



ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДІЙСНИХ ЦИКЛІВ ДВИГУНІВ СТІРЛІНГА НА ОСНОВІ ЇХ АДІАБАТНОЇ МОДЕЛІ

С. А. Горожанкін

*Донбаська національна академія будівництва і архітектури,
вул. Державіна, 2, г. Макіївка, 86123, Україна.*

Отримана 15 жовтня 2006 г.; прийнята 12 грудня 2006 г.

Анотація. Розроблено метод розрахунку та оптимізації параметрів двигунів Стірлінга на базі адіабатної моделі їх термодинамічних циклів. Запропонована узагальнена схема двигуна і визначений порядок обчислень його параметрів з розрахунком процесів теплообміну у внутрішньому робочому контурі машини, зовнішніх контурах нагрівача та охолоджувача. Процеси стиску та розширення у циліндрах розглядаються як адіабатні. Враховані гідравлічні втрати енергії робочого тіла при теплообміні та регенерації теплоти. Виконаний аналіз втрат енергії завдяки теплообміну та регенерації теплоти. Враховані втрати енергії на привід додаткових агрегатів, механічні втрати на тертя. Визначені внутрішній і ефективний ККД двигунів. Проведено порівняння результатів розрахунків за ізотермічною та адіабатною моделями, порівняння їх з дослідними даними для експериментальних двигунів.

Ключові слова: двигун Стірлінга, термодинамічний цикл, адіабатна модель, внутрішній контур, втрати теплові, втрати механічні, коефіцієнт корисної дії.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА НА ОСНОВЕ ИХ АДИАБАТНОЙ МОДЕЛИ

С. А. Горожанкин

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,
ул. Державина, 2, г. Макеевка, Донецкая область, Украина, 86123.*

Получена 15 октября 2006 г.; принята 12 декабря 2006 г.

Аннотация. Разработан метод расчета и оптимизации параметров двигателей Стирлинга на базе адиабатной модели их термодинамических циклов. Предложена обобщенная схема двигателя и определен порядок вычислений его параметров с расчетом процессов теплообмена во внутреннем рабочем контуре, внешних контурах нагревателя и охладителя. Процессы сжатия и расширения в цилиндрах рассматриваются как адиабатные. Учтены гидравлические потери энергии рабочего тела во внутреннем контуре и внешних устройствах. Проведен анализ потерь энергии при теплообмене и регенерации теплоты. Вычислены затраты энергии на привод вспомогательных агрегатов, механические потери на трение. Определены внутренний и эффективный КПД двигателей. Проведено сопоставление результатов расчетов по изотермической и адиабатной моделям, сравнение их с опытными данными для экспериментальных двигателей.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, термодинамический цикл, адиабатная модель, внутренний контур, тепловые потери, потери механические, коэффициент полезного действия.

DETERMINATION OF THE ACTUAL CYCLES PARAMETERS OF THE STIRLING ENGINE ON THE BASIS OF THEIR ADIABATIC MODEL

S. A. Gorozhankin

*the Donbas Natinaol Academy of Civil Engineering and Architecture,
2, Derzhavin str., 86123 Makiyivka. Ukraine.*

Received 15 October 2006; accepted 12 December 2006.

Abstract. There has been developed a method of calculating and optimizing parameters of Stirling engines on the basis of the adiabatic model of their thermodynamic cycles. An engine generalized scheme is introduced, and the order of calculating its parameters relative to the heat exchange processes in its internal operating contour, external contours of a heater and cooler is determined. Compression and expansion processes in cylinders are considered as adiabatic. Hydraulic losses of a working body energy in the internal contour and external devices are taken into account. Energy losses at heat exchange and heat regeneration are analyzed. Energy expenses to drive auxiliary units, mechanical losses on friction are calculated. Internal and effective efficiency factors of engines are determined. The calculation results by the isothermal and adiabatic models are compared, and their comparison with the experimental data for pilot engines is done.

Key words: Stirling engine, a thermodynamic cycle, an adiabatic model, an internal contour, heat losses, mechanical losses, an efficiency factor.

Введение

Проблемы повышения экономичности теплоэнергетических установок решаются как путем использования альтернативных топлив, так и совершенствованием тепловых двигателей, применением новых типов машин. В настоящее время во многих странах проводятся исследования и уже выпущены опытные образцы тепловых машин Стирлинга. Они находят все большее распространение в различных областях техники, как в вариантах двигателей, так и рефрижераторов, тепловых насосов [1,2]. Помимо известных конструкций ожижителей газов криогенной техники, такие машины начинают применять в системах теплохладоснабжения зданий и сооружений. Для этих систем машины Стирлинга зачастую проектируются по "дуплексным" схемам, содержащим двигатель и термотрансформатор.

Существующие методы расчета параметров двигателей Стирлинга базируются, как правило, на изотермической математической модели [2]. Она предполагает подвод и отвод теплоты при постоянных температурах газа в рабочих полостях цилиндров, что практически нереально. Нагреватель и охладитель, в соответствии с этой моделью, также находятся при

постоянных температурах, причем их объемы, в соответствии с принимаемой расчетной схемой, не оказывают влияния на термический КПД цикла. В то же время процессы в рабочих пространствах цилиндров двигателей Стирлинга нельзя представлять изотермическими в силу ограниченной площади их внутренних поверхностей. Площади этих поверхностей, через которые переносится теплота, в реальных конструкциях существенно меньше поверхностей теплообмена нагревателей и охладителей. Вследствие указанных причин термодинамические процессы непосредственно в цилиндрах машин следует полагать в большей степени приближенными к адиабатным.

Адиабатная модель идеального цикла [3] двигателей Стирлинга предполагает адиабатные процессы сжатия и расширения в цилиндрах и изотермические в нагревателе и охладителе. Результаты исследований показывают, что термический КПД, определенный по этой модели, можно представить в виде функциональной зависимости

$$\eta_t = \eta_t(\tau, k, \alpha, h, r, x), \quad (1)$$

где $\tau = T_2/T_1$ — отношение температур источников теплоты;

k — отношение вытесняемых объемов;

α — угол фазового сдвига изменений объемов полостей;

h , g и x — соответственно относительные объемы нагревателя, охладителя и регенератора. Для изотермической модели циклов Стирлинга, как известно, термический КПД равен КПД цикла Карно в том же температурном интервале, т.е.

$$\eta_t = \eta_t(\tau) = 1 - \tau. \quad (2)$$

Наибольшее влияние на КПД оказывают объемы нагревателя и охладителя, поскольку подвод и отвод теплоты осуществляются именно в них. Исследования идеальных циклов по адиабатной модели показали [4], что эти объемы следует увеличивать для повышения η_t . В то же время рост объемов теплообменников, как и регенератора, приводит одновременно к возрастанию гидравлических потерь во внутреннем контуре, а также внешних потерь теплоты вследствие роста габаритов двигателя. В конечном итоге оказывается, что, как и для машин, оптимизированных на базе изотермической модели, величины h , g и x должны быть вполне определенными. Их значения, как и другие параметры машин, могут быть найдены методом замкнутой оптимизации [5].

Цель

Целью проведенных исследований является разработка метода расчета параметров действительных циклов и двигателей Стирлинга на основе исходной адиабатной модели. Это дает возможность, как показывают сравнения с результатами экспериментальных исследований, получать более достоверные данные об их параметрах, чем при расчетах на базе изотермической модели. Полученные результаты являются основой для проектирования двигателей, а также корректирования их параметров в процессе испытаний и доводки.

Разработанный автором метод замкнутой оптимизации параметров машин Стирлинга, использовавшийся ранее [5] для исследований по изотермическим моделям, применим как к двигателям, так и к машинам с обратными циклами — охладителям, тепловым насосам. Блок-схема процесса оптимизации и вычислений параметров двигателей представлена на рис.1.

Конечная цель расчета — определение таких значений варьируемых параметров, кото-

рые позволяют добиться в итоге экстремального значения оптимизируемого параметра. Этот параметр, являясь целевой функцией ряда переменных — параметров оптимизации, вычисляется путем поиска его экстремума с применением ЭВМ и соответствующих программ.

Изложение материала

Определение параметров действительных циклов и параметров УТМС на базе адиабатической модели осуществляется, как и для модели идеального цикла, путем рассмотрения пяти основных элементов машины, схематически представленных на рис.2. К ним, помимо рабочих цилиндров, относятся нагреватель, охладитель и регенератор. Эти агрегаты соединены друг с другом промежуточными элементами с "неактивными" мертвыми объемами, поэтому суммарный объем внутренних полостей включает, помимо вышеперечисленных, объемы полостей между цилиндрами и теплообменниками V_{ed} и V_{cd} , а также между нагревателем и регенератором V_{hd} , регенератором и охладителем V_{rd} , как это показано на рис.2.

Полагая, что в полостях цилиндров 1 и 2 протекают процессы, близкие к адиабатным, можно, в первом приближении, для определения температур рабочего тела в этих полостях воспользоваться уравнениями адиабаты. При этом необходимо учитывать изменение температур в цилиндрах с учетом направлений потоков газа.

Для количественной оценки массопереноса между указанными узлами положительное направление потока рабочего тела условно принято от полости расширения к полости сжатия через все промежуточные поверхности раздела. В этом случае температура на границе перехода из цилиндра расширения в нагреватель определится как:

$$T_{eh} = T_e, \text{ если } G_{eh} > 0 \text{ и } T_{eh} = T_h, \text{ если } G_{eh} < 0,$$

где T_e — текущее значение температуры рабочего тела в цилиндре расширения;

T_h — температура в нагревателе;

G_{eh} — массовый расход из цилиндра расширения в нагреватель.

Соответственно для цилиндра сжатия:

$$T_{cr} = T_r, \text{ если } G_{cr} > 0 \text{ и } T_{cr} = T_c, \text{ если } G_{cr} < 0.$$

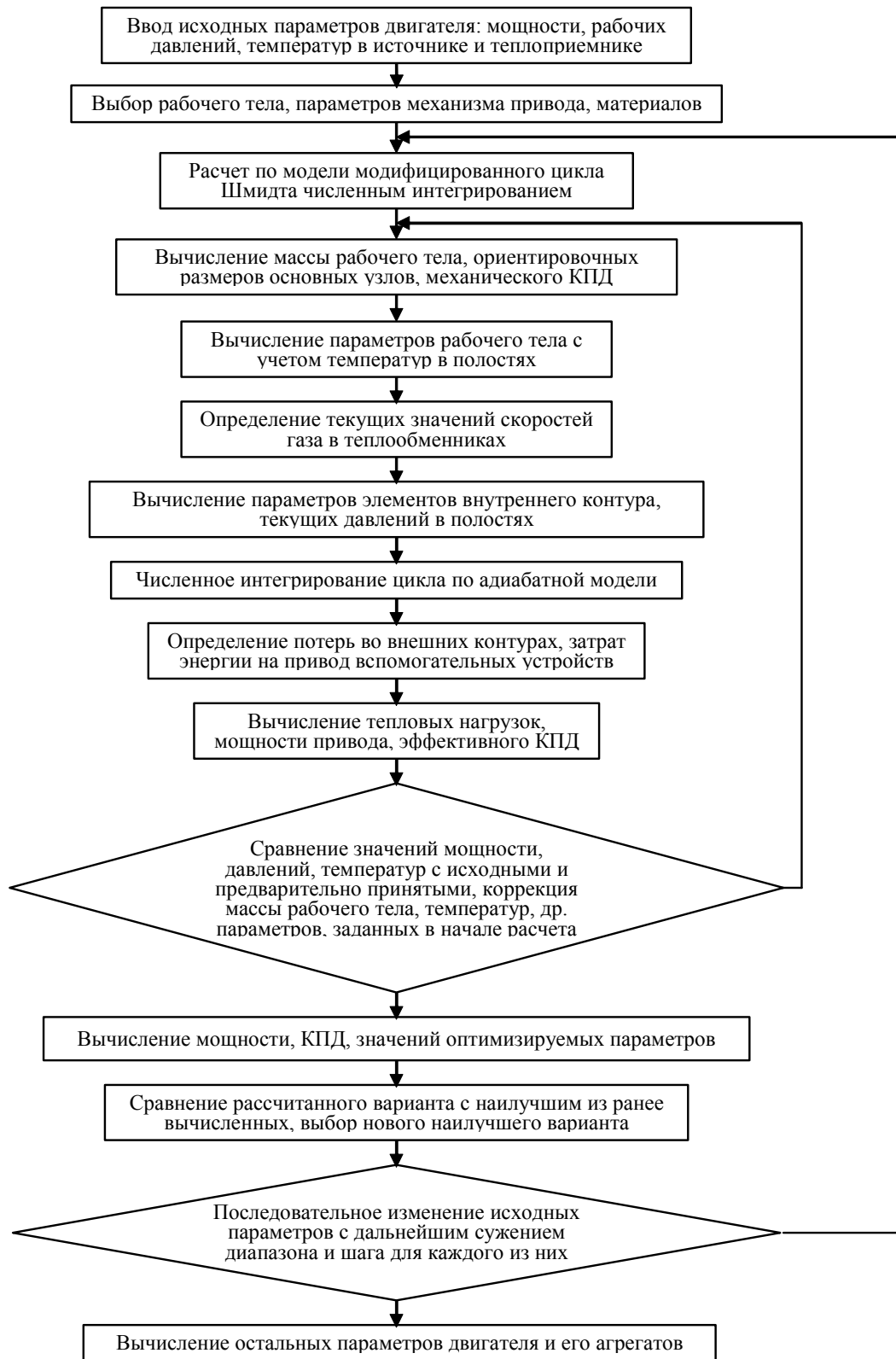


Рисунок 1. Схема расчета параметров двигателей Стирлинга на основе адиабатной модели их циклов

В качестве оптимизируемого параметра может выступать, например, удельная мощность (массовая, литровая), эффективный КПД, удельный расход топлива, теплоты и т.д. В расчетах процессов действительных циклов двигатель Стирлинга рассматривается как сложная термодинамическая система, включающая ряд более простых. Для каждой из этих подсистем составлены уравнения, отражающие характерные особенности протекающих в ней тепловых и газодинамических процессов [5].

К параметрам оптимизации относятся внутренние объемы теплообменников, диаметры и длины трубок нагревателей и охладителей, их относительное расположение и шаг, параметры насадки регенератора и др. Принципиально число этих параметров не ограничено, но, как показала практика, обычно оно не превышает 12-15. Перед проведением расчетов на основе исходных данных (мощности, температур источника теплоты и теплоносителя в системе отвода теплоты) принимается модификация двигателя, схема механизма его привода, выбирается рабочее тело внутреннего контура (газ), теплоносители внешних контуров нагревателя и охладителя. Кроме того, устанавливаются начальные значения объемов нагревателя, охладителя и регенератора, ряд конструктивных соотношений. Это необходимо для первоначального ориентировочного расчета идеального цикла по модифицированной модели

Шмидта [5], позволяющего, в первом приближении, определить массу рабочего тела в машине, рабочие объемы цилиндров и теплообменников, их размеры и другие геометрические параметры. Перечисленные величины в дальнейшем непрерывно уточняются в процессе оптимизации.

На следующей стадии осуществляется расчет параметров рабочего тела внутреннего контура в соответствии с адиабатной моделью с учетом кинематики механизма привода и температур в теплообменниках. Для этого определяется распределение масс рабочего тела в машине в каждый момент времени по углу поворота вала привода.

Исследования показали, что для обеспечения точности вычислений оптимизируемых параметров в 3-4 значащих цифры при расчете на основе изотермической модели достаточно при интегрировании принять шаг угла поворота вала двигателя $1...2^\circ$. Расчеты на базе адиабатной модели цикла для достижения той же точности требуют принимать этот шаг существенно меньшим — около 0.1° . Кроме того, в последнем случае при численном интегрировании необходимо проводить вычисления до "замыкания" текущих значений температур рабочего тела в полостях цилиндров (равенства начальной и конечной температур), что требует последовательных расчетов для 4-5 циклов. Вследствие указанных причин время вычислений и оптимизации на основе адиабатной

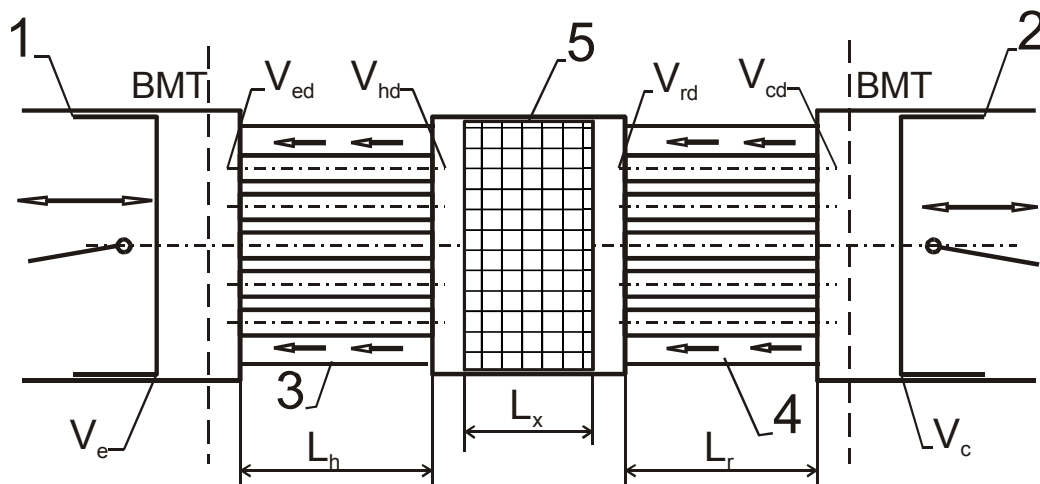


Рисунок 2. Схема двигателя Стирлинга к расчету его действительного цикла: 1 — цилиндр расширения; 2 — цилиндр сжатия; 3 — нагреватель; 4 — охладитель; 5 — регенератор

модели возрастает в 50...100 раз по сравнению с расчетами по изотермической модели. На рис.3 в качестве примера приведены графики изменений температур в полостях цилиндров в течение термодинамического цикла. Текущие значения температур в полостях цилиндров отнесены к их средним величинам в течение цикла.

В ходе расчетов параллельно вычисляются текущие значения скоростей рабочего газа в трубках нагревателя, охладителя и в насадке регенератора, что дает возможность определить гидравлические потери во внутреннем контуре. С учетом скорости газа по соответствующим критериальным уравнениям определяются коэффициенты сопротивлений по длине [5]. Местные коэффициенты гидравлического сопротивления в теплообменниках вычисляются с учетом направления потока газа из одной рабочей полости в другую, поскольку для многих конструкций нагревателей и охладителей они зависят от этого направления. Плотность, коэффициенты теплопроводности и вязкости газа в каждой из полостей внутреннего контура двигателя вычисляются в соответствии с температурой и давлением рабочего тела. В ходе дальнейшего численного интегрирования при вычислении значений давления и работы в полостях гидравлические потери учитываются в каж-

дый момент времени на всех участках внутреннего контура двигателя.

Коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности трубок теплообменников определяются по критериальным уравнениям в зависимости от текущего значения скорости газа [5]. Полученные значения коэффициентов теплоотдачи усредняются по циклу как для нагревателя, так и для охладителя. В программе учитывается теплообмен непосредственно в цилиндрах [6] по аналогии с расчетом таких процессов в двигателях внутреннего сгорания.

Поскольку регенератор является одним из важнейших узлов двигателя, а его эффективность в значительной мере влияет на параметры последнего (регенерируемая теплота, как показывают исследования, обычно в 3-5 раз превышает теплоту, подведенную в двигателе), в процессе оптимизации определяются наилучшие соотношения между параметрами насадки. При этом учитывается ее материал, пористость, геометрические размеры. Длина и поперечное сечение регенератора оказывают существенное влияние на габариты и компоновку двигателя, поэтому выбор их значений является сложным вопросом, требующим комплексных решений.

Расчет процессов теплообмена во внутреннем контуре дает возможность определить

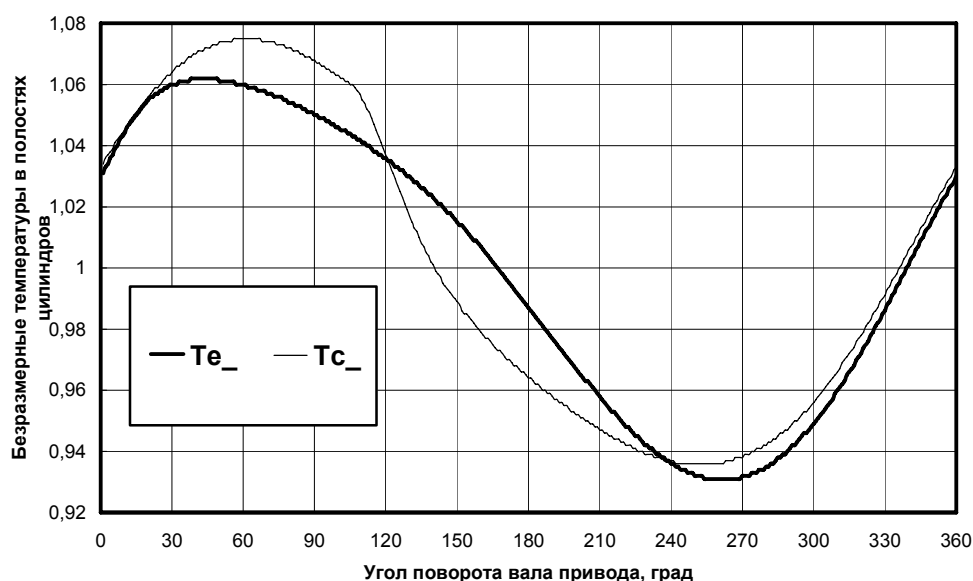


Рисунок 3. Изменение температур в полостях цилиндров двигателя

внутренний КПД двигателя, учитывающий несовершенство процессов теплообмена, а также гидравлические потери. Его определение осуществляется после вычисления работы действительного цикла путем численного интегрирования выражений для работы в цилиндрах двигателя с учетом текущих значений давлений рабочего тела. Этот КПД определяет качественную сторону процессов во внутреннем контуре двигателя.

Следующий этап — определение эффективного КПД двигателя с учетом механического трения, а также потерь на привод вспомогательных агрегатов. В настоящее время нет общепринятых зависимостей для определения механического КПД двигателей Стирлинга, ориентировочно его значения оценивают от 0.55 до 0.95 [1]. Такой широкий диапазон обусловлен разнообразием схем и конструктивных отличий двигателей, а также тем, что потери на трение в механизме зачастую определяют косвенными вычислениями. Однозначным является установленный рост потерь на трение с увеличением частоты вращения и среднего давления в полостях. Г.Уокер [1], например, относит к потерям на трение также и гидравлические потери во внутреннем контуре, рассмотренные выше. Однако объединение их с механическими является не только нерациональным, но и некорректным.

В разработанной методике для количественной оценки механических потерь использована зависимость по аналогии с принятой в теории двигателей внутреннего сгорания [6]. Для этого в расчет вводится условное давление механических потерь, связанное со средней скоростью поршня линейной либо степенной зависимостью. Потери на трение в машине определяются, в основном, количеством уплотнений "цилиндр-поршень", "цилиндр-шток", числом подшипников в механизме привода, поэтому для каждой конструкции учитывают и эти факторы.

Двигатели Стирлинга содержат в своем составе ряд вспомогательных агрегатов. К ним следует отнести масляный и топливный насосы, нагнетатели, вентиляторы, компрессор, насос охлаждающей жидкости, генератор и др. При расчетах ДВС, ГТД потери на привод таких устройств обычно включают в состав ме-

ханических и учитывают механическим КПД. Такой подход является упрощением и не позволяет правильно учесть реальные затраты энергии на привод этих агрегатов, тем более, что относительная доля указанных потерь энергии, как правило, уменьшается с ростом мощности двигателя, а состав и относительные мощности вспомогательных устройств могут существенно отличаться. Это отражается в достаточно широких диапазонах рекомендованных для расчетов значений потерь. Затраты на привод агрегатов не обязательно должны быть минимизированы, т.к. целью является достижение максимального значения КПД силовой установки в целом. Так, например, повышение мощности (до определенного предела, разумеется) насосов теплоносителей внешних контуров зачастую позволяет интенсифицировать процессы теплопередачи в нагревателе и охладителе, повысить эффективный КПД. Поэтому в расчетные уравнения вводятся параметры этих вспомогательных агрегатов.

В ходе вычислений по разработанным программам для каждого сочетания независимых варьируемых параметров вычисляется значение оптимизируемого параметра двигателя, которое сравнивается с лучшим из ранее вычисленных. В конце процесса расчета для наилучшего варианта определяются оптимальные параметры двигателя. Полученные значения величин на практике ограничиваются требованиями прочности, надежности, возможностями технологии изготовления и требованиями эксплуатации. Эти ограничения в виде неравенств вводятся в программы, как и другие дополнительные условия, определяемые конструктивной схемой двигателя.

Метод замкнутой оптимизации позволяет принимать в качестве оптимизируемого практически любой параметр — КПД, удельную, литровую мощность и др. В конечном итоге это дает возможность оценивать совершенство двигателей Стирлинга. Так, например, с помощью разработанного метода и соответствующей программы проведен анализ параметров двигателя General Motors GPU-3. Приведенное для него значение эффективного КПД — 0.127 [3] несколько ниже полученного при расчете на базе изотермической модели (0.156). Расчет по адіабатній моделі дає ще більш близький

результат, составивший 0.148. Небольшое расхождение объясняется отсутствием информации о КПД камеры сгорания, параметрах внешнего контура охладителей, мощности вспомогательных агрегатов. Это не позволяет ввести в программу расчетов ряд исходных величин, характеризующих указанные узлы. Расчеты с приводимыми в [3] параметрами указанного двигателя, введенными в программу, позволили установить, что величина параметра мощности составляет 0.075. В то же время исследования показали, что при оптимальных соотношениях размеров нагревателя, охладителя и регенератора для этого же двигателя можно получить параметр мощности равный 0.096 при значении эффективного КПД 0.176. Для достижения этого следует, как показали расчеты, увеличить объем охладителя и уменьшить объем регенератора, что практически не потребует серьезных изменений в конструкции двигателя GPU-3.

Проведенные расчеты параметров двигателей Стирлинга и сравнение их с экспериментальными данными других авторов дают основание сделать вывод, что предложенный метод замкнутой оптимизации удобен для практики и позволяет осуществлять как поисковые

исследования установок с такими двигателями, так и получать результаты для проектирования. Выполненные исследования двигателей, тепловых насосов, рефрижераторов Стирлинга позволяют выбирать их оптимальные параметры с учетом параметров дополнительных устройств. Разработанные в ДонНАСА программы дают возможность определять влияние отдельных параметров теплоэнергетических установок с машинами Стирлинга на их эффективность.

Литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. - М.: Машиностроение, 1985. - 408с.
2. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга. - М.: Мир, 1986. - 464с.
3. Organ, Allan J. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine. Cambridge University Press, Oxford, 1992.
4. Горожанкин С.А. Сравнительный анализ моделей циклов двигателей Стирлинга // Вісник ДонНАБА. - Вип. 2004-5(47), 2004. - С. 101-104.
5. Горожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. - Макеевка: ДонГАСА, 2003. - 208с.
6. Горожанкин С.А. Теплообмен в цилиндрах машин Стирлинга // Вісник ДонНАБА. - Вип. 2001-2(27), 2001. - С. 149-152.

Горожанкін Сергій Андрійович — д.т.н., професор, завідувач кафедри "Автомобілі та автомобільне господарство" Донбаської національної академії будівництва і архітектури.

Горожанкин Сергей Андреевич — д.т.н., профессор, заведующий кафедрой "Автомобили и автомобильное хозяйство" Донбасской национальной академии строительства и архитектуры.

Gorozhankin Sergiy Andriyovych — D.Sc., Professor, the Head of Department of Automobiles and automobile facilities Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture.