

МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СМАЗКИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Аннотация

В работе рассмотрены прикладные методы математического моделирования процессов в смазочном слое поршневых колец. Указаны исторически ранние и относимые к актуальным предположения о процессах формирования несущей способности гидродинамической смазки поршневого кольца, механики контакта шероховатостей, температурного поля в зоне смазочного слоя. Методы математического моделирования адаптированы исследователями из теорий технических наук по мере возникновения потребности в определении связи морфологического описания и функционирования рассмотренного трибологического сопряжения. Современные тенденции усугубляют условия работы поршневых колец. Последствия граничного и смешанного трения компенсируются введением и трибологических составов, изменяющих ранее описанные математически процессы в смазочном слое. Для эффективного конструирования узлов возрастает потребность в приложении к математическому моделированию поршневых колец теории процессов формирования и разрушения трибологических плёнок, реологии структурно-неоднородных смазочных масел.

Ключевые слова: поршневые кольца, математическое моделирование, смешанная смазка, контакт шероховатостей, мощность трения.

Введение

Работа набора поршневых колец обуславливает до половины мощности потерь цилиндро-поршневой группы. Снижение потерь без негативных последствий для выполнения кольцами прочих функциональных задач в составе двигателя реализуется путём математического моделирования [1]. Адаптированные значения доли энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивления движению комплектов поршневых колец относительно стенок цилиндров, приведены в таблице 1.

На основе экспериментальных измерений толщины смазочного слоя под поршневым кольцом, а также исходя из экспериментальной корреляции мощности трения как с вязкостью масла, так и с наличием в масле модификаторов трения [2], принята позиция о нестационарности режима смазки поршневых колец. За один ход поршня, вследствие его знакопеременной скорости, возможна работа исследуемого трибосопряжения в граничной, смешанной и гидродинамической смазке. Тенденции в современном двигателестроении:

– использование моторных масел со сниженной вязкостью для уменьшения мощности гидродинамического трения в трибосопряжениях;

– форсирование двигателей по индикаторному давлению за счёт прогресса в технологиях впрыска топлива и организации рабочего процесса;
– сокращение питания смазочным материалом с целью уплотнения камеры сгорания от моторного масла,
приводят к ужесточению условий работы поршневых колец уменьшением несущей способности и толщины разделяющего смазочного слоя [3-6].

Таблица 1 – Вклад поршневых колец в потери на трение двигателей

Способ определения	Доля мощности трения колец от, %			Тип двигателя	Источник
	индикаторной*	эффективной	мех. потерь		
Расчётный	6,4	8,9	22,1	дизельный 8Ч 11/11,5	[7]
Расчётный	2,0	2,3	16,3	дизельный 1Ч 16/24	[8]
Расчётный с экспериментом	5,9	7,3	31,5	с прин. воспл. 4Ч 8,2/6	[9-10]
Расчётный	–	1,9	–	с прин. воспл. 4Ч 7,6/8,7	[11]
Эксперимент	–	–	15,1	с прин. воспл. 4Ч 8,9/7,4	[12]
Эксперимент	–	5,8	–		

* Данные носят ознакомительный характер. В терминологии отечественного и зарубежного двигателестроения понятие индикаторной мощности отличается

Компенсирующее введение трибологических составов в энергосберегающие моторные масла (см. рисунок 1, [13]) изменяет реологическое поведение, оказывая влияние не только на режимы граничной и смешанной смазки, но и ограничивая применимость методов классической гидродинамической теории смазки [14]. Область же применимости результатов физического моделирования на машинах трения, путём имитационного математического моделирования смазки может быть расширена [15].

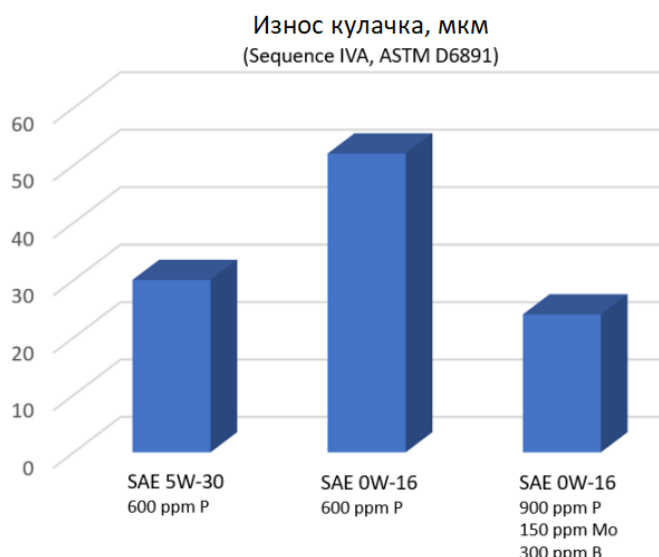


Рисунок 1 – Компенсация изнашивания от уменьшения вязкости введением трибологических составов на примере кулачка распределительного вала [13]

Несмотря на описанные факторы, отечественные исследования смазки поршневых колец последних лет демонстрируют упадок интересов к этой области знаний. Авторы видят данные обстоятельства как указание к проведению настоящего обзора. Работа состоит в обобщении информации об основных

процессах, описании существующих методов математического моделирования численными методами смазки поршневых колец на основе одномерного уравнения Рейнольдса.

Моделирование и развитие теории смазки поршневых колец

Современная методология математического моделирования смазки поршневых колец предлагает несколько уровней абстракции. Каждый из уровней содержит определённый набор ограничений к применимости и требований к исходным данным. Наиболее широко применяемый подход к моделированию смазки поршневых колец основан на решении одномерного уравнения Рейнольдса для двух пластин и уравнения радиального движения кольца с учётом переменных скоростей и нагрузок. С момента первой реализации численного решения (см. обобщённое уравнение Рейнольдса (1)) в 1968 году [16], подход получил развитие, усилиями в том числе отечественных исследователей [7, 17-20]. Вид обобщённого уравнения:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -6U \frac{dh}{dx} + 12 \frac{dh}{dt}, \quad (1)$$

где x – координата вдоль оси цилиндра;

h – толщина смазочного слоя на координате x ;

p – гидродинамическое давление в смазочном слое на координате x ;

μ – динамическая вязкость смазочного масла;

$U, \frac{dh}{dt}$ – относительная скорость кольца касательная и нормальная к стенке

цилиндра соответственно.

Уравнение (1) полагает осесимметричность – пренебрегает потоком поперёк движения кольца, несжимаемую безынерционную ньютоновскую жидкость и изотермический смазочный слой. Описание решения методом конечных разностей приведено в [20]. Граничные условия:

– проскальзывание между маслом и поверхностями отсутствует;

– на границах смазочного слоя скорости масла равняются скоростям движения поверхностей;

– давления на продольных границах смазочного слоя соответствуют давлениям газов в заколочных объёмах.

Результатом решения задач динамики кольца и смазки является распределение толщины смазочного слоя, сравниваемое с параметрами шероховатости, и распределение гидродинамического давления. Из решения получают мгновенные интегральные параметры: несущая способность и сила вязкого трения.

Процесс кавитации, возникающий в области расширяющегося зазора, был изучен экспериментально методами лазерно-индуцированной флуоресценции (LIF) и измерением давления в смазочном слое [21-22] (см. рисунок 2, а). Исследователями проведены сравнения моделей кавитации для подшипников скольжения: полное условие Зоммерфельда с отрицательным давлением в зоне расширяющегося зазора и его модифицированная форма с обнулением зоны отрицательного давления; формы условия Рейнольдса (Свифта-Штибера) с разрывом и восстановлением, с разрывом без восстановления [23-24], условия Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО) [25], (см. рисунок 2, б). Последний метод получил экспериментальное подтверждение и считается актуальным [26], [24]. Условия ЯФО, реализуемые

алгоритмом Элрода-Адамса [27], основаны на представлении смазочного слоя в области расширяющегося зазора разрывающимся с частичным заполнением и вновь восстанавливающимся. Граничное условие в точке разрыва – нулевой градиент давления. В точке восстановления смазочного слоя градиент давления ненулевой. Важность реалистичного моделирования кавитации обусловлена значительным различиями в несущей способности при использовании разных методов [28].

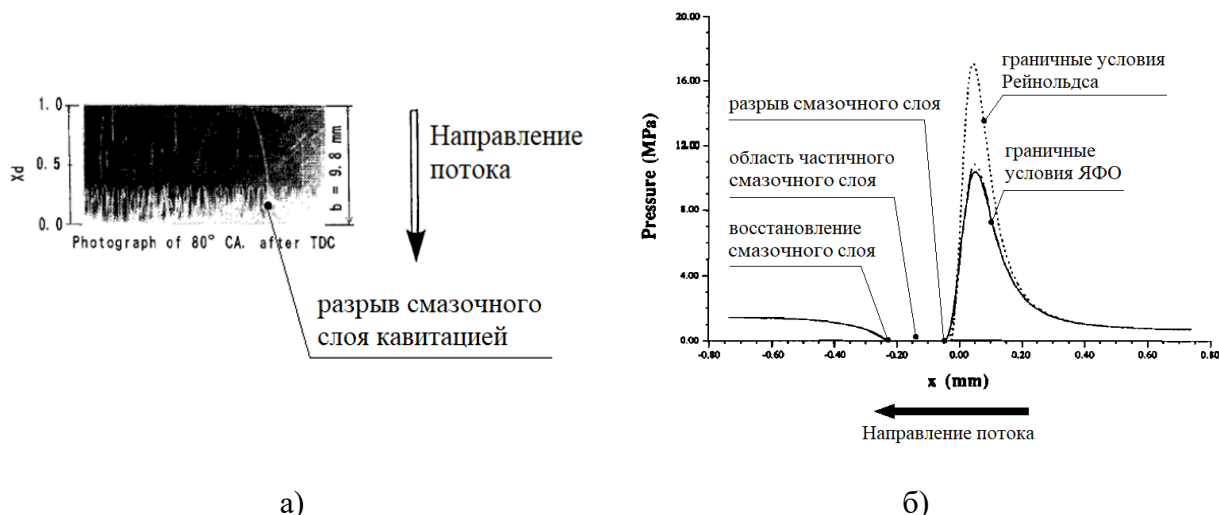


Рисунок 2 – Кавитация в смазочном слое поршневых колец: а) наблюдение на фотографии с прозрачным цилиндром [21]; б) распределение гидродинамического давления из математической модели [25]

Экспериментальная демонстрация явления масляного голодания [29] привела к пересмотру методологии задания граничных условий для поршневых колец, работающих в реальном двигателе. Явление состоит в уменьшенном количестве питающего слой разделяющего смазочного материала от взаимного влияния поршневых колец. Масляное голодание приводит к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя и увеличению силы трения (см. рисунок 3).

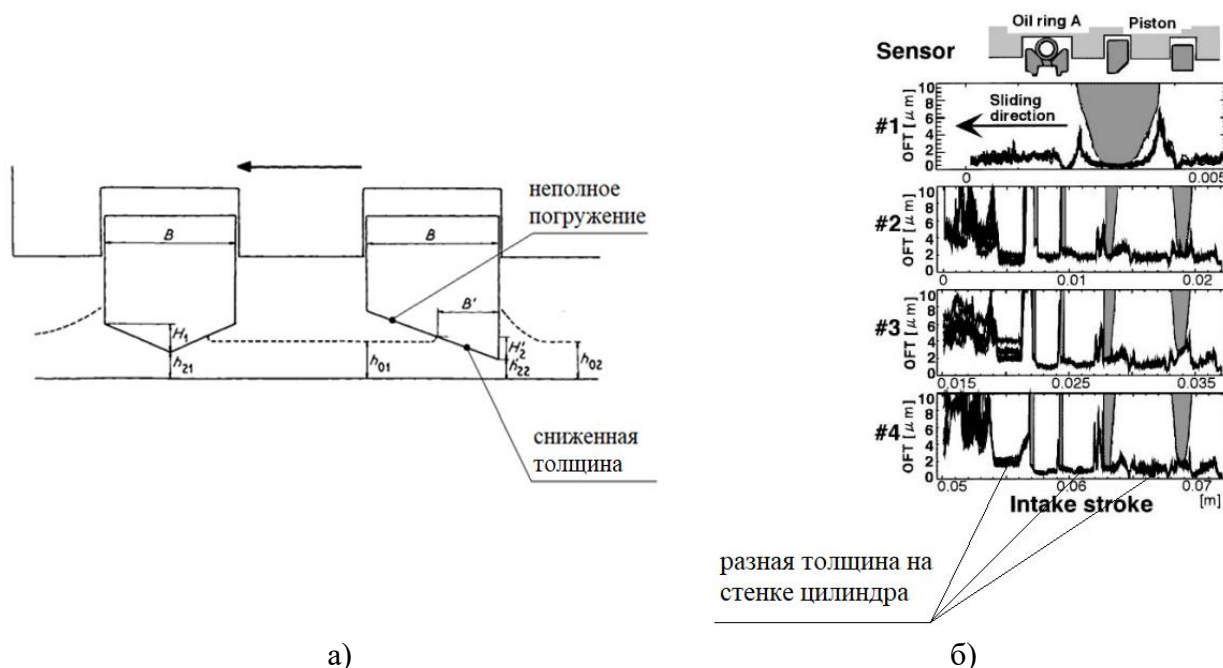


Рисунок 3 – Взаимодействие поршневых колец в наборе: а) гипотетическая схема [29]; б) результаты измерения мгновенной толщины масла на стенке цилиндра методом LIF [30]

Решение задачи частичного заполнения смазочного слоя от кавитации методом ЯФО, в работе [31] было дополнено подмоделью масляного голодания. Принято предположение об аккумуляровании смазочного масла на рабочей поверхности поршневого кольца при частичном заполнении. В частности, расход снимаемого со стенки цилиндра масла:

$$q_{scrape} = Uh_{inlet} - (q_{boundary}^c + q_{boundary}^q), \quad (2)$$

где Uh_{inlet} – расход масла на входной кромке;

h_{inlet} – толщина смазочного слоя на входной кромке;

$q_{boundary}^c$ – расход смазочного масла через зазор от сдвига (течение Куэтта);

$q_{boundary}^p$ – вызываемый перепадом давления расход смазочного масла через зазор (течение Пуазёйля).

Результат моделирования совместной работы комплекта поршневых колец [32] на основе теоретической модели аккумуляции смазочного масла кольцами [31] приведён на рисунке 4. На диаграммах отображено масляное голодание верхнего компрессионного и скребкового кольца (неполное покрытие смазочным маслом рабочей поверхности).

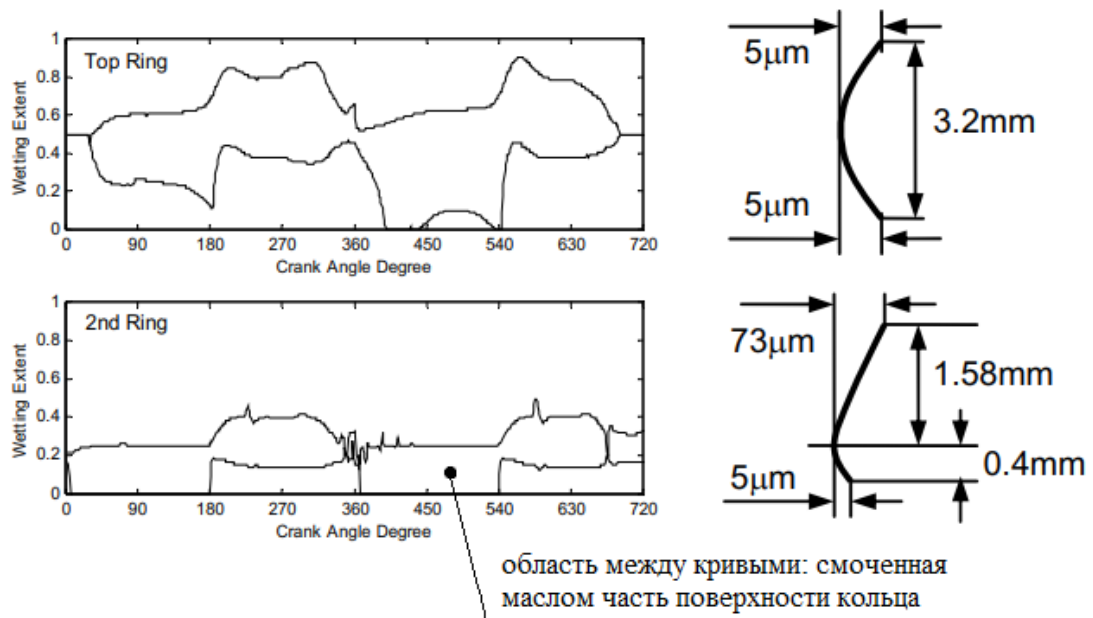


Рисунок 4 – Результат математического моделирования совместной работы комплекта поршневых колец: масляное голодание [32]

Недавнее совершенствование методов для свободных поверхностей стенки цилиндра и поршневого кольца было предпринято в работе [33]. Показано, что прежде использованные подходы ограниченно применимы для моделирования смазочного слоя поршневых колец в условиях значительного масляного голодания и высокой относительной скорости, а метод Элрода-Адамса подразумевает нереалистичные допущения о скорости потока на свободных поверхностях. Более обоснованное математическое описание процессов переноса и распределения масла по поверхности стенки цилиндра реализуется в плоских осесимметричных и трёхмерных задачах механики сплошных сред для двух фаз, выходящее за рамки одномерной модели тонкого смазочного слоя. В частности, становится возможным детерминированный анализ влияния анизотропных параметров финишной обработки стенки цилиндра на смазочный слой поршневых колец.

Влияние реологических свойств смазочного масла на параметры смазки поршневых колец оценено в исследованиях. Показано, что при средней скорости поршня ($c_m = nS/30$) 9 м/с, нелинейная зависимость вязкости от скорости сдвига всесезонного масла (по модели Кросса) может уменьшить толщину смазочного слоя под поршневым кольцом на 30% в середине хода поршня [34]. Уменьшение вязкости при высокой скорости сдвига всесезонных масел является благоприятным явлением для поршневых колец, поскольку вязкость снижается в области достаточной толщины смазочного слоя, уменьшая мощность трения [35]. В работе [36] используется единая формула зависимости вязкости от давления, температуры и скорости сдвига по моделям Вогеля-Кэмерона, Баруса и Кросса соответственно. Вязкоупругие свойства смазочного масла в отношении поршневых колец были смоделированы четырёхэлементной моделью в расчётном исследовании [37].

Через смазочный слой поршневых колец отводится до 60% теплового потока от поршней в систему охлаждения [38]. Температурное поле стенки цилиндра в области взаимодействия с кольцами характеризуется значительными перепадами между мёртвыми точками: $10^1 \dots 10^2$ К [39]. Таким образом, течение масла в смазочном слое является, вопреки принятому уравнению Рейнольдса (1) допущению, неизотермическим с преимущественно молекулярным переносом теплоты [17]. Наибольшее распространение для определения температуры смазочного масла (для реологических свойств) под поршневым кольцом получил подход, не предполагающий термогидродинамического расчёта. Пренебрегая теплоёмкостью смазочного масла, диссипацией и конвективным теплообменом, средняя температура смазочного слоя определяется как средняя между температурами поверхностей, заранее заданными и определёнными из теплового расчёта цилиндра-поршневой группы. Оценка влияния диссипации вязкого трения в смазочном слое проведена в работе [40] на основе двухмерного уравнения энергии:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + D, \quad (3)$$

где ρ , c , λ – плотность, теплоёмкость и теплопроводность соответственно;

u_x , u_y – осевая и радиальная скорости в смазочном слое соответственно;

D – диссипативная функция от сдвига между слоями масла.

Граничные условия к численному решению (3): температуры масла на поверхностях приравниваются к температуре поверхностей, температура масла на входной кромке кольца равномерна по толщине слоя и равна локальной температуре стенки цилиндра. Полученные закономерности в [40] состоят в повышении нелинейности распределения температуры поперёк смазочного слоя при росте относительной скорости и вязкости. При высоких температурах поверхностей распределение приближается к линейному, и влияние диссипации вязкого трения на решение задачи смазочного слоя поршневых колец становится пренебрежимо малым [41]. Однако в работе [42] по результатам расчётного исследования указано на значительную разницу между изотермическим и термогидродинамическим расчётами.

Уменьшение толщины смазочного слоя под поршневым кольцом до порядков высот шероховатостей приводит к возникновению смешанной и граничной смазки. Эти режимы характеризуются контактом вершин шероховатостей и воздействием их близости на течение смазочного масла в зазоре. В условиях малой толщины смазочного слоя между шероховатыми поверхностями реальный поток обтекает

вершины трёхмерных шероховатостей и зоны их контакта. Одномерное уравнение Рейнольдса для гладких поверхностей (1), как было предложено Патиром и Чэном [43-44], может быть использовано и для пары шероховатых поверхностей, как в частности, для соединения поршневых колец и стенки цилиндра [45-46], через модифицированную форму:

$$\frac{d}{dx} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -6U \frac{dh_T}{dx} + 12 \frac{dh_T}{dt} + 6\sigma \frac{d\phi_s}{dx}, \quad (4)$$

где ϕ_x, ϕ_s – множители течений Пуазёйля и Куэтта соответственно;

$h_T = (h + \delta_1 + \delta_2)$ – средняя локальная толщина смазочного слоя;

δ_1, δ_2 – высота отдельных шероховатостей над номинальным очертанием поверхности;

σ – параметр комбинированной высоты шероховатостей над номинальным очертанием поверхности.

Множители течений ϕ_x и ϕ_s в модели Патир-Чэна (4) зависят от ориентации шероховатостей и отношения h/σ . При величине отношения $h/\sigma > 3,5$ множитель течения Пуазёйля ϕ_x стремится к единице, множитель течения Куэтта ϕ_s к нулю, а модифицированное уравнение Рейнольдса (4) вырождается в обобщённую форму (1).

В сочетании с уравнением гидродинамики (1), используют [46-47] модель контактного взаимодействия шероховатостей Гринвуда-Триппа [48-49]:

$$p_{asp} = \frac{16\pi\sqrt{2}}{15} E \left(\eta^2 \beta^{3/2} \sigma^{5/2} \right) F_{5/2}, \quad (5)$$

где $p_{asp} = f(x, t)$ – распределённое давление контакта;

E – приведённый модуль упругости;

β – приведённый радиус вершин;

η – приведённая плотность расположения вершин по площади;

$F_{5/2}$ – вероятность превышения высотой шероховатости Z_s толщины смазочного слоя h . При нормальном распределении вершин шероховатостей по высоте, представляют полиномом 6-й степени:

$$F_{5/2} = \sum_{i=0}^6 a_i \left(\frac{h - Z_s}{\sigma} \right)^i \quad (6)$$

Параметры шероховатости поверхности σ, β, η, Z_s подлежат расчётной оценке на основе профилометрии поверхностей [50-51]. Сила трения от контакта вычисляется как интеграл распределённого давления p_{asp} (5), умноженный на предполагаемый коэффициент трения. Величина последнего подлежит определению в ходе физического эксперимента на машине трения. Таким образом, математическое моделирование современными методами позволяет установить взаимосвязь реальных антифрикционных свойств в граничной смазке и микрогеометрии поверхности стенки цилиндра после финишной обработки с мощностью контактного трения поршневых колец при работе в двигателе. Суммарная сила трения в математической модели смазки поршневых колец, основанной на одномерном уравнении Рейнольдса, составляет сумму силы вязкого трения смазочного масла и силы трения от контакта шероховатостей. Важно отметить применимость получаемого распределения контактного давления $p_{asp}(x)$ для оценки параметров изнашивания.

В упомянутой ранее работе [42] проведён анализ влияния температуры вспышки в смешанной смазке на смазочный слой поршневых колец. Выполненный термогидродинамический расчёт показал значительное снижение вязкости и мощности трения при учёте тепловыделения от контакта шероховатостей. Указано на необходимость моделирования смазочного слоя поршневых колец с тепловым расчётом при высоких скоростях, температурах и нагрузках. Приложение термогидродинамического расчёта смазочного слоя в граничной смазке поршневых колец нашло применение в моделировании формирования трибологической плёнки [52] по модели Аррениуса.

Заключение

Проведённый обзор направлен на представление прикладных методов математического моделирования смазки поршневых колец с целью обобщения и оценки различий. С развитием теории гидродинамической, смешанной и граничной смазки, исследователями были осуществлены приложения их положений. Сокращение абстракции и представление случайных явлений статистическими моделями взаимосвязанность между морфологическим описанием трибосопряжения и результатами моделирования. Стало возможным обоснованно анализировать влияние на мощность трения таких характеристик, как распределение материала по кривой Аббота, реологические свойства смазочного масла.

Возрастающая роль трибологических составов в энергосберегающих маслах, по мнению авторов работы, направляет дальнейшие исследования на изучение и приложение теории адсорбционно-десорбционных явлений, поверхностно-активных веществ, влияния частиц износа, реологических свойств структурно-неоднородных смазочных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zhmud, B. Optimizing the Piston/Bore Tribology: The Role of Surface Specifications, Ring Pack, and Lubricant / B. Zhmud, E. Tomanik, W. Grabon, D. Schorr, B. Brodmann // SAE Technical Paper. - 2020. - № 01-2167.
2. Wakuri, Y. Characteristics of Piston Ring Friction: Influences of Lubricating Oil Properties / Y. Wakuri, M. Soejima, T. Kitahara, M. Nunotani, Y. Kabe // Jsme International Journal Series C-mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing. - 1995. - V. 38. - № 3. - P. 593-600.
3. Путинцев, С.В. Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости // Двигателестроение. - 2023. - № 1. - С. 24-37.
4. Zavos, A. Effect of Coating and Low Viscosity Oils on Piston Ring Friction under Mixed Regime of Lubrication through Analytical Modelling // Lubricants. - 2021. - V. 9. - № 124.
5. Forder, M. An experimental investigation of low viscosity lubricants on three piece oil control rings cylinder liner friction / M. Forder, N. Morris, P. King, S. Balakrishnan, S. Howell-Smith // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J. - 2022. - V. 236. - № 11.
6. Zhang, Y. The Effects of Ultra-Low Viscosity Engine Oil on Mechanical Efficiency and Fuel Economy / Y. Zhang, Z. Ma, Y. Feng, Z. Diao, Z. Liu // Energies. - 2021. - V. 14. - № 2320.
7. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях. - Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. - 288 с.
8. Livanos, G. A Model of the Friction Losses in Diesel Engines / G. Livanos, N. Kyrtatos // SAE Technical Paper. - 2006. - № 01-0888.
9. Hoshi, M. A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine / M. Hoshi, Y. Baba // A S L E Transactions. - 1986. - V. 30. - № 4. - P. 444-451.

10. Hoshi, M. Reducing friction losses in automobile engines // Tribology International. - 1984. - V. 17. - № 4. - P. 185-189.
11. Novotny, P. Efficient approach for solution of the mechanical losses of the piston ring pack / P. Novotny, V. Pistek, L. Drapal, D. Svida, T. Devera // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. - 2013. - V. 227. - № 10. - P. 1377-1388.
12. Uras, H. Oil and Ring Effects on Piston-Ring Assembly Friction by the Instantaneous IMEP Method / H. Uras, D. Patterson // SAE Technical Paper. - 1985. - № 850440.
13. Zhmud, B. Twenty Years of Engine Tribology Research: Some Important Lessons to Learn / B. Zhmud, D. Basiri, U. Morawitz, D. Schulz // SAE Technical Papers. - 2023. - № 24-0102.
14. Задорожная, Е.А. Моделирование трибосопряжений жидкостного трения. - Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2022. - 148 с.
15. Siebert, G. Simulation of Piston Ring/Cylinder Bore System Using Tribotests - A Review Focused on the Tribochemical Aspect / G. Siebert, A. Sinatora // SAE Technical Paper. - 2016. - № 36-0127.
16. Lloyd, T. The Hydrodynamic Lubrication of Piston Rings // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings. - 1968. - V. 183. - № 16. - P. 28-34.
17. Петриченко, Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Р. М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю. Н. Исаков.; Под общ. ред. Р. М. Петриченко. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 328 с.: ил.
18. Шабанов А.Ю. Моделирование параметров трения и износа цилиндропоршневой группы двигателя в реальном эксплуатационном цикле / А.Ю. Шабанов, А.Б. Зайцев, А.А. Метелев, Ю.П. Пустовалов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. - 2015. - № 1. - с. 22-29.
19. Рождественский, Ю.В. К решению упругогидродинамической задачи смазки поршневых колец / Ю.В. Рождественский, А.А. Асауляк // Вестник ЮУрГУ. - 2012. - № 33. - С. 65-68.
20. Барченко, Ф. Б. Расчет толщины масляного слоя между поршневым кольцом и втулкой цилиндра // Наука и образование: Научное издание МГТУ им. НЭ. Баумана. - 2011. - - № 13.
21. Kim, S. Dynamic Behavior of Oil Film between Piston Ring and Cylinder Liner : Visualization of Oil Film Rupture and Measurement of Oil Film Pressure Using Simulating Rig / S. Kim, A. Azetsu, M. Yamauchi, T. Someya // JSME international journal. Ser. C, Dynamics, control, robotics, design and manufacturing. - 1995. - V. 38. - № 4. - P. 783-789.
22. Dhunput, A. Investigation of cavitation development in the lubricant film of piston-ring assemblies / A. Dhunput, M. Teodorescu, C. Arcoumanis // Journal of Physics: Conference Series. - 2007. - V. 85. - № 012005.
23. Wakuri, Y. On the Oil Film Behaviour of Piston Rings : Correction of Effective Pressure Region of Oil Film / Y. Wakuri, M. Soejima, T. Taniguchi // Bulletin of JSME. - 1978. - V. 21. - № 152. - P. 295-302.
24. Priest, M. Boundary Conditions for Reynolds Equation with Particular Reference to Piston Ring Lubrication / M. Priest, R. Taylor, D. Dowson, C. Taylor // Tribology Series. - 1996. - V. 31. - P. 441-452.
25. Yang, Q. An Elastohydrodynamic Cavitation Algorithm for Piston Ring Lubrication / Q. Yang, T. Keith // Tribology Transaction. - 2008. - V. 38. - № 1. - P. 97-107.
26. Koeser, P. Predictive Piston Cylinder Unit Simulation - Part II: Novel Methodology of Friction Simulation Validation Utilizing Floating-Liner Measurements / P. Koeser, F. Berbig, F. Pohlmann-Tasche, F. Dinkelacker, Y. Wang, T. Tian // SAE Technical Paper. - 2023. - № 01-0415.

27. Elrod, H. A Cavitation Algorithm // Journal of Lubrication Technology. - 1981. - V. 103. - № 3. - P. 350-354.
28. Priest, M. Theoretical modelling of cavitation in piston ring lubrication / M. Priest, D. Dowson, C. Taylor // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C. - 2000. - V. 214. - № 3. - P. 435-447.
29. Brown, S. The Partially Lubricated Piston Ring / S. Brown, G. Hamilton // Journal of Mechanical Engineering Science. - 1977. - V. 19. - № 2. - P. 81-89.
30. Seki, T. A study on variation in oil film thickness of a piston ring package: variation of oil film thickness in piston sliding direction / T. Seki, K. Nakayama, T. Yamada, A. Yoshida, M. Takiguchi // JSAE Review. - 2000. - V. 21. - № 3. - P. 315-320.
31. Liu, L. Implementation and Improvements of a Flow Continuity Algorithm in Modeling Ring/Liner Lubrication / L. Liu, T. Tian // SAE Technical Paper. - 2005. - № 01-1642.
32. Liu, L. Modeling Piston Ring-Pack Lubrication With Consideration of Ring Structural Response / L. Liu, T. Tian // SAE Technical Paper. - 2005. - № 01-1641.
33. Zhang, K. Refined Hydrodynamic Lubrication Model with a High-Accuracy Numerical Algorithm for Starved Lubrication with Free Surfaces / K. Zhang, K. Yagi // Tribology Letters. - 2023. - V. 71. - № 122.
34. Taylor, R. The Influence of Lubricant Rheology on Friction in the Piston Ring-Pack / R. Taylor, M. Brown, D. Thompson, J. Bell // SAE Technical Paper. - 1994. - № 941981.
35. Takata, R. Effects of Lubricant Viscosity on Ring/Liner Friction in Advanced Reciprocating Engine Systems / R. Takata, V. Wong // Proceedings of the ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. - 2006. - № ICEF2006-1526. - P. 281-293.
36. Profito, F. One Dimensional Mixed Lubrication Regime Model for Textured Piston Rings / F. Profito, D. Zachariadis, E. Tomanik. // Conference: COBEM 2011 / 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering. - 2011. - № 7-13210.
37. Tomioka, J. The Effect of Nonlinear Viscoelasticity of Lubricants of Piston Ring Lubrication / J. Tomioka, H. Hayashi, S. Wada // JSME international journal. Ser. 3, Vibration, control engineering, engineering for industry. - 1992. - V. 35. - № 3. - P. 477-484.
38. Pistons and engine testing / MAHLE GmbH : Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH. - 2016. - 305 c.
39. Boisclair, M. Piston Ring Thermal Transient Effects on Lubricant Temperatures in Advanced Engines / M. Boisclair, D. Hoult, V. Wong // Journal of Engineering for Gas Turbines Power. - 1989. - V. 111. - № 3. - P. 543-552.
40. Harigaya, Y. Analysis of Oil Film Thickness and Heat Transfer on a Piston Ring of a Diesel Engine: Effect of Lubricant Viscosity / Y. Harigaya, M. Suzuki, F. Toda, M. Takiguchi // Journal of Engineering for Gas Turbines Power. - 2006. - V. 128. - № 3. - P. 685-693.
41. Richardson, D. Theoretical and Experimental Investigations of Oil Films for Application to Piston Ring Lubrication / D. Richardson, G. Borman // SAE Technical Paper. - 1992. - № 922341.
42. Morris, N. Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal mixed regime of lubrication / N. Morris, R. Rahmani, H. Rahnejat, P. King, B. Fitzsimons // Tribology International. - 2013. - V. 59. - P. 248-258.
43. Patir, N. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication / N. Patir, H. Cheng // Journal of Lubrication Technology. - 1978. - V. 100. - № 1. - P. 12-17.
44. Patir, N. Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces / N. Patir, H. Cheng // Journal of Lubrication Technology. - 1979. - V. 101. - № 2. - P. 220-229.
45. Profito, F. Transient experimental and modelling studies of laser-textured micro-grooved surfaces with a focus on piston-ring cylinder liner contacts / F. Profito, S. Vladescu, T. Reddyhoff, D. Dini // Tribology International. - 2017. - V. 113. - P. 125-136.

46. Mochizuki, K. A Study on Sliding Surface Pressure Measurement of Piston Ring under Reciprocating Condition Using Thin-Film Sensor / K. Mochizuki, Y. Watanabe M. Owashi, Y. Mihara // Tribology Online. - 2019. - V. 14. - № 4. - P. 179-187.
47. Chu, N. A Mixed Lubrication Model of Piston Rings on Cylinder Liner Contacts Considering Temperature-Dependent Shear Thinning and Elastic-Plastic Contact / N. Chu, R. Jackson, H. Ghaednia, A. Gangopadhyay // Lubricants. - 2023. - V. 11. - № 208.
48. Greenwood, J. Contact of Nominally Flat Surfaces / J. Greenwood, J. Williamson // Proceedings of the Royal Society A. - 1966. - V. 295. - № 1442. - P. 300-319.
49. Greenwood, J. The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces / J. Greenwood, J. Tripp // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. - 1970. - V. 185. - № 1. - P. 625-633.
50. Tomanik, E. A simple numerical procedure to calculate the input data of Greenwood-Williamson model of asperity contact for actual engineering surfaces / E. Tomanik, H. Chacon, G. Teixeira // Tribology Series. - 2003. - V. 41. - P. 205-215.
51. Jocsak, J. The Characterization and Simulation of Cylinder Liner Surface Finishes / J. Jocsak, E. Tomanik, V. Wong, T. Tian // Proceedings of the ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. - 2005. - № ICES2005-1080. - P. 457-467.
52. Pu, W. Flash temperature and anti-wear tribofilm growth mechanisms by asperity contact in top-ring/liner conjunction of IC engines / W. Pu, Q. Zhang, W. Zhang, S. Ren, Z. Chen, T. Tian // Tribology International. - 2020. - V. 146. - № 106186.

M.A. Bogoslovskii^{1,2}, A.D. Breki^{1,3}

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Saint Petersburg, Russia, bogoslovskij.ma00@gmail.com

²Algorithm S LLC, Ekaterinburg, Russia

³ IPME RAS, Saint Petersburg, Russia

APPROACHES TO PISTON RING LUBRICATION MATHEMATICAL MODELING

Abstract

In the current paper, approaches to applied mathematical modeling of physical processes in piston ring oil film were overviewed. Both initial and state-of-art assumptions on piston ring hydrodynamic lift force formation, roughness peaks contact mechanics, and temperature distribution in oil film were mentioned. Approaches to mathematical modeling have been adapted by researchers from engineering science theories as the demand for relation of morphological characteristics with functional properties of piston ring and liner tribological conjunction had been originated. Modern tendencies are worsening piston ring hydrodynamic lift force formation. By using tribological compositions in fuel-saving motor oils, the consequences of operation with boundary and mixed lubrication are minimized. Therefore, in order to ensure an effective design process for engine components, the application of tribofilm formation and destruction theory, rheology of dispersed systems to piston ring lubrication and mathematical analysis is becoming a necessity.

Keywords: piston rings, mathematical modeling, mixed lubrication, asperity contact, friction power.