

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ КПД ПДВС

Александр Фроимович Равич, к.ф.-м.н.

Представлена методология сравнительного анализа кинематики передаточных механизмов цилиндр-поршень-вал отбора мощности поршневых двигателей внутреннего сгорания, приведены результаты расчёта сравнительных оценок применительно к конкретным объектам.

The methodology of comparative analysis of the kinematics of the cylinder-piston-power take-off shaft transmission mechanisms of internal combustion piston engines is presented, and the results of calculating comparative estimates for specific objects are presented.

Ключевые слова: поршневой двигатель внутреннего сгорания, передаточный механизм, кинематика, сравнительный анализ, сравнительная оценка.

Keywords: internal combustion piston engine, transmission mechanism, kinematics, comparative analysis, comparative evaluation.

Вопрос, вынесенный в заголовок, здесь рассматривается в контексте методологии сравнительного анализа кинематики передаточных механизмов цилиндр-поршень-вал (КПМ) поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС). Востребованность разработки обозначенной темы исходит из многообразия заявленных изобретательных конструкций - бесшатунные, бескривошипные, ... кинематические схемы, в связи с чем, при обосновании технического результата, возникает задача оценки эффективности КПМ заявляемого устройства по сравнению с другими. Решение этой задачи предполагает применение определённой методики вычисления сравнительных оценок. И вот тут-то обнаруживается, что такие методики и, вообще, методология сравнительного анализа КПМ ПДВС в современной теории двигателей не прописаны, и официально доступный инструментарий, которым пользуются заявители, это - комплекты индикаторных и эффективных показателей. Однако, в данном случае особенность методологической проблемы заключается в том, что традиционный индикаторный КПД не зависит от конструкции и кинематики ПМ и поэтому не может быть использован в качестве оценки кинематической эффективности ПДВС. Это верно и для других индикаторных показателей, кроме, быть может, индикаторного крутящего момента (об этом ниже).

Что касается эффективных показателей (механический КПД и т.п.), то, разумеется, - это "ценные" оценки, но не имеющие никакого отношения к кинематике (как системы) ПМ ПДВС, и, к тому же, определяется эмпирически, т.е. субъективно.

В связи с вышеизложенным возникает задача построения адекватной методики сравнительного анализа КПМ ПДВС.

Постановка задачи

Представленная далее методика работает по следующей стандартной схеме.

0. Сравниваются два ПДВС, условно именуемые здесь как Прототип (1) и Проект (2), отличающиеся КПМ.

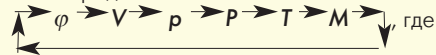
1. Определяется совокупность данных, включающая параметры функционирования сравниваемых объектов и передаточные функции, устанавливающие связи между этими параметрами; детали ниже.

2. Определяются условия сравнения, исключающие зависимость искомых сравнительных оценок от прочих факторов, кроме обусловленных отличительными признаками сравниваемых объектов; детали ниже.

3. Определяются аналитические способы вычисления сравнительных оценок, детали ниже.

Детали

1 Структура данных сравниваемых ПДВС определяется передаточной схемой:



φ - угол поворота вала, $0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi$;
 $\varphi \rightarrow V$ - кинематическая передаточная функция вал-цилиндр, $V = V(\varphi)$ - рабочий объём цилиндра, $0 \leq V \leq \Delta V (= V_h [1])$;
 $V \rightarrow p$ - термодинамическая передаточная функция,
 $p = p(V) = p(V(\varphi)) = p(\varphi)$ - давление рабочего тела в цилиндре;
 $p \rightarrow P$ - передаточная функция давление - поршень,
 P - величина силы \bar{P} давления p рабочего тела, действующей на поршень,
 $P = p * F$,

F - площадь проекции рабочей поверхности поршня на плоскость, перпендикулярную линии действия силы \bar{P} (область проекции ограничена проекцией линии сопряжения рабочих поверхностей поршня и цилиндра, линия действия силы P проходит через геометрический центр проекции);
 $P \rightarrow T$ - кинематическая передаточная функция поршень - кривошип,

$T \rightarrow M$ - кинематическая передаточная функция кривошип - вал,

T - величина тангенциальной составляющей \bar{T} результирующей в системе ПМ силы, действующей на кривошип,

M - крутящий момент на валу, создаваемый силой \bar{T}

$$\bar{T} = \bar{T}_p + \bar{T}_i$$

\bar{T}_p, \bar{T}_i - соответственно, кинематическая, инерционная составляющие силы T ,

$$M = T * r$$

r - радиус кривошипа;

$$\bar{T}_p = P * \psi$$

$\psi = \psi(\varphi)$ - передаточная функция вращения $\bar{P} \rightarrow \bar{T}_p$, определяется из уравнения

$$W_i = W_{Mi}$$

W_i - индикаторная работа цилиндр-поршень,

W_{Mi} - индикаторная работа крутящего момента,

$$W_i = \int_V p * dV = \int_{\varphi} p(V(\varphi)) * dV(\varphi) = \int_{\varphi} p(V(\varphi)) * V'(\varphi) d\varphi = \int_{\varphi} P * (V' / (F * r)) * r * d\varphi$$

$$W_{Mi} = \int_{\varphi} M * d\varphi = \int_{\varphi} T * r * d\varphi = \int_{\varphi} T_p * r * d\varphi + \int_{\varphi} T_i * r * d\varphi (= 0) = \int_{\varphi} P * \psi * r * d\varphi$$

откуда следует

$$\psi = V' / (F * r)$$

Обозначенная выше передаточная схема описывает рабочий процесс ПДВС как последовательную суперпозицию передаточных функций

$V \rightarrow p, p \rightarrow P, P \rightarrow T, T \rightarrow M$, при этом все составляющие этого процесса явно зависят от кинематических передаточных функций вал-цилиндр $V(\varphi)$ и вращения $\psi(\varphi)$.

2 Условия сравнения:

- 1) термодинамическая эквивалентность,
- 2) одинаковый расход топлива.

Эти условия исключают зависимость расчётных сравнительных оценок от параметров термодинамики и газообмена сравниваемых ПДВС.

Детали

1) Условие термодинамической эквивалентности Проекта и Прототипа подразумевает:

1.1) одинаковые параметры генерации и термодинамики рабочего тела, а именно [1]:

$$\varepsilon(2) = \varepsilon(1) = \varepsilon, \varepsilon - \text{степень сжатия,}$$

$p_i(2) = p_i(1) = p_i$, p_i - среднее индикаторное давление рабочего тела в цилиндре;

1.2) одинаковые состав и соотношение составляющих рабочего тела, откуда, в частности, следует:

$$g_{тц}(2) = g_{тц}(1) = g_{тц}, \text{ где}$$

$$g_{тц} = G_{тц} / \Delta V_+ - \text{удельный цикловой расход топлива,}$$

$$G_{тц} - \text{цикловой расход топлива,}$$

$$\Delta V_+ = \Delta V * \varepsilon / (\varepsilon - 1) - \text{полный рабочий объём,}$$

$$\Delta V (= V_h) - \text{рабочий объём,}$$

$$(\Delta V_+ = V_a = \Delta V + V_c, V_c - \text{объём камеры сгорания [1]).}$$

2) Условие одинакового расхода топлива:

$$G_t(2) = G_t(1), G_t - \text{(секундный) расход топлива,}$$

$$G_t = G_{тц} / \Delta t,$$

$$\Delta t = \Delta \varphi / \omega - \text{временной период рабочего цикла,}$$

$$\omega - \text{угловая скорость вращения вала отбора мощности.}$$

3) Вычисление сравнительных оценок.

Далее $\Theta(i)$ обозначает относительную сравнительную оценку параметра (i) сравниваемых объектов:

$\Theta(i) = (i)(2) / (i)(1)$, где (i)(1) и (i)(2) - одноимённые параметры, соответственно, Прототипа (1) и Проекта (2); конкретно, например, $\Theta M = 2$ означает, что крутящий момент $M(2)$ Проекта в два раза больше крутящего момента $M(1)$ Прототипа.

Для последующего изложения важно отметить мультипликативность оператора Θ :

$$\Theta((i_1) * (i_2)) = \Theta(i_1) * \Theta(i_2), \Theta((i_1) / (i_2)) = \Theta(i_1) / \Theta(i_2),$$

$$\Theta(\text{const} * (i)) = \text{const} * \Theta(i), \Theta(i^{\text{const}}) = \Theta(i)^{\text{const}}.$$

Применительно к 2. выше:

$$\Theta \varepsilon = \Theta(\varepsilon - 1) = \Theta(\varepsilon / (\varepsilon - 1)) = 1,$$

$$\Theta p_i = 1,$$

$$\Theta g_{тц} = \Theta G_{тц} / \Theta \Delta V_+ = 1, \Theta G_t = \Theta G_{тц} / \Theta \Delta t = 1, \text{ откуда следует}$$

$$\Theta G_{тц} = \Theta \Delta V_+ = \Theta \Delta V = \Theta \Delta t = \Theta \Delta \varphi / \Theta \omega.$$

Сравнение индикаторных показателей

1) Среднее индикаторное давление p_i . Из 1.1) выше:

$$\Theta p_i = 1.$$

2) Индикаторная работа $W_i = p_i \Delta V$. Из 1) выше:

$$\Theta W_i = \Theta p_i \Theta \Delta V = \Theta \Delta V.$$

3) Индикаторный КПД $\eta_i = (W_i / G_{тц}) / H_u$ (H_u - низшая теплота сгорания топлива).

Из предыдущего и $\Theta H_u = 1$ (условие термодинамической эквивалентности):

$$\Theta \eta_i = (\Theta W_i / \Theta G_{тц}) / \Theta H_u = \Theta \Delta V / \Theta G_{тц} = 1.$$

4) Индикаторная мощность $N_i = W_i / \Delta t$:

$$\Theta N_i = \Theta W_i / \Theta \Delta t = \Theta W_i / \Theta \Delta V = 1 (\leftarrow 2)).$$

5) Индикаторный удельный расход топлива $g_i = G_t / N_i$:

$\Theta g_i = \Theta G_t / \Theta N_i = 1$ (\leftarrow 3. Вычисление сравнительных оценок выше, 5)).

6) Индикаторный крутящий момент $M_i = W_i / \Delta \varphi$:

$$\Theta M_i = \Theta W_i / \Theta \Delta \varphi = \Theta \Delta V / \Theta \Delta \varphi = \Theta \Delta t / \Theta \Delta \varphi = 1 / \Theta \omega (\leftarrow 2)).$$

Таким образом, для сравниваемых ПДВС, при заданных условиях сравнения (2. выше), значения классических индикаторных показателей, кроме индикаторного крутящего момента M_i , одинаковы.

Параметрический сравнительный анализ КПМ ПДВС

Далее, в таблице №1, иллюстрирующей принятую методику, представлены результаты параметрического сравнительного анализа конкретных объектов, а именно:

Прототип (0) - 4-тактный ПДВС с кривошипным передаточным механизмом (КШМ) [1],

Проект (1) - бесшатунный ПДВС Баландина [2],

Проект (2) - роторно-поршневой ДВС (РПДВС) Ванкеля с трёхугольным ротором [3],

Проект (3) - Автоэквилибральный РПДВС (АЭДРПДВС) с трёхугольным ротором [4].

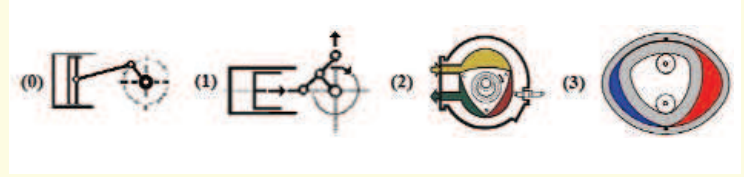


Таблица № 1

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КПМ ПДВС

Показатель (i), i=0,1,2,3	Прототип (0) КШМ	Проект (1) Баландин	Проект (2) Ванкель	Проект (3) АЭДРП
$\Theta(i)$				
$\Delta \varphi$	4π	4π	6π	4π/3
$\Theta \Delta \varphi = \Delta \varphi(j) / \Delta \varphi(0), j=1,2,3$	-	1	3/2	1/3
ΔV	F*r*2	F*r*4	F*r*3	F*r*π/3
$\Theta \Delta V = \Delta V(j) / \Delta V(0) = \Theta \Delta t, j=1,2,3$	-	ΘF*Θr*2	ΘF*Θr*3/2	ΘF*Θr*π/6
$\Theta \omega = \Theta \Delta \varphi / \Theta \Delta t = \Theta \Delta \varphi / \Theta \Delta V$	-	(1/2)/(ΘF*Θr)	1/(ΘF*Θr)	(2π)/(ΘF*Θr)
$\Theta M_i = \Theta \Delta V / \Theta \Delta \varphi = 1 / \Theta \omega$	-	ΘF*Θr*2	ΘF*Θr	ΘF*Θr*π/2

Численный сравнительный анализ КПМ ПДВС

В следующей ниже таблице № 2 показан переход от параметрического (таблица № 1) сравнительного анализа к численному при дополнительном условии $\Theta(F*r) = \Theta F * \Theta r = 1$ (возможны другие варианты дополнительных условий, достаточных для однозначности результатов, например, $\Theta \Delta V = 1$ или $\Theta \omega = 1$). В последней строке отображается показатель $\rho_k = \Theta(M_i / \Delta V) = \Theta M_i / \Theta \Delta V = 1 / \Delta \varphi$ (Сравнение индикаторных показателей, 6) выше), именуемый здесь "кинематический рейтинг" (КР) ПДВС; содержательный смысл КР заключается в том, что рейтинг Проекта тем выше, чем меньше ΔV или больше M_i (и наоборот).

Таблица № 2

ЧИСЛЕННЫЙ СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КПМ ПДВС

ω, M_i	(1) Баландин	(2) Ванкель	(3) АЭДРП
$\Theta, \Delta V$	2	2/3	π/6
Θ, ω	1/2	1	2/π
Θ, M_i	2	1	π/2
$\rho_k = \Theta(M_i / \Delta V)$	1	2/3	3

Кинематический КПД ПДВС

Вышеописанная методика выдаёт спектр относительных сравнительных оценок параметров КПМ, так или иначе мультипликативно-функционально связанных с исходными универсальными параметрами КПМ: $\Delta \varphi, \Delta V, F, r$ сравниваемых ПДВС.

Однако, в сферу применения данной методики не вписывается задача оценки качества передаточных функций $V(\varphi)$ и $\psi(\varphi)$ (Постановка задачи. Детали. Выше).

Далее представлена авторская версия решения этой задачи.

Терминология: индикаторный кинематический коэффициент полезного действия (ККПД).

Обозначение: η_{ki} .

Определение: $\eta_{ki} = W_{Mi} / W_{Ki}$, где

(обозначения - Постановка задачи. Детали. Выше)

$$W_{Mi} = \int_{\varphi} T_p * r d\varphi = \int_{\varphi} P * \psi * r d\varphi = \int_{\varphi} P * F * \psi * r d\varphi = F * r \int_{\varphi} P * \psi d\varphi,$$

$$W_{Ki} = \int_{\varphi} P * r d\varphi = F * r \int_{\varphi} P d\varphi.$$

откуда следует:

$$\eta_{Ki} = \int_{\varphi} p \cdot \psi \, d\varphi / \int_{\varphi} p \, d\varphi = \mu(p \cdot \psi) / \mu(p), \quad \mu = \mu(\varphi) - \text{интегральное}$$

среднее, $0 < \varphi < \Delta\varphi$.

Содержательный смысл: аналогично классическому КПД, $W_{Mi} = W_i$ - "полезная" работа - работа крутящего момента

$$M = p(V(\varphi)) \cdot F \cdot \psi(\varphi) \cdot r$$

анализируемого ПДВС в процессе цикла по обозначенной выше схеме

с кинематическими передаточными функциями $V(\varphi)$ и $\psi(\varphi)$;

W_{Ki} - "полная" работа - работа крутящего момента

$$M_p = p(V(\varphi)) \cdot F \cdot r$$

анализируемого ПДВС, воображаемо

"модифицированного" таким образом,

что сила P давления p рабочего тела в процессе цикла воздействует на кривошип с максимальной отдачей - непосредственно тангенциально по схеме с кинематическими передаточными функциями

$$V_p = V(\varphi) \text{ и } \psi_r = 1.$$

Ниже приведены скриншот рабочего окна авторской компьютерной программы вычисления КПД и таблица с результатами для рассмотренных выше ПДВС. Скриншот отображает диаграмму синхронного поведения анализируемых функций p и $p \cdot \psi$ в процессе изменения φ от 0 до $\Delta\varphi$.

Таблица № 3
РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЯ КПД ПДВС

	$V(\varphi) \cdot (F \cdot r)$	$\psi(\varphi)$	μp	$\mu(p \cdot \psi)$	КПД %
КШМ [1]	$2 \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \sin\beta$	$\sin(\varphi + \beta) \cdot \cos\beta$	0.471	0.177	0.376
Баландин[2]	$2r(1 - \cos\varphi)$	$2 \cdot \sin\varphi$	0.514	0.354	0.688
Ванкель [3]	$(3/2)r(1 - \cos(\varphi \cdot 2/3))$	$\sin(\varphi \cdot 2/3)$	0.514	0.177	0.344
АЭДРП [4]	$\left\{ \begin{array}{l} (\varphi - \varphi_{cb}) \leftarrow (c), \varphi_{cb} \leq \varphi \leq \varphi_c \\ (\varphi_c - \varphi) \leftarrow (z), \varphi_c \leq \varphi \leq \varphi_z \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} +1 \leftarrow (c) \\ -1 \leftarrow (z) \end{array} \right.$	0.381	0.278	0.726
	(c) - процесс сжатия (z) - процесс расширения				

В связи с вышеизложенными возникает естественный вопрос: каким должен быть передаточный механизм поршень-вал, а точнее - кинематическая передаточная функция $\varphi \rightarrow V$, чтобы было $\eta_{Ki} = 1$. Ответ на этот вопрос даёт вариационное исчисление, в рамках которого обозначенные выше параметры W_{Mi} , W_{Ki} и η_{Ki} рассматриваются как интегральные функционалы с варьируемыми функциями-параметрами $V(\varphi)$, $V'(\varphi)$, детали - ниже.

Детали.

$$V(\varphi) = F \cdot r \cdot \left\{ \begin{array}{l} q \leftarrow (\varphi - \varphi_{cb}) \leftarrow \varphi_{cb} < \varphi < \varphi_c \\ q \leftarrow (\varphi_c - \varphi) \leftarrow \varphi_{cb} < \varphi < \varphi_c \end{array} \right. \quad \text{где коэффициент } q \text{ определяется из уравнения}$$

$$W_{Mi} = W_{Ki}, \text{ решение ниже.}$$

$$V'(\varphi) = F \cdot r \cdot \left\{ \begin{array}{l} +q \leftarrow (c) \\ q \leftarrow (z) \end{array} \right. > \psi(\varphi) \left\{ \begin{array}{l} +q \leftarrow (c) \\ q \leftarrow (z) \end{array} \right. >$$

$$W_{Mi} = F \cdot r \cdot \int_{\varphi} p \cdot \psi \, d\varphi = F \cdot r \cdot \left(\int_{(c)} p \cdot q \, d\varphi + \int_{(z)} p \cdot (-q) \, d\varphi \right) = F \cdot r \cdot q \cdot \left(\int_{(c)} p \, d\varphi - \int_{(z)} p \, d\varphi \right)$$

$$W_{Ki} = F \cdot r \cdot \int_{\varphi} p \, d\varphi = F \cdot r \cdot \left(\int_{(c)} p \, d\varphi + \int_{(z)} p \, d\varphi \right)$$

Из предыдущего следует

$$q = \left(\int_{(c)} p \, d\varphi - \int_{(z)} p \, d\varphi \right) / \left(\int_{(c)} p \, d\varphi + \int_{(z)} p \, d\varphi \right) = (p_{(c)} + p_{(z)}) / (p_{(c)} - p_{(z)}) >$$

где $p_{(c)}$, $p_{(z)}$ - среднее индикаторное давление в процессе, соответственно, сжатия, расширения.

Дело за конструктивной реализацией. □

Литература

1. А.И. Колчин, В.П. Демидов. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа. 2008.
2. Баландин С.С. Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1968.
3. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Ротопоршневые двигатели. М.: Машиностроение, 1968.
4. А.Ф. Равич, С.Н. Богданов. Автоэквилибрированное роторно-поршневое устройство. К возможности построения // Двигатель, № 4, 2014.

Связь с автором: ravichaf@mail.ru

СКРИНШОТ РАБОЧЕГО ОКНА КОМПЬЮТЕРНОЙ ПРОГРАММЫ ВЫЧИСЛЕНИЯ КПД

