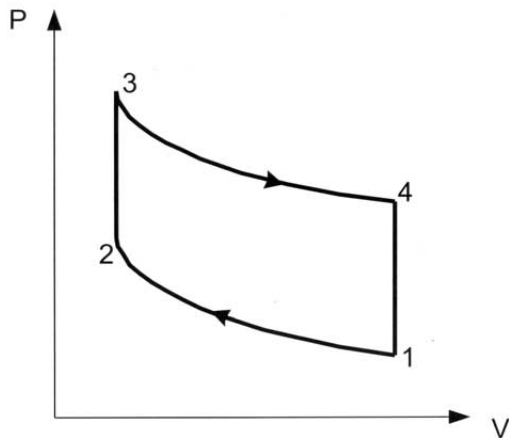


Рис. 2. $p - V$ диаграмма идеального цикла Стирлинга: 1-2 – изотермическое сжатие; 2-3 – изохорное сжатие; 3-4 – изотермическое расширение; 4-1 – изохорное расширение

Рассмотрим каждый подцикл в отдельности.

Подцикл «Изотермическое сжатие». В этом подцикле правый поршень (рис. 3) под действием давления p_0 , превышающего давление со стороны сжимаемого газа, движется

справа налево при постоянной температуре $T = T_{min}$. Левый поршень неподвижен.

Текущее значение объема сжимаемого газа в правой камере

$$V_n(x) = S(X - x - \frac{l}{2}). \quad (1)$$

Из уравнения Менделеева-Клайперона связь между текущими значениями давления и объема определяется зависимостью:

$$p_n(x)V_n(x) = G_0RT_{min}, \quad (2)$$

где $p_n(x)$ – давление в камере правого поршня; G_0 – масса газа (величина постоянная); R – универсальная газовая постоянная.

Из выражения (2) с учетом формулы (1) определяется текущее значение давления:

$$p_n(x) = \frac{G_0RT_{min}}{S(X - x - \frac{l}{2})}. \quad (3)$$

Уравнение движения поршня с учетом его инерционности имеет такой вид:

$$m\ddot{x} = p_0S - p_n(x)S, \quad (4)$$

где p_0S – сила внешнего воздействия; $p_n(x)S$ – сила, создаваемая давлением газа внутри правой камеры; m – масса поршня.

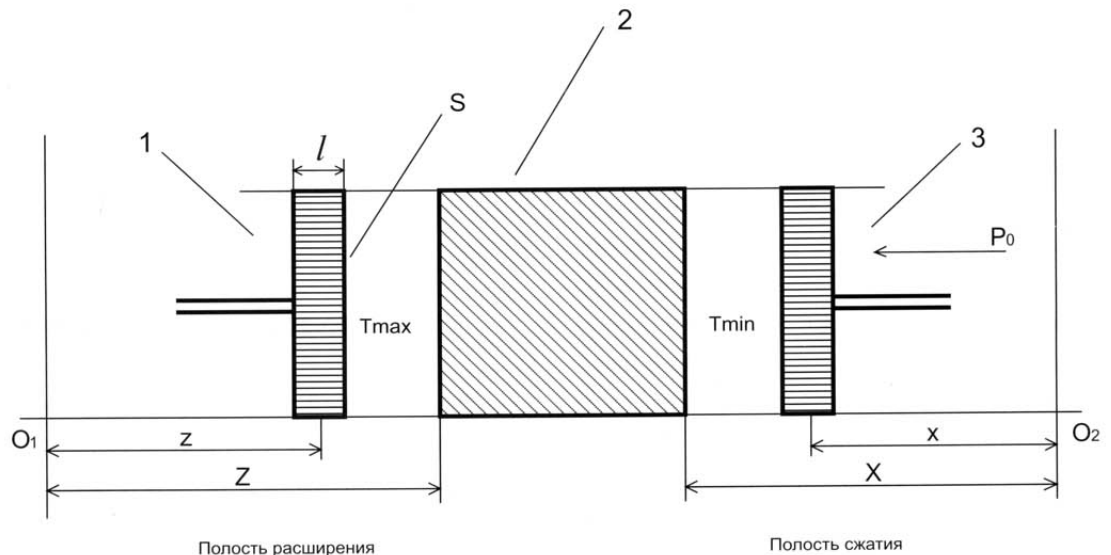


Рис. 3. Расчетная схема динамической модели свободно-поршневой машины Стирлинга:

1, 3 – левый и правый поршни соответственно; 2 – регенератор; S – площадь поршня; l – длина поршня; X – расстояние от начала координат до правого конца регенератора (при расчете движения правого поршня); Z – расстояние от начала координат до левого конца регенератора (при расчете движения левого поршня); x – текущее смещение правого поршня, отсчитываемое от начала координат до его срединной плоскости; z – текущее смещение левого поршня, отсчитываемое от его срединной плоскости до начала координат; T_{min} – минимальная температура в правом цилиндре; T_{max} – максимальная температура в левом цилиндре

Подцикл «Изохорное сжатие». На втором участке цикла оба поршня перемещаются влево: правый – к регенератору, левый – от регенератора (см. рис. 3). При этом текущее значение объема в правой камере определяется по формуле (1), а в левой – по формуле:

$$V_n(z) = S(Z - z - \frac{l}{2}). \quad (5)$$

При прохождении газа через регенератор теплота от материала насадки передается газу, переходящему в левую рабочую камеру. Элементарное количество теплоты (за бесконечно малый промежуток времени) может быть определено как

$$dQ = \alpha dV_n, \quad (6)$$

где α – коэффициент пропорциональности; dV_n – элементарный объем, переходящий в левую камеру.

Из формулы (5) следует:

$$dV_n = -Sdz, \quad (7)$$

где $dz < 0$, так как координата z убывает.

С другой стороны, элементарное количество теплоты в левой камере

$$dQ = G_0 c_v dT_n, \quad (8)$$

где c_v – удельная теплоемкость; dT_n – элементарное приращение температуры в левой камере.

Из выражений (6)-(8) получим:

$$G_0 c_v dT_n = -\alpha S dz.$$

Откуда

$$G_0 c_v T_n = -\alpha S z + c_1, \quad (9)$$

где c_1 – постоянная интегрирования.

В начальный момент второго участка цикла левый поршень занимает крайнее правое положение z_1 ($z_1 \leq Z - \frac{l}{2}$). При этом температура в левой полости $T = T_{min}$. Из этих условий определяется константа

$$c_1 = G_0 c_v T_{min} + \alpha S z_1.$$

С учетом этого из формулы (9) определяется текущее значение температуры:

$$T_n(z) = T_{min} + \frac{\alpha S}{G_0 c_v} (z_1 - z). \quad (10)$$

Поскольку левый поршень движется влево, значение z уменьшается, и температура $T_n(z)$ монотонно возрастает с течением времени.

Значения давления, объема и температуры в левой камере связаны уравнением, вытекающим из уравнения Менделеева-Клайперона:

$$p_n(z) V_n(z) = G_n(z) R T_n(z), \quad (11)$$

где $G_n(z)$ – текущее значение массы газа в левой полости.

Для правой полости аналогичные уравнения имеют вид:

$$p_n(x) V_n(x) = G_n(x) R T_{min}; \quad (12)$$

$$G_n(x) = G_0 - G_n(z), \quad (13)$$

где $G_n(x)$ – текущее значение массы газа в правой полости.

Из выражений (11) и (12) следует:

$$p_n(z) = \frac{G_n(z) R T_n(z)}{V_n(z)}; \quad (14)$$

$$p_n(x) = \frac{G_n(x) R T_{min}}{V_n(x)}. \quad (15)$$

Сопротивление регенератора $r = const$ связано с массой газа $G_n(z)$ и значениями давлений следующим образом:

$$r \frac{dG_n(z)}{dt} = p_n(x) - p_n(z). \quad (16)$$

Таким образом, зависимость (16) представляет собой линейное дифференциальное уравнение первого порядка относительно $G_n(z)$.

Уравнения движения левого и правого поршня соответственно имеют вид:

$$m \ddot{z} = (p_0 - p_n) S; \quad (17)$$

$$m \dot{x} = (p_n - p_0) S. \quad (18)$$

Уравнения (16)-(18) образуют замкнутую систему дифференциальных уравнений с тремя искомыми функциями $x(t)$, $z(t)$, $G_n(z)$, для интегрирования которой используются такие начальные условия:

$$G_n(x_2, z_1, 0) = 0, \quad x(0) = x_2, \quad z(0) = z_1, \\ \dot{x}(0) = 0, \quad \dot{z}(0) = 0.$$

Подцикл «Изотермическое расширение». На третьем участке температура газа в левой рабочей полости максимальна и в соответствии с уравнением (10) определяется по формуле:

$$T_{max} = T_{min} + \frac{\alpha S}{G_0 c_v} (z_1 - z_3). \quad (19)$$

Она остается постоянной в процессе расширения, т.е. движение левого поршня от регенератора происходит за счет увеличения объема газа при подводе к нему тепла.

При этом давление $p_n(z)$ уменьшается:

$$p_n(z) = \frac{RT_{max} G_n(z)}{V_n(z)}. \quad (20)$$

Значение $V_n(z)$ определяется по формуле (5).

Уравнение движения левого поршня (правый поршень неподвижен) имеет вид:

$$m\ddot{z} = p_n(z)S - p_0S. \quad (21)$$

Подцикл «Изохорное расширение». Четвертый участок цикла рассчитывается аналогично второму участку с той лишь разницей, что теперь температура в левой полости уменьшается.

В результате, система уравнений, аналогичная системе (16)-(18), будет иметь вид:

$$m\ddot{x} = (p_n - p_0)S; \quad (22)$$

$$m\ddot{z} = (p_n - p_0)S; \quad (23)$$

$$p_n(x) - p_n(z) = r \frac{dG_n(x)}{dt}. \quad (24)$$

Аналитическое решение таких систем затруднительно в силу того, что система трех дифференциальных уравнений (16)-(18), соответствующая участку кривой 2-3, и соответственно, система уравнений (22)-(24) для участка

4-1, не могут быть проинтегрированы в замкнутой форме. Поэтому уравнения (4), (16)-(18), (21)-(24) интегрируются численно.

Численное решение полученных уравнений выполнено с применением компьютерного математического пакета MathCAD. Расчеты производились для следующих значений параметров: $S = 0,0146 \text{ м}^2$; $m = 6 \text{ кг}$; $l = 0,08 \text{ м}$; $X = 0,5 \text{ м}$; $Z = 0,5 \text{ м}$; $T_{min} = 293 \text{ °K}$; $p_0 = 1,5 \text{ бар}$; $G_0 = 0,008 \text{ кг}$. Выполненные расчеты позволили определить:

- время установления стационарного режима автоколебаний двигателя (время разгона):

$$\Sigma T = T_{1n} + T_{2n} + T_{3n} + T_{4n}, \quad (25)$$

где T_{1n} , T_{2n} , T_{3n} , T_{4n} – время совершения первого, второго, третьего и четвертого подциклов соответственно (по результатам расчета $\Sigma T = 0,287 \text{ с}$);

- циклограммы движения поршней с учетом динамики, которые будут отличаться от соответствующих циклограмм, приведенных в работе [1].

На рис. 4-9 приведены кривые, показывающие изменение координат движения поршней (n – номер итерации). Сплошная линия 1 соответствует результатам расчетов с учетом динамики подвижных частей (расчетный цикл), а пунктирная линия 2 – идеальному циклу.

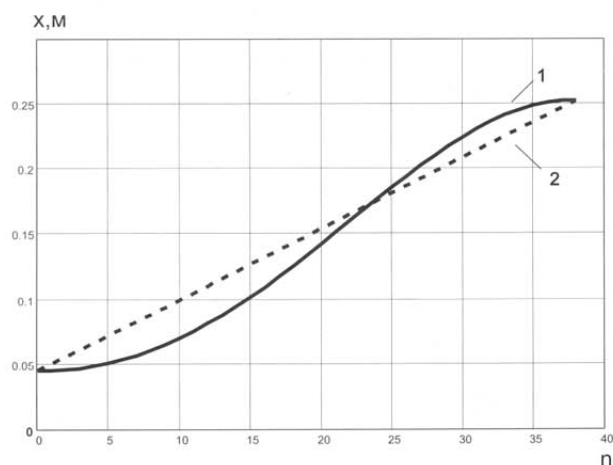


Рис. 4. Изменение координаты движения правого поршня в первом подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

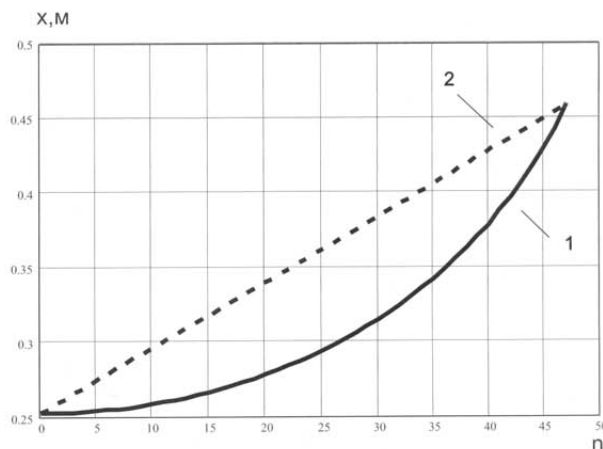


Рис. 5. Изменение координаты движения правого поршня во втором подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

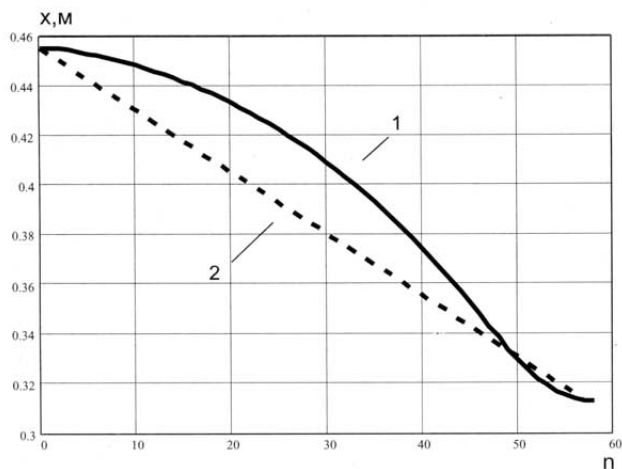


Рис. 6. Изменение координаты движения левого поршня во втором подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

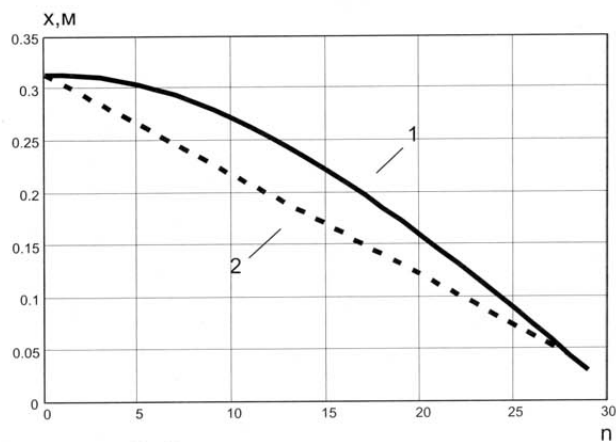


Рис. 7. Изменение координаты движения левого поршня в третьем подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

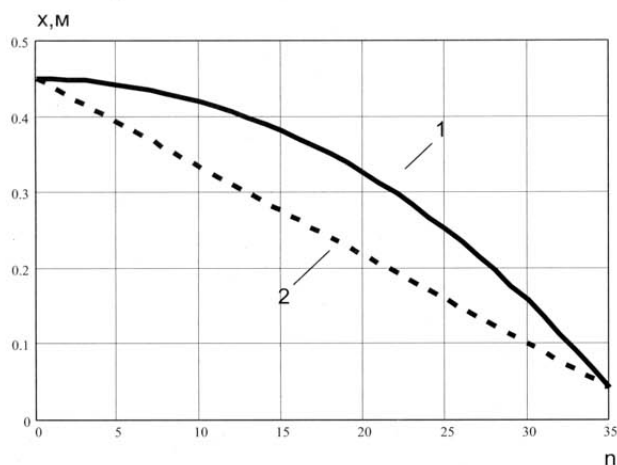


Рис. 8. Изменение координаты движения правого поршня в четвертом подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

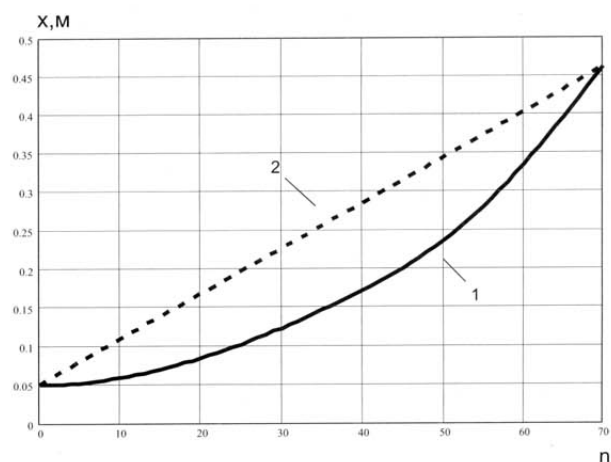


Рис. 9. Изменение координаты движения левого поршня в четвертом подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

На рис. 10, 11 приведены графики изменения суммарного объема во втором и четвертом подциклах, показывающие, что процессы, протекающие в них – неизохорные.

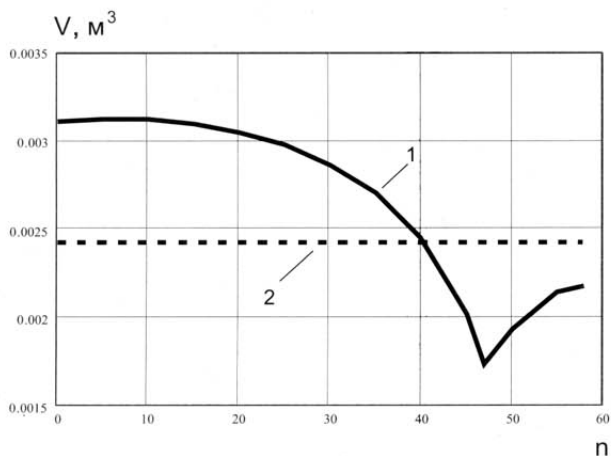


Рис. 10. Изменение суммарного объема во втором подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

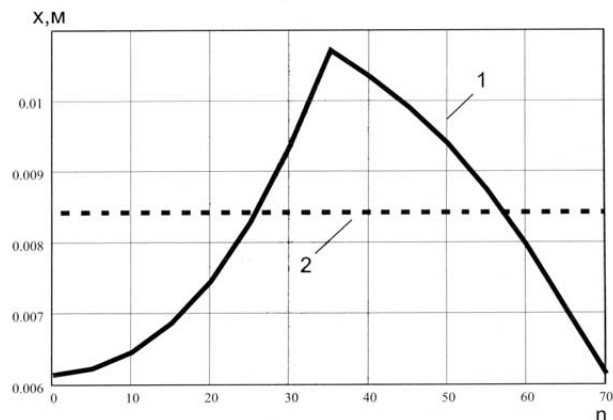


Рис. 11. Изменение суммарного объема в четвертом подцикле:
1 – расчетный цикл; 2 – идеальный цикл

Заключение

В результате проведенных исследований разработана динамическая модель двигателя Стирлинга свободно-поршневого типа. При этом получена система дифференциальных уравнений, численное решение которой позволяет определять значения координат перемещения поршня с учетом его динамики, значение времени установления стационарного режима автоколебаний двигателя, действительные значения давлений рабочего тела в цилиндрах двигателя.

Динамический анализ показал, что процессы, протекающие во втором и четвертом подциклах, не являются изохорными, как это принято считать в известной идеальной теории машин Стирлинга.

Список литературы

1. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга. – М.: Энергия, 1978. – 151 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Щербаков В.Ф., Малошицкий Н.В., Пономарев В.В. Концепция экологически чистого двигателя внешнего сгорания // Сб. науч. докл. II межд. совещ. по исп. энергоаккумулирующих веществ в экологии, машиностроении, энергетике. – М.: ИМАШ РАН, 2001. – 151 с.
3. Краснов А.А. Применение кристаллогидратов природного газа в качестве рабочего тела термодинамического цикла // Проблемы добычи газа. 1979. № 3. С. 207-208.
4. Краснов А.А. Термодинамика соединений включения. К вопросу о влиянии природы рабочего тела на КПД цикла Карно // Журнал физической химии. 1978. С. 138.
5. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
6. Динамика машин и управление машинами / Под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1988. – 239 с.
7. Козляков В.В., Синев А.В., Пашков А.И., Кочетов О.С. Аккумуляция энергии средой сжиженных газов // Сб. науч. докл. IX Межд. совещ. по энергоаккумуляции и экологии в машиностроении, на транспорте и энергетике. – М.: ИМАШ РАН, 2004. С. 113-120.