

ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Александр Фроимович Равич, к.ф.-м. н.,

Вячеслав Николаевич Опрышко, профессор, к.т.н., д-р философских наук, ФГОУ ВПО Саратовский Гос. Аграрный университет им. Н.И.Вавилова,

Сергей Николаевич Богданов, профессор, д.т.н.,

Московский Автомобильно - Дорожный Гос. Технический Университет (МАДИ).

Термодинамический анализ теоретического цикла и оценка конкурентоспособности поршневого двигателя внутреннего сгорания с импульсно-аккумулятивным предварительным расширением рабочего тела.

The subjects of this article are the thermodynamic analysis and the estimation of competitiveness of the internal combustion engine with preliminary impulsively-accumulative expansion of a discrete working gas stream being generated by compressor and pulsating combustion chamber. The main result of the analysis is that, in theory, under the same initial conditions of the working body generation a pulsating piston internal combustion engine surpasses essentially an analogous traditional internal combustion engine in the basic indicated indices - efficiency, capacity and specific fuel expenditure etc.

Ключевые слова - поршневой двигатель внутреннего сгорания, импульсный генератор, аккумулятивный процесс, термодинамический анализ, оценка конкурентоспособности.

Keywords: piston internal combustion engine; impulse generator; accumulative process; thermodynamic analysis; estimation of competitiveness

0. Введение

Далее следует продолжение статьи [1], в которой были изложены результаты анализа возможности построения и конкурентоспособности поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) с предварительным расширением рабочего тела при постоянных давлении и плотности (аккумулятивные ПДВС). Используются принятые в [1] обозначения и методология термодинамического анализа и оценки конкурентоспособности проекта.

1. Проект.

Рассматривается Пульсирующий Аккумулятивный Поршневой Двигатель Внутреннего Сгорания (ПуАПДВС), отличающийся от представленного в [1] аккумулятивного ПДВС с подводом теплоты при постоянном давлении тем, что вместо камеры сгорания непрерывного действия используется Импульсный Генератор (ИГ), обеспечивающий последовательно-дискретный подвод теплоты при постоянном объёме и генерирующий на входе в поршневой силовой агрегат импульсный процесс. Здесь импульсный процесс - это непрерывная последовательность, именуемых далее импульсами, "серийных" процессов политропного расширения дискретных зарядов рабочего тела.

1.1. Детали.

ИГ включает две Пульсирующие Камеры Сгорания (ПКС), синхронизированные в противофазе (детали ниже).

Рабочий цикл ПКС включает три последовательных такта: (1) формирование заряда рабочей горючей смеси (выпуск сжатого воздуха от компрессора, ввод топлива и смесеобразование), (2) сгорание и (3) выпуск.

Процессы газообмена в рабочем цикле ПКС обеспечивают заслонка на впуске, заслонка на выпуске и затвор.

Заслонка на впуске открывает/закрывает канал компрессор⇒ПКС, **заслонка на выпуске** - канал ПКС⇒цилиндр предварительного расширения.

Затвор действует как поршень в цилиндре, обеспечивая **впуск** в ПКС сжатого воздуха от компрессора (прямой ход затвора) и **выпуск-вытеснение** сгенерированного заряда рабочего тела из ПКС в цилиндр предварительного расширения (обратный ход затвора).

1.2. Функционирование и синхронизация ИГ.

Опции открытие-закрытие заслонок на впуске и выпуске ПКС осуществляются в моменты достижения крайних положений в процессе возвратно-поступательного движения затвора (в мёртвых точках).

В верхней мёртвой точке (завершение выпуска) заслонка на выпуске закрывается, заслонка на впуске открывается.

В нижней мёртвой точке (завершение впуска) заслонка на впуске закрывается, далее осуществляется, по принятому здесь допущению, мгновенный такт сгорания, после чего заслонка на выпуске открывается.

Таким образом, такт формирования заряда рабочей горючей смеси осуществляется при открытой заслонке на впуске и закрытой заслонке на выпуске, такт сгорания осуществляется при закрытых заслонках на впуске и выпуске, такт выпуска осуществляется при закрытой заслонке на впуске и открытой заслонке на выпуске.

Вышеуказанная (1.1.) синхронизация в противофазе ПКС, составляющих ИГ, достигается путём "запараллеливания" процессов впуска и выпуска в результате принудительной разнонаправленности ходов затворов.

1.3. Синхронизация ИГ и цилиндров предварительного расширения.

В процессе выпуска затвор вытесняет сгенерированный заряд рабочего тела из ПКС в освобождаемое поршнем пространство цилиндра предварительного расширения. Очевидно, для того, чтобы соответствующий импульс был

энергоотдающим, необходимо, чтобы освобождаемый объём $V_{f1} = V_f / k$, где V_f - объём цилиндра предварительного расширения, k - число импульсов за полный ход поршня, был больше объёма V_d рабочего пространства ПКС. В этом случае импульс будет политропным процессом расширения и будет выполнено условие работоспособности Проекта.

1.4. Проект в целом.

Крупным планом пульсирующий ПДВС включает следующие компоненты:

компрессор⇒импульсный генератор;

цилиндры предварительного расширения;

цилиндры последующего расширения;

система автоматического управления газообменом между импульсным генератором и цилиндрами предварительного расширения, между цилиндрами предварительного и последующего расширения и между цилиндрами последующего расширения и внешней средой;

механизм отбора мощности.

В момент завершения рабочего процесса в цилиндре предварительного расширения (прямой ход поршня) импульсный генератор переключается на другой цилиндр предварительного расширения, а в процессе обратного хода поршня осуществляется последующее расширение рабочего тела в цилиндр последующего расширения большего объёма.

В процессе обратного хода поршня в цилиндре последующего расширения осуществляется выпуск отработанного рабочего тела.

Далее:

$\zeta 1$ - цилиндр предварительного расширения,

$\zeta 2$ - цилиндр последующего расширения,

последовательность ($\zeta 1 \Rightarrow \zeta 2$) образует тандем-блок.

Далее рассматривается минимальная конфигурация ПуАПДВС, включающая, кроме компрессора и ИГ, два, работающих в противофазе, тандем-блока.

Рабочий цикл проекта осуществляется за два хода поршня; при этом 2 такта предварительного расширения + 2 такта последующего расширения из 6 (включая 2 такта выпуска), осуществляемых в $\zeta 1$ и $\zeta 2$, являются рабочими, т.е. преобразуемыми в полезную работу.

2. Теоретическая работа цикла.

Ниже, дополнительно к системе обозначений [1]:

L - работа (МДж), l - удельная работа (МДж/кг рабочего тела),

k - число импульсов за полный ход поршня,

индекс i обозначает параметры процессов в ИГ.

2.1.

В принятых обозначениях теоретическая работа цикла проекта:

$$L_i = L_{f1} + L_{fA} + L_d - L_c, \text{ где}$$

$$L_{f1} = k * L_f - \text{ суммарная работа импульсного процесса } (z \Rightarrow f) \text{ в } \zeta 1;$$

$$L_f = (\rho_z * V_{z1} - \rho_f * V_{f1}) / (n_f - 1) - \text{ работа (политропного) импульса;}$$

$L_{fA} = \rho_f * V_f$ - работа процесса $(z \Rightarrow f)_A$ с $\rho_f = \text{const}$, $r_f = \text{const}$ аккумуляции, отработанных и "трансформированных" в результате политропного расширения дискретных зарядов рабочего тела в $\zeta 1$;

$$L_d = (\rho_f * V_f - \rho_d * V_d) / (n_d - 1) - \text{ работа последующего расширения } \zeta 1 \Rightarrow \zeta 2;$$

$$L_c - \text{ работа сжатия воздуха в компрессоре;}$$

$$V_{z1}, V_{f1} - \text{ определено выше (1.3.);}$$

ρ_z - максимальное давление рабочего тела в ПКС, определяется из известного уравнения сгорания при постоянном объёме [4];

$$\rho_f = \rho_z * (V_{z1} / V_{f1})^{n_f} - \text{ давление рабочего тела в момент завершения процесса импульсного политропного расширения;}$$

n_f - показатель политропы импульса.

2.2. Сглаживание.

Обозначим

$$V_z = k * V_{zI}.$$

Тогда из предыдущего, с учётом $V_f = k * V_{fI}$ (1. 3), следует.

$$L_{fI} = (\rho_z * V_z - \rho_f * V_f) / (n_f - 1).$$

В контексте данной статьи это значит, что "пилообразный" импульсный процесс $(z \rightarrow f)$ термодинамически эквивалентен обычному монотонному политропному процессу $(z \rightarrow f)_p$ расширения рабочего тела, где

z - начальное состояние процесса с параметрами $\rho_z, r_z,$

f - конечное состояние процесса с параметрами $\rho_f, r_f.$

Это даёт основание, вместо исследуемого рабочего цикла, рассмотреть термодинамически эквивалентный цикл, работающий по схеме:

$\Rightarrow (a \rightarrow c)_p \Rightarrow (c \rightarrow z)_{IV} \Rightarrow [(z \rightarrow f)_p + (z \rightarrow f)_A] \Rightarrow (f \rightarrow d)_p \Rightarrow (d \rightarrow a)_{IV} \Rightarrow$, где

$(a \rightarrow c)_p$ - процесс политропного сжатия воздуха,

$(c \rightarrow z)_{IV}$ - процесс изохорного подвода теплоты и генерации рабочего тела,

$(z \rightarrow f)_p$ - процесс предварительного политропного расширения рабочего тела,

$(z \rightarrow f)_A$ - процесс предварительного аккумулятивного расширения рабочего тела,

$(f \rightarrow d)_p$ - процесс последующего политропного расширения рабочего тела,

$(d \rightarrow a)_{IV}$ - процесс изохорного отвода теплоты и выпуска рабочего тела.

Отличие так определённого гладкого эквивалента от исходного цикла состоит в том, что все перечисленные составляющие цикл процессы монотонны.

Подстановка полученного выше "гладкого" эквивалента $|f|$ в выражение L_i даёт

$$L_i = (\rho_z * V_z - \rho_f * V_f) / (n_f - 1) + \rho_f * V_f + (\rho_f * V_f - \rho_d * V_d) / (n_d - 1) - L_c.$$

3. Мажорантный цикл.

"Точки" a, c, z, d гладкого эквивалента (2.2.) предлагаемого рабочего цикла (взаимно однозначно) определяются исходными условиями генерации рабочего тела. При фиксированных значениях "координат" V и ρ этих точек естественным образом возникает задача выбора точки f координатами $V_z < V_f < V_d$ и $\rho_z > \rho_f > \rho_d$, определяющей вариант интегрального эквивалента $(\Rightarrow a \rightarrow c \rightarrow z \rightarrow f \rightarrow d \rightarrow a \Rightarrow)$ рабочего цикла с наибольшим значением теоретической работы L .

Решение данной задачи приводит к уравнению

$\ln(\rho_z / \rho_f) / \ln(V_f / V_z) = \ln(\rho_f / \rho_d) / \ln(V_d / V_f)$, которому должны удовлетворять координаты

ρ_f, V_f точки f . При этом точка f необходимо должна находиться на политропе $(z \rightarrow d)_p$.

Далее рабочий цикл, удовлетворяющий вышеуказанному условию, называется мажорантным циклом. Работа мажорантного цикла:

$$L = L_{zfd} - L^c, \text{ где } L_{zfd} = (\rho_z * V_z - \rho_d * V_d) / (n - 1) + \rho_f * V_f.$$

4. Сравнение с традиционным ПДВС.

4.1. Постановка задачи.

Объекты сравнительного анализа.

Прототип (1) - обычный четырёхтактный ПДВС, работающий по термодинамическому циклу Отто (изохорный подвод теплоты).

Проект (2) - предлагаемый пульсирующий ПДВС с мажорантным рабочим циклом (3.).

Способ сравнения.

Сравнение величин энергоотдачи (удельная работа цикла) проекта $l_{(2)}$ и прототипа $l_{(1)}$ при одинаковых условиях генерации рабочего тела.

Отметим, что из принятых исходных условий и мажорантности гладкого эквивалента рабочего цикла проекта следует полное совпадение всех точек соответствующих составляющих процессов циклов прототипа и проекта, за исключением процесса $(z \rightarrow f)_A$ (2., 3.). В частности, - совпадение точек политропы $(z \rightarrow d)_p$ прототипа и политропы $(z \rightarrow f \rightarrow d)_p$ проекта.

4.2. Сравнительный анализ.

4.2.0. Удельная работа цикла.

С учётом 4.1.,

удельная работа для прототипа:

$$l_{(1)} = l_{zfd} - l_c, \text{ где}$$

$l_{zfd} = (\rho_z / r_z - \rho_d / r_d) / (n_d - 1)$ - удельная работа политропного расширения в рабочем цилиндре [2, 3, 4];

удельная работа для проекта:

$$l_{(2)} = l_{zfd} - l_c, \text{ где}$$

$$l_{zfd} = (\rho_z / r_z \rho_d / r_d) / (n_d - 1) + \rho_f * r_f - \text{ суммарная удельная работа в рабо-}$$

чих цилиндрах тандем-блока (3.).

Из предыдущего, очевидно, что сравнение величин $l_{(1)}$ и $l_{(2)}$ сводится к сравнению величин l_{zfd} и l_{zfd} .

4.2.1. Абсолютная сравнительная оценка

$$\Delta_i = l_{(2)} - l_{(1)} = l_{zfd} - l_{zfd}.$$

Из 4.2.0:

$$\Delta_i = \rho_f / r_f.$$

4.2.2. Относительная сравнительная оценка

$$\theta_i = l_{(2)} / l_{(1)}.$$

Из 4.2.0., 4.2.1. следует

$$\lambda_i = 1 + (V_z / V_f)^{n_d - 1} / (v_d - (1/\lambda) * v_d), \text{ где } (4.1., [2, 3, 4]):$$

$$\lambda = \rho_z / \rho_c - \text{ степень повышения давления в ПКС,}$$

$$v_d = (1 - 1/\varepsilon^{n_d - 1}) / (n_d - 1), v_c = (1 - 1/\varepsilon^{n_c - 1}) / (n_c - 1),$$

$$\varepsilon = r_d / r_c - \text{ степень сжатия воздуха в компрессоре,}$$

Оценим нижнюю границу θ_i .

$$\theta_i > 1 + (V_z / V_f)^{n_d - 1} / (v_d > 1 + (V_z / V_f)^{n_d - 1} * m v_d), \text{ где}$$

$$v_d = 1 / \text{Max } v(n_d) \text{ для заданных значений } \varepsilon \text{ и } n_d.$$

Непосредственная калькуляция $m v_d$ для типичных [2, 3] значений ε : 8., 12., n_d : 1., 2., 1., 3 даёт $m v_d = 0,51$. Таким образом, применительно к реально существующим прототипам, для относительной сравнительной оценки имеет место

$$\theta_i > 1 + (V_z / V_f)^{n_d - 1} * 0,51.$$

Для полноты картины необходимо отметить, что оценка θ_i зависит от выбора объёма V_f цилиндра предварительного расширения: θ_i тем больше, чем меньше V_f .

В пределе $V_z = V_z$ и $\theta_i = 1 + 1 / (v_d - (1/\lambda) * v_d) > 1,51$ (при обозначенных выше ε и n_d).

Применительно к индикаторным показателям ПДВС: КПД η , мощность N , удельный расход топлива g , которые являются функциями удельной работы l , из предыдущего следуют оценки

$$\eta_{(2)} / \eta_{(1)} = \theta_i, G_{T(2)} = G_{T(1)} \Rightarrow N_{(2)} / N_{(1)} = \theta_i, g_{(2)} / g_{(1)} = 1 / \theta_i.$$

5. Механические и газодинамические потери.

5.1. Для предлагаемого ПДВС минимальной конфигурации (2Ц1+2Ц2) сопоставимым по количеству рабочих ходов за синхронный ход поршней будет 4-цилиндровый прототип. При этом в случае одинаковых условий генерации рабочего тела, обозначенных в 4.1, по "построению" $V_z \leq V_f < V_d$ и суммарный рабочий объём цилиндров проекта будет существенно меньше суммарного рабочего объёма цилиндров прототипа. Это означает меньшие механические потери по сравнению с прототипом. И эти потери будут ещё меньше вследствие более благоприятной динамики воздействия рабочего тела на поршни, исключая вредные ударные нагрузки, характерные для прототипа.

5.2. Проблема газодинамических потерь в предлагаемом пульсирующем ПДВС, обусловленных перетеканиями рабочего тела (из ИГ в Ц1, из Ц1 в Ц2), выходит за рамки данной статьи, так как её решение зависит от конкретной конструктивной реализации. Однако, для полноты картины, следует отметить, что такая же, даже более сложная, проблема достаточно эффективно решена для двигателей Стирлинга [5]. Это даёт основание полагать, что указанная проблема для пульсирующих ПДВС, являющихся альтернативой двигателям Стирлинга, не фатальна, но требует специального исследования.

Выводы.

При одинаковых исходных условиях генерации рабочего тела предлагаемый пульсирующий ПДВС существенно (в полтора раза) превосходит сопоставимый традиционный ПДВС по КПД, мощности и удельному расходу топлива. ▣

ЛИТЕРАТУРА.

1. А.Ф.Равич, В.Н.Опрышко, С.Н.Богданов. ДВС с аккумулятивным предварительным расширением рабочего тела. Двигатель. №2(98+244). 2015.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. М. Высшая школа, 2010. Кн.1: Теория рабочих процессов.
3. М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование. М.: Издательский центр "Академия", 2011.
4. А.И. Колчин, В.П. Демидов. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. М. Высшая школа. 2008.
5. В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, Е.В. Стефанов. Техническая термодинамика и теплопередача. Юрайт. 2011.
6. В.А. Коваленко. Тепловая машина, реализующая термодинамический цикл Рейлиса. www.holodilshchik.ru, "Холодильщик.RU", №8(56), 2009 г.

Связь с автором: ravichaf@mail.ru