

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ МАЛОРАЗМЕРНОГО ДВС

Приведены методика и результаты расчетного и натурного моделирования механических потерь в цилиндропоршневой группе ДВС. Проведенное сравнение значений этого показателя для малоразмерного дизеля, полученных различными методами при прочих равных условиях, доказывает адекватность принятых подходов к моделированию механических потерь.

E-mail: putintsev50@yandex.ru

Ключевые слова: теория подобия, моделирование, механические потери, дизель.

В ранее опубликованной работе [1], посвященной разработке проблемы моделирования и прогнозирования механических потерь в поршневых двигателях, дан прогноз механических потерь в поршневом двигателе на основе применения положений теории подобия и результатов моделирования процессов трения в аналоговой установке — поршневом трибометре. Общая методика прогнозирования сводилась к выполнению следующих действий.

1. Выбор математической модели процесса. Как показал анализ большого количества зависимостей, выбранных для расчета силы трения поршня, наиболее полно и достоверно поведение этой силы описывает формула, которая предложена известными трибологами Ф. Боуденом и Д. Тейбором [2]:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha)F_h. \quad (1)$$

Здесь α — признак режима трения: 1 — граничный режим трения; 0 — гидродинамический режим трения; 0,5 — смешанный режим трения.

При $\alpha = 1$ формула (1) принимает вид

$$F = F_b.$$

Здесь F_b — сила граничного трения, определяемая известным законом Амонтона

$$F_b = fN, \quad (2)$$

где f — коэффициент граничного трения; N — нормальная нагрузка в сопряжении трущихся деталей.

При $\alpha = 0$ формула (1) сводится к выражению

$$F = F_h.$$

Здесь F_h — сила гидродинамического трения, согласно Ньютону,

$$F_h = \frac{\mu VA}{h}, \quad (3)$$

где μ — динамическая вязкость смазочного материала в зазоре деталей; V — средняя скорость относительного движения деталей; A — площадь смоченной поверхности движущейся детали; h — средняя толщина слоя смазочного материала в зазоре деталей.

Для так называемых ньютоновских жидкостей, которые рассматриваются в гидродинамике, характеристика свойств должна быть дополнена параметром плотности ρ .

При $\alpha = 0,5$ формула (1) определяется полусуммой выражений (2) и (3), характеризую тем самым режим смешанного трения в сопряжении.

Площадь A в формуле (3) находят как проекцию юбки поршня на развертку цилиндра, т. е.

$$A = HD, \quad (4)$$

где H — длина юбки поршня; D — диаметр юбки поршня.

Анализируя изложенное выше, в том числе выражения (1)–(4), принимаем, что процесс трения в сопряжении поршень с кольцами — цилиндр, т. е. в цилиндропоршневой группе (ЦПГ), может быть описан следующими определяющими параметрами: диаметр юбки поршня D ; длина юбки поршня H ; средний зазор в сопряжении поршень — цилиндр h ; средняя скорость движения поршня V ; динамическая вязкость смазочного материала μ ; плотность смазочного материала ρ ; средний коэффициент граничного трения в ЦПГ f ; боковая сила поршня N (в боковую силу включено усилие, оказываемое кольцами на цилиндр во время работы двигателя); сила трения в ЦПГ F (искомая или прогнозируемая величина).

2. Анализ размерностей. Данная процедура необходима для формирования исходной матрицы размерностей. В размерности параметров входят единицы измерения длины, времени и массы. Введем обозначения для этих единиц: L — длина, T — время, M — масса. Запишем размерность каждого определяющего параметра в виде степенного одночлена:

$$[a] = L^\alpha T^\beta M^\gamma, \quad (5)$$

где α, β, γ — показатели степеней соответствующих единиц.

С учетом (5) размерности определяющих параметров можно представить как $[D] = L^1 T^0 M^0$; $[H] = L^1 T^0 M^0$; $[h] = L^1 T^0 M^0$; $[V] = L^1 T^{-1} M^0$; $[\rho] = L^{-3} T^0 M^1$; $[\mu] = L^{-1} T^{-1} M^1$; $[f] = L^0 T^0 M^0$; $[N] = L^1 T^{-2} M^1$; $[F] = L^1 T^{-2} M^1$.

3. Составление, приведение к канонической форме и определение ранга матрицы размерностей. Матрица размерностей A системы определяющих параметров имеет следующий вид:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ -3 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 \\ 1 & -2 & 1 \end{bmatrix}.$$

Известными из линейной алгебры элементарными преобразованиями приводим к канонической форме матрицу A :

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

которая имеет три ненулевые строки, а ее ранг равен трем, $r = \text{rank } A = 3$.

4. Определение числа безразмерных комплексов. Воспользуемся П-теоремой теории подобия [3–5], согласно которой связь n размерных величин (системы определяющих параметров) можно представить $n - r$ независимыми безразмерными комплексами, где r — ранг матрицы размерностей.

Поскольку $n = 9$, $r = 3$, то $n - r = 6$.

5. Вывод независимых безразмерных комплексов. Безразмерные комплексы ищем в виде степенных одночленов

$$\pi = x_1^{\alpha_1} \cdot x_2^{\alpha_2} \cdot \dots \cdot x_n^{\alpha_n},$$

где x_1, \dots, x_n — определяющие параметры; $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ — показатели степеней при соответствующих параметрах.

Всего из величин, образующих систему определяющих параметров, может быть составлено $2^9 - 1 = 511$ сочетаний или комбинаций.

Согласно положениям теории подобия, из числа всех сочетаний определяющих параметров необходимо выбрать только те, для которых выполняется условие $n - r = 1$, что верно только при $n \leq 4$. Эти сочетания дают простые комплексы.

Для снижения трудоемкости этой процедуры поиска простых комплексов разработана специальная программа, с помощью которой были отобраны 22 сочетания, дающие простые комплексы. Из них, согласно П-теореме, необходимо выбрать шесть независимых комплексов. Для выбранных шести сочетаний 1) ρ, V, h, μ ; 2) D, V, ρ, N ; 3) f ; 4) H, V, ρ, F ; 5) H, μ, V, F ; 6) ρ, F, μ строим независимые комплексы 1) $\rho^1 V^1 h^1 \mu^{-1}$; 2) $D^2 V^2 \rho^1 N^{-1}$; 3) f^1 ; 4) $H^2 V^2 \rho^1 F^{-1}$; 5) $H^1 \mu^1 V^1 F^{-1}$; 6) $\rho^1 F^1 \mu^{-2}$.

Условие независимости системы комплексов определяется максимальным рангом матрицы B :

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Действительно, ранг матрицы B , равный шести, является максимальным.

При выполнении условий подобия для модели и объекта запишем равенства:

$$\frac{h_0 V_0 \rho_0}{\mu_0} = \frac{h_1 V_1 \rho_1}{\mu_1}; \quad \frac{D_0^2 V_0^2 \rho_0}{N_0} = \frac{D_1^2 V_1^2 \rho_1}{N_1}; \quad f_0 = f_1;$$

$$\frac{\rho_0 H_0^2 V_0^2}{F_0} = \frac{\rho_1 H_1^2 V_1^2}{F_1}; \quad \frac{H_0 \mu_0 V_0}{F_0} = \frac{H_1 \mu_1 V_1}{F_1}; \quad \frac{\rho_0 F_0}{\mu_0^2} = \frac{\rho_1 F_1}{\mu_1^2}.$$

Здесь индекс “0” соответствует величинам, описывающим модель (трибометр), индекс “1” указывает на величины, соответствующие объекту моделирования (двигателю).

Из этих комплексов определим три варианта зависимостей для прогнозируемой силы трения объекта F_1 :

$$F_{1_1} = \frac{\rho_1 H_1^2 V_1^2}{\rho_0 H_0^2 V_0^2} F_0 = k_1 F_0; \quad (6)$$

$$F_{1_2} = \frac{H_1 \mu_1 V_1}{H_0 \mu_0 V_0} F_0 = k_2 F_0; \quad (7)$$

$$F_{1_3} = \frac{\rho_0 \mu_1^2}{\rho_1 \mu_0^2} F_0 = k_3 F_0, \quad (8)$$

где k_1, \dots, k_3 — масштабные коэффициенты подобия.

Каждый из трех вариантов (6)–(8) для силы трения в ЦПГ в различной мере описывает подобие модели и объекта, в связи с чем наилучшей оценкой искомой величины F_1 будет

$$F_1 = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{3} F_0 = k F_0, \quad (9)$$

где k — среднее арифметическое значение масштабного коэффициента подобия.

Полученные зависимости (6)–(9) были применены для прогнозирования механических потерь в ЦПГ быстроходного малоразмерного дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д), развивающего на номинальном режиме работы мощность 8 кВт при частоте вращения 3 600 мин⁻¹.

В качестве объектов сравнения, влияющих на механические потери, рассмотрены два моторных масла: обычное (неэнергосберегающее) и энергосберегающее. Как известно, энергосберегающее масло отличается от обычного меньшей вязкостью и большим антифрикционным воздействием (меньшим коэффициентом граничного трения), благодаря которому снижается трение смазываемых деталей и, следовательно, уменьшается удельный эффективный расход топлива двигателя [6]. Необходимая информация о показателях обычного и энергосберегающего масел торговых марок известных мировых производителей формировалась на основе имеющихся экспериментальных данных — лабораторных анализов и результатов испытаний на машине трения. Расчеты сил трения и соответственно мощности механических потерь в ЦПГ поршневого трибометра [7] выполнены с применением программы PISTON-DHT [8].

В результате на основе зависимостей (6)–(9) и данных натурального моделирования на поршневом трибометре составлен прогноз мощности механических потерь в ЦПГ объекта моделирования — дизеля

ТМЗ-450Д для номинального режима его работы: $N_m^{\text{ЦПГ}} = 1,314$ кВт (обычное масло); $N_m^{\text{ЦПГ}} = 1,214$ кВт (энергосберегающее масло).

С помощью программы PISTON-DHT расчетным путем получены ожидаемые значения указанного показателя данного дизеля (рис. 1). При прочих равных условиях они составили 1,251 кВт (обычное масло); 1,083 кВт (энергосберегающее масло).

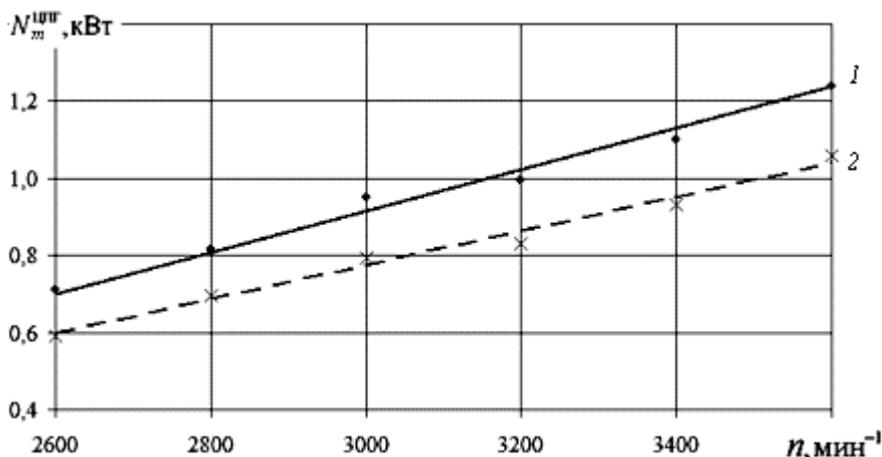


Рис. 1. Расчетная характеристика механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д при использовании различных моторных масел:

1 — обычное; 2 — энергосберегающее

Как видно на рис. 1, замена обычного моторного масла на энергосберегающее обеспечила расчетное снижение механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д на 12...14 % на всем скоростном диапазоне работы.

Экспериментальные измерения механических потерь объекта моделирования выполнены с применением типового метода прокрутки по ГОСТ 14846–81 и специального метода температурных полей цилиндра [9, 10].

В рамках метода прокрутки была получена оценка общих механических потерь дизеля при работе на сравниваемых маслах в зависимости от скоростного режима (рис. 2). Пересчет результата измерений с учетом поправочных понижающих коэффициентов 0,75 и 0,4, соответственно учитывающих завышение значений из-за роста вязкости моторного масла во время предусмотренного методом прокрутки отключения подачи топлива и долю механических потерь, которые приходится на трение поршня с кольцами, дал следующие значения мощности механических потерь в ЦПГ на номинальном режиме: 1,245 кВт для обычного масла; 1,197 кВт для энергосберегающего.

С помощью специального метода температурных полей трения цилиндра, снимаемых в режиме прокрутки двигателя без сжатия, сгорания

и охлаждения, когда на установившемся скоростном режиме температура стенки цилиндра обусловлена исключительно тепловыделением от трения, на частоте $3\ 600\ \text{мин}^{-1}$ были получены и сопоставлены термограммы трения для обычного и энергосберегающего моторных масел (рис. 3). Обработка этих результатов на основе зависимости, связывающей среднюю температуру трения в цилиндре с мощностью механических потерь, а также геометрическими и теплофизическими показателями деталей и материалов ЦПГ [9], дала следующие результаты: $N_m^{\text{ЦПГ}} = 1,207\ \text{кВт}$ (обычное масло); $N_m^{\text{ЦПГ}} = 1,008\ \text{кВт}$ (энергосберегающее масло).

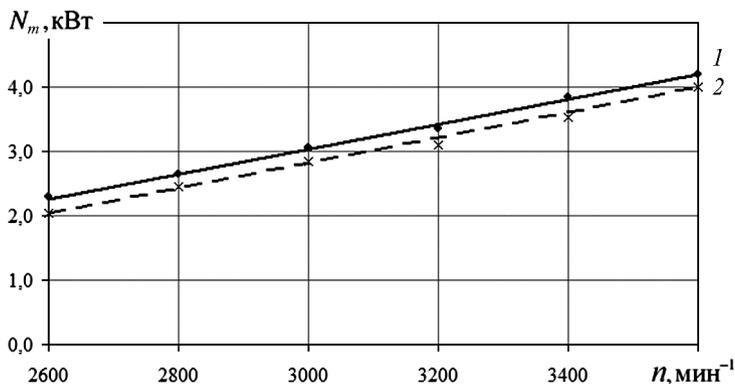


Рис. 2. Экспериментальная характеристика механических потерь дизеля ТМЗ-450Д при работе на обычном (1) и энергосберегающем (2) моторных маслах

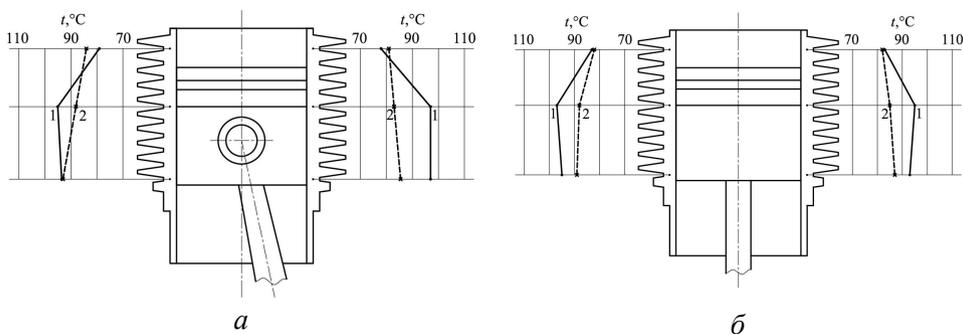


Рис. 3. Экспериментальные температурные поля трения цилиндра дизеля ТМЗ-450Д на частоте вращения $3\ 600\ \text{мин}^{-1}$ в плоскости качения шатуна (а) и коленчатого вала (б) при использовании обычного (1) и энергосберегающего (2) моторных масел

Представленное в таблице сопоставление значений расчетного и натурного моделирования с результатами экспериментов для сходственных режимов и прочих равных условий показало на адекватное

отражение характера процессов трения в ЦПГ ДВС и высокую чувствительность при моделировании, позволяющую различать влияние антифрикционных свойств смазочного материала на механические потери с расхождением абсолютных величин прогнозируемых и экспериментальных данных, не превышающим 9 %.

Сравнение значений и относительной разницы мощности механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д на номинальном режиме его работы на обычном моторном масле при использовании различных методов оценки этого показателя

Метод	Значение $N_m^{ЦПГ}$, кВт	Относительная разница значений при сочетании методов, %			
		1	2	3	4
Прокрутка	1,245	0	3,1	-5,5	-0,5
Температурные поля цилиндра	1,207	-3,1	0	-8,9	-3,6
Натурное моделирование	1,314	5,3	8,8	0	4,8
Расчетное моделирование	1,251	0,5	3,5	-5,0	0

Выводы.

1. В итоге применения анализа размерностей и теории подобия к поршневой машине проверены и подтверждены условия подобия процессов трения моделирующей установки (поршневого трибометра) и объекта моделирования (поршневого ДВС), а также выведены общие выражения масштабных коэффициентов, необходимых для переноса результатов натурного моделирования на объект.

2. Путем натурального и расчетного моделирования получены ожидаемые значения механических потерь в ЦПГ дизеля ТМЗ-450Д для случаев использования обычного и энергосберегающего моторных масел, показавшие эффективность применения последнего по критерию снижения трения.

3. Адекватность результатов моделирования подтверждена в ходе экспериментального определения механических потерь дизеля ТМЗ-450Д с применением типового и специального методов: максимальное расхождение прогноза и эксперимента не превысило 9 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путинцев С.В., Антонюк П.Н., Чирский С.П. Применение теории подобия для моделирования и прогнозирования механических потерь в поршневом двигателе // Двигателестроение. 2011. № 3 (245). С. 3–6.
2. Боуден Ф., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968. 503 с.

3. Кирпичев М.В. Математические основы теории подобия. М.-Л.: АН СССР, 1949. 98 с.
4. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. М.: Наука, 1977. 440 с.
5. Антонюк П.Н. П-теорема и линейная алгебра // Ин-т истории естествознания и техники им. С.И. Вавилова. Годичная научн. конф. 2010. М.: Янус-К, 2011. С. 236–238.
6. Моторные масла: Производство, свойства, классификация, применение: научно-техн. изд. / Р. Балтенас, А.С. Сафонов, А.И. Ушаков и др. М.-СПб.: Альфа Лаб, 2000. 272 с.
7. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин и др. // Трение и износ. 1998. Т. 19, № 2. С. 218–223.
8. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС // Двигатель-2007: Тез. докл. Междунар. конф. М., 2007. С. 235–241.
9. Путинцев С.В., Аникин С.А., Синюгин А.В. Новые подходы к оценке трибологических свойств энергосберегающих моторных масел // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 2006. № 1. С. 41–48.
10. Путинцев С.В., Синюгин А.В., Белов А.А. Методика и результаты экспериментальной проверки энергосберегающих свойств моторных масел // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 2006. № 11. С. 47–55.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012