

ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.43

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ И МОДИФИКАЦИЕЙ ТРУЩЕЙСЯ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ ДВС

Д-р.техн.наук, проф. С.В. ПУТИНЦЕВ, асп. М.Д. ПРОНИН

Представлено теоретическое обоснование технологической модификации и рационального профилирования поршня ДВС с целью снижения механических потерь. На примере сравнительных расчетов серийного и опытных вариантов поршня автотракторного дизеля 1Ч 8,5/8,0 показана правомерность принятого подхода; получены численные результаты, подтверждающие эффективность разработанных технических решений.

В ранее опубликованной, посвященной профилированию и модификации поверхности поршня [1], была показана важность этих конструкторско-технологических подходов для решения проблемы энергосбережения ДВС и недостаточность их теоретически - расчетного обоснования. В данной статье делается попытка восполнить указанный пробел.

Пренебрегая переходным и недостаточно устойчивым режимом смешанного трения, можно для упрощения анализа принять за режимы, определяющие трение поршня ДВС, граничный и гидродинамический. Граничное трение, как известно, осуществляется через непосредственное контактирование поверхностей, когда роль смазочного материала несущественна, и на первый план выходят свойства поверхностей и пленок, их покрывающих. В [2] на основе применения известного трибологического принципа положительного градиента механических свойств было сформулировано правило, согласно которому возможно добиться снижения граничного трения. Правило сводится к тому, что следует стремиться к одновременному снижению значений тангенциального

(срезающего) напряжения материала τ и площади фактического контакта A_{ϕ} трущихся тел:

$$\left. \begin{array}{l} \tau \rightarrow \min; \\ A_{\phi} \rightarrow \min. \end{array} \right\} \quad (1)$$

Условия (1) предполагают, что твердый металл движется по твердому металлу, контактируя через тонкую подложку (пленку, покрытие) из мягкого металла. Если добиться, что при этом мягкая подложка остается неповрежденной, то ее сопротивление срезу τ будет примерно на уровне такового у мягкого металла, т.е. незначительным. В то же время величина A_{ϕ} также будет невелика, поскольку нагрузку в обоих направлениях по нормали к плоскости контакта в данном случае надежно сдерживает малодеформируемая основа твердого металла. Следовательно, тангенциальное напряжение материала τ и площадь фактического контакта A_{ϕ} одновременно малы, и, таким образом, сила граничного трения минимизирована.

На практике это правило может быть реализовано путем предварительного упрочнения наиболее мягкой из трущихся поверхностей пары трения (например, юбки поршня из алюминиевого сплава) и последующего нанесения на нее тонкой пленки антифрикционного покрытия. Надо сказать, что нанесение антифрикционного покрытия на юбки поршней для форсированных ДВС ныне широко практикуется, однако предварительное упрочнение поверхности при этом не выполняется, что снижает эффективность покрытия.

При условии полного разделения движущейся и опорной поверхностей слоем вязкой несжимаемой жидкости наступает режим гидродинамической смазки, при котором сила трения в сопряжении будет определяться общеизвестным законом внутреннего трения Ньютона–Петрова:

$$F = \mu AG, \quad (2)$$

где μ – динамическая вязкость смазочного материала;

A – площадь смоченной поверхности движущегося тела;

G – градиент скорости, определяемый как отношение скорости движения тела V к расстоянию между поверхностями движущегося тела и опоры, т.е. толщине слоя смазочного материала h :

$$G = \frac{V}{h}.$$

Из (2) следует, что в гидродинамическом режиме смазки сила трения:

-не зависит от параметров смазываемых поверхностей (коэффициента трения материала, его твердости, шероховатости и т.п.);

-уменьшается при снижении вязкости, скорости движения, площади и увеличении толщины слоя смазочного материала.

С конструкторской точки зрения для уменьшения гидродинамического трения возможно влияние на площадь A и толщину h , что входит в процедуру так называемого профилирования боковой поверхности поршня.

Сравнительный анализ основных выражений теории гидродинамической смазки применительно к поршню как плоскому подшипнику скольжения (ползуну) показывает, что минимуму энергетических затрат соответствует условие максимума гидродинамической несущей способности P .

Для максимизации гидродинамической несущей способностью в целях снижения механических потерь поршня необходимо проанализировать закономерности ее формирования смазываемым профилем юбки движущегося поршня в продольном сечении.

подавляющее большинство исследователей для определения гидродинамического давления в слое смазочного материала между движущейся поверхностью и опорой используют известное уравнение О. Рейнольдса. В полной (двумерной, нестационарной) постановке это уравнение может быть представлено как

$$\nabla(h^3 \nabla p) - 6\mu \left(V \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) = 0, \quad (3)$$

где ∇ - оператор Лапласа;

p - гидродинамическое давление смазочного материала;

x - координата в направлении скорости движения;

t - время.

В целях выполнения сравнительного анализа гидродинамической несущей способности уравнение (3) допустимо использовать в упрощенной одномерной стационарной постановке:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (4)$$

Для случая произвольной (дифференцируемой) зависимости толщины слоя смазочного материала от длины $h=h(x)$ и нулевых граничных условиях по гидродинамическому давлению на концах поверхности юбки поршня длиной L после двойного интегри-

рования (4) получается функция распределения гидродинамического давления p по длине x следующего вида:

$$p = p(x) = 6\mu V \left[\frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)} \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} \right]. \quad (5)$$

Проанализируем характер распределения гидродинамического давления и результат его интегрирования по длине движущейся поверхности - гидродинамическую несущую способность - при аппроксимации реального криволинейного профиля юбки поршня на участке сужающегося зазора упрощенным профилем в виде наклонной плоскости согласно рис. 1.

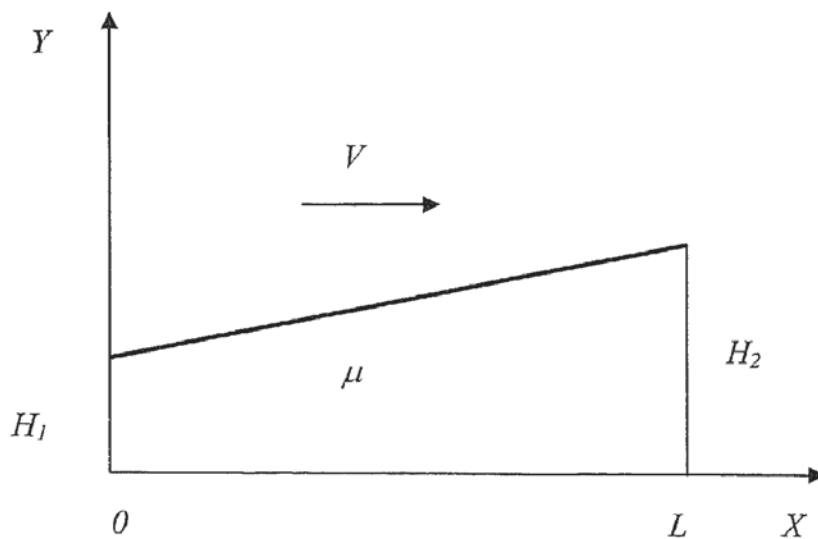


Рис. 1. Схема для анализа гидродинамического давления и несущей способности смазываемой движущейся наклонной плоскости

Выражение для погонной (приходящейся на единицу ширины) гидродинамической несущей способности наклонной плоскости согласно схеме на рис. 1 как результат интегрирования выражения (5) имеет вид:

$$\bar{P} = \frac{6\mu VL^2}{(H_2 - H_1)^2} \left[\ln \frac{H_2}{H_1} - 2 \frac{(H_2 - H_1)}{(H_2 + H_1)} \right], \quad (6)$$

где H_1 , H_2 - наименьшая и наибольшая толщина смазочного материала (на выходе и входе профиля) в зазоре соответственно. Для облегчения анализа (6) введем обозначе-

ние $\delta = \frac{H_2 - H_1}{H_1}$. Параметр δ может быть определен как относительный перепад высот профиля.

Введем далее в рассмотрение безразмерную функцию P_δ вида

$$P_\delta = \frac{1}{\delta^2} \left[\ln(1 + \delta) - 2 \frac{\delta}{2 + \delta} \right], \quad (7)$$

зависящую исключительно от δ .

Очевидно, что при стремлении δ к нулю функция (7) неопределена. Для раскрытия этой неопределенности было применено разложение $\ln(1 + \delta)$ в ряд (что вполне допустимо для $0 \leq \delta < 1$), которое в итоге дало возможность избавиться от присутствия δ в знаменателе дроби и открыло, таким образом, возможность исследовать функцию (7) на всей числовой оси, включая 0:

$$P_\delta \approx \frac{\delta}{12}. \quad (8)$$

Отметим, что (8) представляет собой линейное приближение функции (7), которая, после очевидных преобразований, при умножении на комплекс $\frac{6\mu VL^2}{H_1^2}$ сводится к (6):

$$\bar{P} = \frac{6\mu VL^2}{H_1^2} \frac{1}{\delta^2} \left[\ln(1 + \delta) - 2 \frac{\delta}{2 + \delta} \right] = \frac{6\mu VL^2}{H_1^2} P_\delta. \quad (9)$$

Из (9) следует, что для повышения гидродинамической несущей способности путем профилирования объектами воздействия должны быть выбраны:

- функция P_δ зависящая от наименьшей и наибольшей толщин смазочного материала на выходе и входе профиля H_1, H_2 ;
- длина несущего участка профиля L .

Очевидно, что для снижения гидродинамического трения поршня, определяемая (7) безразмерная функция P_δ (далее по тексту – функция Релея) должна быть максимизирована средствами профилирования. Для решения задачи построим и проанализируем график изменения функции Релея в широком диапазоне изменения значений относительного перепада высот профиля δ . Как следует из рис.2, максимум этой функции достигается при значении относительного перепада $\delta = 1,18$, что согласуется с теорети-

ческими результатами исследования на максимум гидродинамической несущей способности ползунов в [3, 4].

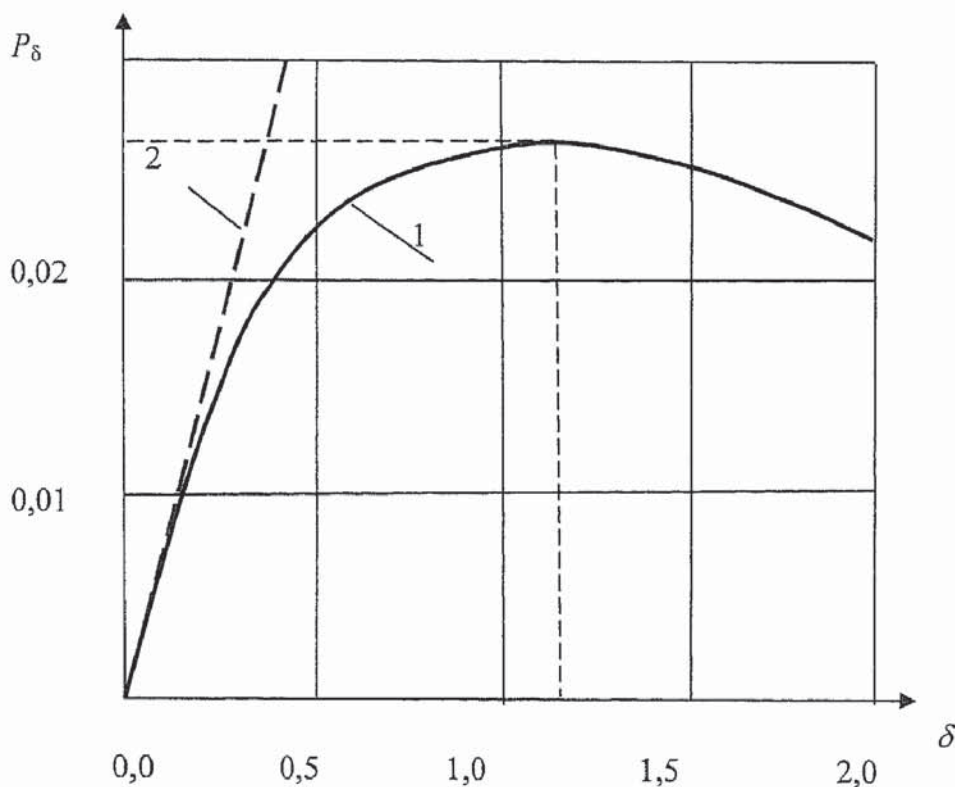


Рис.2. Графики функции Релея: 1 – полная форма; 2 – линейная аппроксимация ($P_\delta = \delta/12$)

По определению относительного перепада высот для входного участка профиля имеем

$$\delta = \frac{H_2 - H_1}{H_1} = \frac{H_2}{H_1} - 1, \text{ откуда } H_2 = H_1(\delta + 1).$$

Принимая в качестве H_1 наиболее вероятное за рабочий цикл ДВС значение минимального радиального зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» в нагретом состоянии деталей Δr и учитывая, что в этом случае абсолютный перепад высот профиля равен

$$\Delta H = H_2 - \Delta r,$$

после очевидных преобразований получим

$$\Delta H = \delta \Delta r$$

или, с учетом максимизирующего функцию Релея значения $\delta = 1,18$,

$$\Delta H_2 = 1,18\Delta r. \quad (10)$$

Так как движение поршня вдоль стенки цилиндра реверсивно, а функция Релея не зависит от длин участка профиля, то для абсолютного перепада высот на выходе профиля юбки любой длины с целью максимизации гидродинамической несущей способности следует назначать, по возможности, такое же значение, как на входе:

$$\Delta H_1 = \Delta H_2. \quad (11)$$

Из полученных результатов анализа следует, что наилучшим с гидродинамической точки зрения будет профиль юбки поршня, имеющий в нагретом состоянии одинаковый перепад высот на краях юбки с абсолютным значением в нагретом состоянии $1,18\Delta r$.

Как видно из (9), погонная несущая способность растет пропорционально квадрату длины несущего участка L . В то же время чрезмерное увеличение этого параметра сопряжено не только с ростом массо-габаритных показателей поршня, но и увеличением силы вязкостного трения, находящейся, как известно, в прямой зависимости от площади смоченной поверхности.

Длину несущего участка профиля в этом случае наиболее целесообразно назначать исходя из принципа согласования несущей способности юбки поршня с характером внешнего нагружения. Разработка этого принципа применительно к поршням ДВС автотракторного типа, предусматривает выбор длины несущих участков путем задания из конструктивных соображений общей длины профиля (длины юбки поршня L) и расчета соотношения длин обратного и прямого хода поршня (l_1, l_2). Этот подход базируется на согласовании гидродинамической несущей способности юбки поршня с работой боковой силы на наиболее нагруженных тактах рабочего цикла ДВС: «сжатие» (обратный ход поршня) и «расширение» (прямой ход поршня).

Тогда, с учетом (9), отношение работы боковой силы на такте «расширение» к аналогичному показателю на такте «сжатие» может быть поставлено в соответствие отношению квадратов длин несущих участков юбки на прямом и обратном ходах поршня, а именно:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{l_2^2}{l_1^2}, \quad (12)$$

где A_1, A_2 – работа боковой силы поршня на такте «сжатие» и такте «расширение» соответственно;

l_1, l_2 – длины несущих участков юбки поршня на обратном и прямом ходе соответственно.

Полученное с использованием принципа согласования путем статистической обработки графиков боковой силы представительной выборки автотракторных ДВС (20 моделей) ключевое соотношение для длин

$$k = \frac{l_2}{l_1} \approx 1,64 \quad (13)$$

может быть принято как ориентир, который требует уточнения на основе определения работ сил внешней нагрузки на поршень (и их соотношения) в каждом конкретном случае профилирования.

С учетом того, что сумма длин несущих участков должна быть равна конструкционно назначаемой длине юбки

$$L = l_1 + l_2, \quad (14)$$

применяя выражения (13) и (14), можно легко определить рациональные значения этих длин:

$$L = l_1 + l_2 = l_1 + kl_1 = l_1(1+k);$$

откуда

$$l_1 = \frac{L}{(1+k)}; \quad (15)$$

$$l_2 = L - l_1. \quad (16)$$

Полученные соотношения (10)–(16) могут служить основой для выбора рационального (с точки зрения снижения механических потерь) профиля юбки поршня четырехтактного ДВС.

Для проверки теоретических положений было выполнено расчетное исследование влияния модификации и профилирования юбки поршня на механические потери в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д).

В качестве расчетного средства была использована хорошо апробированная ранее программа расчета динамики, гидродинамики и трибологии поршня PISTON-DHT [5].

Расчеты проводились для условий номинального режима работы указанного выше дизеля: эффективная мощность 8кВт, частота вращения коленчатого вала 3600мин⁻¹.

Сравнивалась трибологическая эффективность – характер изменения и значение силы трения поршня и, как ее итог, мощность механических потерь в ЦПГ серийного и опытного вариантов поршней:

1 - серийный, с бочкообразным профилем юбки без технологической модификации (упрочнения и антифрикционного покрытия);

2 – опытный, отличающийся от 1 наличием технологической модификации юбки;

3 – опытный, отличающийся от 1 оптимизированным согласно полученным рекомендациям (10)-(16) бочкообразным профилем юбки;

4 – опытный, отличающийся от 1 наличием модификации и оптимизированного бочкообразного профиля юбки.

Конкретные значения параметров упрочнения, коэффициента трения антифрикционного покрытия и рационального бочкообразного профиля юбки поршня, составляющие предмет ноу-хау, не приводятся.

Как следует из результатов расчета (см.таблицу), оба технических решения – модификация и профилирование – как порознь, так и в совокупности их применения – привели к снижению мощности механических потерь (в целом на 36%). При этом модификация юбки в виде упрочнения и антифрикционного покрытия оказалась более эффективной (31% снижения механических потерь), чем оптимизация бочкообразного профиля (9%). Замена серийного поршня на указанные выше опытные варианты сопровождалась снижением максимального значения силы граничного трения, т.е. улучшением условий работы и повышением надежности поршня.

Таблица

Результаты расчетной оценки влияния модификации и профилирования юбки поршня на механические потери дизеля 1Ч 8,5/8,0

Показатель	Номер и характеристика поршня			
	1. Серийный	2. Опытный	3. Опытный	4. Опытный
Мощность мех. потерь в ЦПГ, кВт	1,37	0,95	1,25	0,87
Макс. значение силы граничного трения, Н	144	114	132	104
Снижение механических потерь, %	-	31	9	36

ВЫВОДЫ

1. На основе применения положений теорий граничного трения и гидродинамической смазки сформулированы правила и получены ключевые соотношения технологической модификации и профилирования поршня ДВС с целью снижения механических потерь.

2. Справедливость теоретических положений подтверждена сравнительными расчетами трибологической эффективности для серийного и опытных вариантов поршней дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д).

3. Дальнейшую проверку и уточнение положений модификации и профилирования поршня целесообразно провести в рамках сравнительных моторных испытаний указанных объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения механических потерь в двигателе внутреннего сгорания//Известия вузов. Машиностроение.-2007.-№5.-С.42-50.

2. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические предпосылки снижения механических потерь в ЦПГ модификацией трущейся поверхности поршня/Двигатель-2007.-Сб. научн. трудов Межд. конф., посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана.-М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.-С.218-220.

3. Гидродинамическая теория смазки. Классики естествознания. Н.П. Петров, О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд, А. Митчел, и др.-(Сб. статей под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона).-М.-Л.: ГТТИ, 1934.-423с.

4. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле: Пер. с англ. В.А. Боронина под ред. В.К. Житомирского.-М.: Машгиз, 1962.-294с.

5. Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания//Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. вып. «Двигатели внутреннего сгорания».-2007.-С.150-156.