

УДК 621.412

ВЛИЯНИЕ ШАТЛ-ЭФФЕКТА НА ИНТЕНСИФИКАЦИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ДВИГАТЕЛЕ СТИРЛИНГА

© 2014 В.А. Савченко, С.П. Столяров

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Статья описывает метод вычисления негативных тепловых потоков в цилиндро-поршневой группе двигателя Стирлинга. Одними из наиболее значимых являются шатл-эффект и насосные потери. Во вступительной части статьи описывается физическая сторона исследуемых явлений. Представлены основные зависимости, рекомендованные исследователями для вычисления шатл-эффекта и насосных потерь. С целью расчёта указанных тепловых потерь разработана математическая модель. Модель основана на представлении явления как квазистационарного радиального переноса тепла посредством конвекции и лучеиспускания. Представлена система алгебраических дифференциальных уравнений теплообмена между единичными элементами массивов. Система основных уравнений решается численным методом интегрирования (разновидность метода Эйлера - метод предельной верхней релаксации). В программу расчёта встроены алгоритмы контроля точности производимых вычислений. Алгоритм использован для расчёта шатл-эффекта и насосных потерь для двигателя Стирлинга 1P30/6, созданного в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. Дополнительно создана методика нахождения коэффициента теплоотдачи в зазоре между колпаком поршня-вытеснителя и стенкой цилиндра. Выполнено исследование степени влияния конструктивных параметров двигателя на рассматриваемые явления. Построены диаграммы ранжирования, наглядно демонстрирующие полученные результаты.

Двигатель Стирлинга, поршень-вытеснитель, шатл-эффект, математическая модель, коэффициент теплоотдачи.

Для машин, работающих по циклу Стирлинга, обязательным условием достижения максимальной эффективности и мощности является наличие значительного температурного градиента между горячим и холодным цилиндрами. Рассматривая распределение тепловых потоков в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) двигателя, следует учитывать отрицательное влияние, оказываемое на рабочий процесс перетечками тепла в осевом направлении. При возвратно-поступательном перемещении поршня-вытеснителя происходит сложный теплообменный процесс взаимодействия боковой поверхности поршня с рабочим телом в зазоре и стенкой цилиндрической втулки. Составными элементами процесса являются конвекция и лучеиспускание. При нахождении поршня в нагретой области головка поршня воспринимает тепло, которое впоследствии при перемещении поршня в холодную часть цилиндра, отдаёт в охладитель. Данное явление получило название шатл-эффекта. Помимо радиального переноса тепла шатл-эффект оказывает влияние на рас-

пределение температуры цилиндрической втулки по высоте, увеличивая температурный градиент и тем самым интенсифицируя тепловой поток в аксиальном направлении.

При движении поршня возникают насосные потери, также именуемые апендиксными. Под действием переменного давления по разные стороны уплотнительного кольца рабочее тело утекает и вытекает в кольцевую полость, образованную поршнем - вытеснителем и цилиндрической втулкой. Перемещение газа происходит в направлении, противоположном направлению движения поршня. Поскольку выходящий из зазора газ имеет более высокую температуру, чем поступающий из охладителя, имеет место потеря количества теплоты вследствие компенсации названного явления.

Отрицательное воздействие связано с тем, что шатл-эффект и насосные потери увеличивают нагрузку на систему охлаждения двигателя и снижают эффективность термодинамического цикла.

Целью исследования является создание математической модели для определения величины дополнительных тепловых перетечек из горячей в холодную полость в ЦПГ двигателей Стирлинга вытеснительного типа. На основании разработанной модели ставится задача изучить влияние конструктивных параметров двигателя на величину шатл-эффекта, а также сформулировать рекомендации по снижению негативного воздействия явления на рабочий процесс двигателя Стирлинга.

Расчёты производились для двигателя Стирлинга - схемы 1P30/6. Двигатель 1P30/6 создан в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы» по договору с головным исполнителем - некоммерческим партнерством «Национальное Углеродное Соглашение» [1]. Основные работы по изготовлению деталей и узлов двигателя были выполнены ООО «Квалитет» под руководством А.С. Матвеева.

Двигатель предназначен для работы в составе автономной многотопливной когенерационной установки суммарной мощностью до 10 кВт, преимущественно работающей на древесном топливе. Рабочим телом двигателя является воздух, расчётная мощность 2 кВт электрической энергии, до 10 кВт тепловой энергии, среднее давление рабочего тела 1 МПа, температура нагревателя 773 К, температура охладителя 363 К, частота вращения коленчатого вала 500 об/мин [2].

Теоретически можно выделить несколько наиболее важных параметров, оказывающих влияние на величину шатл-эффекта [3, 4]: скорость движения поршня (1), закон движения поршня (2), градиент температуры вдоль стенки (3), величина газового зазора между головкой поршня и стенкой цилиндра (4), длина поршня (5), ход поршня (6), теплофизические свойства поршня, цилиндрической втулки, рабочего

тела (7), толщина стенки цилиндра и поршня (8), диаметр поршня (9), поперечный градиент температуры в поршне и цилиндре (10).

Большинство исследователей шатл-эффекта утверждают, что его значение мало по сравнению с общим подводом энергии к системе. Насосные потери составляют величину меньшего порядка. Данные высказывания подтверждаются расчётами по наиболее известным упрощённым зависимостям.

У. Мартини в работе [4] предлагает формулу для грубой оценки шатл-эффекта в виде

$$Q_{ш} = \frac{(Y_K)(Z_K)(S_g)^2(\lambda_{заза})(T_H - T_X) \cdot d_{вт в}}{(\delta_{зазор})(L_{выт})},$$

где $Z_K = \frac{\pi}{8}$ - коэффициент, зависящий от закона изменения движения поршня-вытеснителя; S_g - ход поршня-вытеснителя; $\lambda_{заза}$ - коэффициент теплопроводности рабочего тела при данной температуре; T_H - температура на теплообменной стенке нагревателя; T_X - температура холодильника; $d_{вт в}$ - внутренний диаметр втулки цилиндра; $\delta_{зазор}$ - средний зазор между поршнем-вытеснителем и втулкой; $L_{выт}$ - высота поршня-вытеснителя; $Y_K = \frac{L_B}{1+(L_B)^2}$ - коэффициент, учитывающий частоту перемещения и характеристики стенки цилиндра; $L_B = 1 + \frac{1}{2\pi} \frac{\lambda_{заза}}{\delta_{зазор}} \left(\frac{L_{T1}}{\lambda_{выт}} + \frac{L_{T2}}{\lambda_{ц}} \right)$ - коэффициент, учитывающий скорость изменения температуры; $L_{T1} = 2\pi \sqrt{\frac{2(T_{D1})}{\omega_{кв}}}$ - длина температурной волны в поршне - вытеснителе; T_{D1} - коэффициент температуропроводности материала поршня - вытеснителя; $\lambda_{выт}$ - коэффициент теплопроводности материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $\rho_{выт}$ - плотность материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $c_{р выт}$ - удельная теплоёмкость материала поршня-вытеснителя при данной температуре; $\omega_{кв}$ - угловая частота вращения коленчатого вала двигателя; $L_{T2} =$

$2\pi \sqrt{\frac{2(T_{D2})}{\omega_{кв}}}$ – длина температурной волны во втулке цилиндра; T_{D2} – коэффициент температуропроводности материала втулки цилиндра; $\lambda_{вт}$ – коэффициент теплопроводности материала втулки цилиндра; $\rho_{вт}$ – плотность материала втулки цилиндра; $c_{р\ вт}$ – удельная теплоёмкость материала втулки цилиндра.

Г. Уокер обобщил результаты обзорной работы У. Мартини и получил следующее соотношение для расчёта интенсивности шатл-эффекта [3]

$$Q_{ш} = 0,4 \frac{S_g^2 \cdot \lambda_{газа} \cdot D_{II} (T_{Г} - T_{Х})}{\delta_{зазор} \cdot L_{выт}},$$

где D_{II} – диаметр рабочего поршня; $T_{Г}$ – $T_{Н}$ – температура горячего цилиндра.

Циммерман и Рейдбаф уточнили предложенный Г. Уокером подход и предложили соотношение, которое связывает общие потери шатл-эффектом при максимальной и минимальной интенсивности [3]

$$Q_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{Q_{ш\ в}} + \frac{1}{Q_{ш\ н}}},$$

где $Q_{ш\ в} = Q_{ш}$ – значение шатл-эффекта, вычисляемое по формуле Г. Уокера.

Глубина прогрева [3]

$$d_{\lambda} = \left(\frac{\lambda_{выт}}{n_{кв} \cdot \pi \cdot c_{р\ газа} \cdot \rho_{газа}} \right)^{0,5},$$

где $n_{кв}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя; $c_{р\ газа}$ – удельная теплоёмкость рабочего тела; $\rho_{газа}$ – плотность рабочего тела.

Для минимальной интенсивности

$$Q_{ш\ н} = 0,354 \frac{D_{II} \cdot S_g^2 (T_{Г} - T_{Х}) (\lambda_{выт} \cdot n_{кв} \cdot \pi \cdot c_{р\ газа} \cdot \rho_{газа})^{0,5}}{L_{выт}}.$$

Данная формула применима при условии выполнения неравенства, приведённого в [3]:

$$d_{\lambda} < \frac{d_{выт\ вн}}{2} + \frac{d_{вт\ вн} - d_{вт\ в}}{2},$$

где $d_{выт\ вн}$ – внешний диаметр поршня – вытеснителя; $d_{вт\ вн}$ – внешний диаметр втулки цилиндра.

Для определения аппендиксных потерь Г. Ридер и Ч. Хупер приводят соотношение, предложенное в работе Б. Лео [3]:

$$Q_{ан} = \left(\frac{\pi d_{вн}}{\lambda_{газа}} \right)^{0,6} \frac{2L_{выт} (T_{г} - T_{х})}{1,5} \times \frac{(p_{max} - p_{min}) n_{кв} c_{р\ газа}^{1,6}}{0,5R(T_{г} - T_{х})} \delta_{зазор}^{2,6},$$

где R – универсальная газовая постоянная; p_{max} – максимальное давление рабочего цикла; p_{min} – минимальное давление рабочего цикла.

Применительно к двигателю 1Р30/6 на основании формулы У. Мартини шатл-эффект составляет 16,31 Вт; формула Г. Уокера даёт 32,22 Вт; уточнённая формула Д. Циммермана и Р. Рейдбафа – 31,88 Вт. Величина дополнительно затрачиваемой энергии на подогрев рабочего тела при осевом движении в зазоре, вызванного протечкой через уплотнение, по формуле Лео составляет 262,4 Вт.

Разработана методика вычисления шатл-эффекта в ЦПГ двигателя Стирлинга с учётом конструктивных особенностей машины, параметров рабочего процесса, теплофизических свойств газа и материалов деталей ЦПГ. Подробная постановка задачи приведена в [5].

Основные положения расчётного алгоритма: боковые поверхности поршня-вытеснителя и цилиндровой втулки, а также массив рабочего тела в зазоре представляются в виде набора конечных элементов (двумерная сетка разбиения), взаимодействие между которыми описывается уравнениями теплообмена излучением, законами Фурье и Ньютона-Рихмана. Краевые условия на границах расчётной сетки задаются режимом работы двигателя. В качестве рабочего тела могут быть использованы воздух, гелий, водород. Шатл-эффект рассматривается как сложный нестационарный теплообмен, циклически повторяющийся в процессе работы двигателя. На основании предположения о квазистационарности теплопередачи между элементами поршень – рабочее тело – цилиндровая втулка, тепловые потоки можно представить как сумму трёх идеализированных про-

цессов переноса тепла теплопроводностью, конвекцией, лучеиспусканием.

Тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, применительно к изучаемой системе вычисляется по формуле

$$Q_m = \frac{\lambda_{дет} \cdot F_{эл} \cdot \Delta T_{эл}}{\Delta_1},$$

где $F_{эл}$ – площадь, перпендикулярная направлению теплового потока; $\lambda_{дет}$ – коэффициент теплопроводности материала детали; $\Delta T_{эл}$ – перепад температуры по высоте элементов детали; Δ_1 – высота элемента, шаг сетки в аксиальном направлении.

Конвективная составляющая равна

$$Q_k = \bar{\alpha} \cdot F_k \Delta T_k,$$

где F_k – площадь единичной площадки теплообменной поверхности; ΔT_k – градиент температур при конвективном теплообмене; $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи.

Тепловой поток, передаваемый между твёрдыми телами, разделёнными прозрачной средой посредством излучения, определяется по формуле

$$Q_l = \varepsilon \cdot F \cdot C_0 [(T_1)^4 - (T_2)^4],$$

где $\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{выт}} + \frac{1}{\varepsilon_{вт}} - 1}$ – приведённая степень

черноты зазора; $\varepsilon_{выт}$ – степень черноты поршня-вытеснителя; $\varepsilon_{вт}$ – степень черноты втулки цилиндра; $C_0 = 5,68 \cdot 10^{-8}$ Вт/м²К⁴ – коэффициент лучеиспускания абсолютно чёрного тела.

В единичный момент времени между элементами поршня, газа и втулки происходит квазистационарный процесс теплопередачи, который записывается в виде системы алгебраических уравнений

$$\begin{cases} \frac{dT_{выт}}{dt} = \frac{Q_{m1} - Q_{m2} + Q_{к1} - Q_{к2} - Q_l}{c_p \cdot M_{выт}} \\ \frac{dT_{вт}}{dt} = \frac{Q_{m1} - Q_{m2} + Q_{к1} + Q_{к2} + Q_l}{c_p \cdot M_{вт}} \\ \frac{dT_{газа}}{dt} = - \frac{(Q_{к1} + Q_{к2})}{c_p \cdot M_{газа}} \end{cases}, \quad (1)$$

где $M_{выт}$, $M_{вт}$, $M_{газа}$ – массы единичного элемента поршня, втулки, рабочего тела.

При решении системы дифференциальных уравнений теплообмена (1) рассчитываются распределения температуры элементов исследуемых массивов, на основании которых вычисляется величина теплового потока, переносимого порш-

нем-вытеснителем из горячего цилиндра в зону охлаждения.

Система дифференциальных уравнений теплообмена решается численным методом интегрирования (разновидность метода Эйлера – метод предельной верхней релаксации). Данный способ отличается от классического метода Эйлера наличием процедуры релаксации на шаге итерации. Достоинствами метода являются самостартуемость, удобство программирования, обусловленная явной схемой алгоритма, малые затраты машинного времени на выполнение единичной итерации (ввиду необходимости однократно вычислять значение функции), возможность управлять скоростью нахождения решения посредством коэффициента релаксации. Интегрирование производится с постоянным шагом интегрирования Δt .

Вычисляемая величина шатл-эффекта крайне чувствительна к значению коэффициента теплоотдачи рабочего тела в зазоре ($\bar{\alpha}$). В рамках создания математической модели был разработан алгоритм расчёта коэффициента теплоотдачи в зазоре между поршнем-вытеснителем и цилиндрической втулкой с учётом направления движения газа.

Внутренний контур двигателя представляется в виде набора пяти основных элементов: горячего и холодного объёмов цилиндров с соответствующими присоединёнными мёртвыми объёмами; полостей нагревателя, регенератора и охладителя.

Массовые расходы рабочего тела на границах элементов определены на основе изотермической теории рабочего цикла двигателя Стирлинга с использованием уравнения состояния для идеального газа.

Для определения средней по длине расчётного элемента скорости предложен способ осреднения по эквивалентной величине работы силы гидравлического трения с учётом направления потоков на входе и выходе из элементов. Гидравлическое сопротивление нагревателя и охладителя вычисляются с учётом трения в теплообменных каналах и местных гид-

равлических сопротивлений вследствие изменения проходного сечения и поворота потока.

Ввиду функциональной зависимости между температурой, физическими свойствами рабочего тела и тепловыми потоками расчёт коэффициента теплоотдачи в зазоре между поршнем-вытеснителем и цилиндром выполняется методом последовательных приближений.

Применительно к двигателю Стирлинга 1Р30/6 на основании разработанного метода расчётный осреднённый коэффициент теплоотдачи в зазоре составил порядка $1100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, что приблизительно в 10 раз превосходит аналогичную величину для процесса конвективного теплообмена в горячем цилиндре двигателя Стирлинга.

Проведённое исследование влияния параметров двигателя на коэффициент теплоотдачи в зазоре даёт основание сделать следующие выводы. Увеличение частоты вращения коленчатого вала ($n_{\text{кв}}$) приводит к интенсивному росту величины коэффициента теплоотдачи (при увеличении $n_{\text{кв}}$ с 100 об/мин до 3000 об/мин $\bar{\alpha}$ увеличивается с $1065 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ до $1200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$). Увеличение зазора между поршнем-вытеснителем и втулкой цилиндра ведёт к уменьшению скорости потока рабочего тела в зазоре и к линейному снижению уровня конвективного теплообмена. Повышение гидравлического сопротивления элементов внутреннего контура снижает величину коэффициента теплоотдачи в зазоре. Радиальный износ уплотнительного кольца (выработка) практически не влияет на коэффициент теплоотдачи.

Сравнительный расчёт для двигателя Стирлинга 1Р30/6 при работе на водороде показал рост коэффициента теплоотдачи на 17% относительно воздушного исполнения. Аналогичное вычисление для машины с гелием в качестве рабочего тела зафиксировало увеличение исследуемого коэффициента на 59%.

Математическая модель включает в себя алгоритм контроля теплового и мас-

сового балансов системы, условие обеспечения устойчивости решения, необходимость наличия которого обуславливается нестационарностью задачи. Оценка точности разработанного алгоритма производится встроенными тестовыми задачами.

Предусмотрена проверка принадлежности рассчитанных значений температурному интервалу, определяемому граничными условиями. В качестве крайних границ используются температуры горячей и холодной полостей, задаваемые пользователем.

Поскольку в исследуемом явлении температурные поля элементов меняются с течением времени, тепловой процесс является нестационарным. В алгоритм введена проверка обеспечения устойчивости решения вследствие нестационарности процесса посредством критерия Фурье [6]. Для двумерной модели превышение безразмерного числа Фурье величины 0,25 приводит к локальной потере устойчивости.

Наличие значительных скачков параметров на границах элементов противоречит физическому смыслу процесса, поэтому реализована проверка массивов на устойчивость соседних элементов. Допустимое изменение температуры установлено эвристическим способом в пределах $\pm 5\%$.

Оценка точности разработанного алгоритма производится встроенными тестовыми задачами. Данные задачи моделируют процессы теплового взаимодействия в ЦПГ двигателя в предположении о наличии отдельных составляющих сложного теплообмена.

Уравнения тестовой задачи №1 аналогичны системе основных дифференциальных уравнений теплообмена и включает в себя теплопроводность, конвекцию и лучеиспускание. Тестовая задача №2 ограничивается теплообменом посредством теплопроводности. Тестовая задача №3 учитывает теплопроводность и конвекцию. Найденные распределения температуры твёрдотельных элементов по высоте

сравниваются с эталонными, полученными из условия протекания простого процесса теплопроводности (тестовая задача №2).

По результатам выполненных расчётов применительно к двигателю Стирлинга 1P30/6 увеличение температурного потока из горячей зоны в холодную составило порядка 30% общего количества передаваемого поршнем тепла. Осреднённый тепловой поток шатл-эффектом с учётом влияния на распределение температуры по высоте цилиндровой втулки составил порядка 3000 Вт (без учёта влияния на температурный градиент – 1800 Вт). Потери на подогрев рабочего тела в зазоре при осевом движении газа в зазоре между поршнем-вытеснителем и втулкой достигают 160 Вт. Для сравнения по данным авторов работы [7] применительно к двигателю GPU-3 мощностью 4 кВт осреднённое цикловое значение шатл-эффекта составляет 3119 Вт.

Для определения степени влияния на шатл-эффект параметров двигателя разработаны ранговые диаграммы. Диаграммы строятся на основании коэффициентов регрессии в закодированной форме. В качестве базового значения выбран расчёт для двигателя 1P30/6, варьируя исходными параметрами которого, оценивалась степень прогрессии или регрессии величины шатл-эффекта и других исследуемых показателей. Положительное значение коэффициента регрессии свидетельствует о прямой пропорциональной зависимости от варьируемого параметра. Знак минус указывает на обратную пропорциональную зависимость.

Исходные данные для расчёта шатл-эффекта условно можно разделить на четыре группы. Параметры, влияющие на скорость и закон перемещения поршней: радиус кривошипа ($R_{ку}$); длина шатуна ($L_{ш}$); межсосевое расстояние коленчатых валов ($L_{ос}$); частота вращения ($n_{кв}$). Параметры, характеризующие конструкцию ЦПГ: диаметр рабочего поршня ($D_{п}$); толщина стенки вытеснителя ($\delta_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\delta_{вт}$); высота поршня-

вытеснителя ($H_{п}$), цилиндровой втулки ($H_{в}$), регенератора ($H_{р}$); зазор между поршнем-вытеснителем и втулкой цилиндра (δ). Физические свойства деталей: коэффициент теплопроводности вытеснителя ($\lambda_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\lambda_{вт}$); удельная теплоёмкость вытеснителя ($c_{р\ выт}$) и цилиндровой втулки ($c_{р\ вт}$); плотность вытеснителя ($\rho_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\rho_{вт}$); степень черноты поверхности вытеснителя ($\varepsilon_{выт}$) и цилиндровой втулки ($\varepsilon_{вт}$). Параметры, определяющие температурный перепад в осевом направлении: температура стенки нагревателя ($T_{Г}$) и охладителя ($T_{Х}$).

В качестве контролируемых величин приняты: мощность насосных потерь; мощность шатл-эффекта с учётом влияния на распределение температуры по высоте цилиндровой втулки; мощность шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении (конвективная и лучеиспускающая составляющие); относительный шатл-эффект.

Величина относительного шатл-эффекта определяется как отношение шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении к общему тепловому потоку, протекающему в осевом направлении поршня-вытеснителя.

Результаты расчётов представлены на рис. 1 - 4.

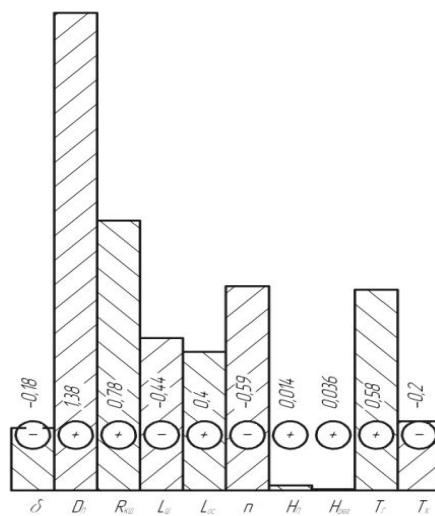


Рис. 1. Ранжирование факторов по степени влияния на величину насосных потерь



Рис. 2. Ранжирование факторов по степени влияния на величину шатл-эффекта

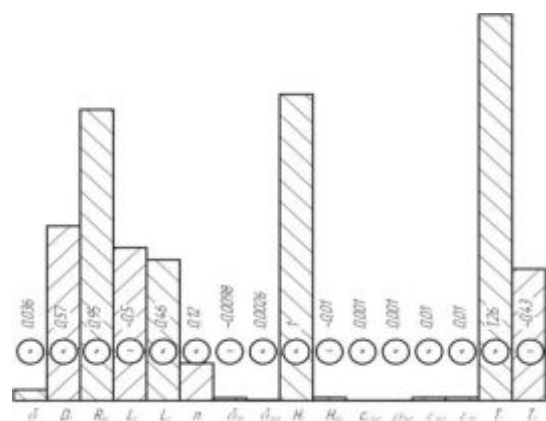


Рис. 3. Ранжирование факторов по степени влияния на величину шатл-эффекта без учёта интенсификации теплопередачи в осевом направлении

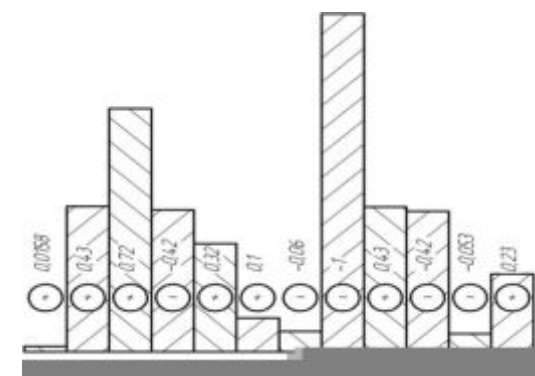


Рис. 4. Ранжирование факторов по степени влияния на величину относительный шатл-эффекта

Анализируя представленные диаграммы, можно сделать вывод, что величина шатл-эффекта в наибольшей степени зависит от параметров, влияющих на скорость, закон перемещения поршней, а также температурный перепад в осевом направлении. Конструктивное исполнение деталей ЦПГ, несомненно, оказывает значительное влияние на исследуемую величину. Выполненное исследование подтверждает теоретические данные работ [3, 4] в части пунктов 1, 2, 3, 5, 6, 9. Результаты исследования подтверждают сложность борьбы с шатл-эффектом и указывают на необходимость учёта данного явления на стадии проектирования деталей кривошипно-шатунного механизма и ЦПГ. При этом целью разработчика является поиск компромисса между требуемыми параметрами рабочего процесса и задачей снижения тепловых потерь.

Теплофизические свойства поршня и втулки оказывают незначительное влияние на величину шатл-эффекта. Степень черноты поверхностей деталей также незначительно взаимосвязана с шатл-эффектом и насосными потерями. Толщина стенки поршня-вытеснителя не влияет на шатл-эффект.

Результаты исследования ставят под сомнение утверждения о незначительности шатл-эффекта в двигателях Стирлинга. Математическая модель даёт возможность оценить данное явление для двигателей Стирлинга вытеснительного типа и позволяет проследить влияние основных конструктивных параметров на величину перетечки теплоты из зоны горячего цилиндра в систему охлаждения.

Библиографический список

1. Столяров С.П., Долгов Л.В., Смирнов К.О., Столяров А.С., Шилов М.Б., Юрин В.В. Двигатель Стирлинга для многотопливной когенерационной установки // Труды 9-ой международной конференции «Освоение минеральных ресурсов

Севера: проблемы и решения». 2011. Воркута: Филиал СПГГИ (ТУ) Воркутинский горный институт.

2. Столяров С.П., Столяров А.С. Система охлаждения двигателя Стирлинга с двухрядным щелевым охладителем // Ес-

тественные и технические науки. 2010. № 6(50). С. 408-411.

3. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 464 с.

4. Martini W.R. Stirling engine design manual. W.: University of Washington Publ., 1978. 360 p.

5. Савченко В.А., Столяров С.П. Моделирование перетечек теплоты в двигателях Стирлинга с учётом шатл-эффекта // Сб. трудов «Актуальные проблемы мор-

ской энергетики». СПб.: СПбГМТУ, 2013.

6. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. М.: Издательство иностранной литературы, 1958. 566 с.

7. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S.B. Performance optimization of Stirling engines // Renewable Energy. 2008. V. 33, no. 9. P. 2134-2144

Информация об авторах

Савченко Владислав Александрович, аспирант-соискатель кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. E-mail: vlad.savchenko88@mail.ru. Область научных интересов: двигатели Стирлинга, контактное термическое сопротивление, разработка методики расчёта шатл-эффекта.

Столяров Сергей Павлович, кандидат технических наук, доцент, декан факультета корабельной энергетики и автоматизации, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. E-mail: stsp56@yandex.ru. Область научных интересов: двигатели внутреннего сгорания, двигатели Стирлинга, тепловые трубы.

THE INFLUENCE OF THE SHUTTLE EFFECT ON THE INTENSIFICATION OF HEAT LOSSES IN A STIRLING ENGINE

© 2014 V.A. Savchenko, S.P. Stolyarov

Saint-Petersburg State Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russian Federation

The paper presents a methodology of calculating negative heat flows in the cylinder-piston group of the Stirling engine. Some of the most important of them are the shuttle effect and the pumping losses. The introductory part of the article describes the physical side of the phenomena under investigation. The main relationships recommended by the researchers for the calculation of the shuttle effect and pumping losses are presented in the paper. A mathematical model is developed for the purpose of calculating the heat losses mentioned. The model is based on representing the phenomenon as quasistationary radial heat transfer by means of convection and radiation. A system of algebraic differential equations of heat exchange between single elements of arrays is presented. The system of the main equations is solved by a numerical method of integration (a variety of Euler method - the method of limiting overrelaxation). Algorithms of controlling the accuracy of the calculations performed are incorporated in the program of calculation. The algorithm is used for defining the level of shuttle conduction and pumping loss in the 1R30/6 Stirling engine designed at Saint-Petersburg State Marine Technical University. In addition a methodology of finding the heat dissipation factor in the gap between the displacer and the cylinder wall was developed. The extent of influence of the engine design data on the phenomena under consideration is analyzed. Rank diagrams are constructed that visualize the results obtained.

Stirling engine, displacer, shuttle effect, numerical model, heat dissipation factor.

References

1. Stolyarov S.P., Dolgov L.V., Smirnov K.O., Shilov M.B., Yurin V.V. Stirling engine for a multifuel cogeneration plant // Development of mineral resources of the North:

problems and decisions: Proceedings of the 9th International Scientific and Practical Conference. Vorkuta: Branch of Vorkuta Academy of Mines Publ., 2011. (In Russ.)

2. Stolyarov S.P., Stolyarov A.S. Cooling system of Stirling engine with a two-row slot-hole cooler // Natural and technical sciences. 2010. No. 6(50). (In Russ.)

3. Rider G., Huper C. Dvigateli Stirlinga [Stirling engines]. Moscow: Mir, 1986. 464 p.

4. Martini W.R. Stirling engine design manual. W.: University of Washington Publ., 1978. 360 p.

5. Savchenko V.A., Stolyarov S.P. Modeling of heat flows in Stirling engines taking into account the shuttle effect // Sb. trudov «Aktual'nye problemy morskoy energetiki». S.-Petersburg: State Marine Technical Univ. of St. Petersburg. 2013. (In Russ.)

6. Greber G., Erk S., Grigull U. Foundations of the theory of heat exchange. Moscow: Izdatel'stvo inostrannoy literatury Publ., 1958. 566 p.

7. Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah S.B. Performance optimization of Stirling engines // Renewable Energy. 2008. V. 33, no. 9. P. 2134-2144.

About the authors

Savchenko Vladislav Alexandrovich, postgraduate student of the Department of Marine Internal Combustion Engines and Diesel Power Plants, Saint-Petersburg State Marine Technical University. E-mail: vlad.savchenko88@mail.ru. Area of Research: Stirling engines, contact thermal resistance, developing the method of calculating the shuttle-effect.

Stolyarov Sergey Pavlovich, Candidate of Science (Engineering), Dean of the Faculty of Ship Power and Automatic Equipment, Saint-Petersburg State Marine Technical University. E-mail: stsp56@yandex.ru. Area of Research: Stirling engines, heat pipes.