

К РЕШЕНИЮ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ СМАЗКИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Ю.В. Рождественский, А.А. Асауляк

TO THE SOLUTION OF ELASTIC HYDRODYNAMIC LUBRICATION PROBLEM OF PISTON RINGS

Y.V. Rozhdestvenskiy, A.A. Asaulyak

Приведен обзор экспериментальных и расчетных исследований поведения масляного слоя в сопряжении «цилиндр – поршневое кольцо». Кроме того, приведены упрощенные модели расчета толщины масляного слоя, а также модели поршневого кольца с учетом возможных перемещений кольца в поршневой канавке.

Ключевые слова: трибосопряжение «цилиндр – поршневое кольцо», масляная пленка, уравнение Рейнольдса.

In this section were reviewed experimental and theoretical studies of the behavior of the oil film in the conjugation of “cylinder – piston ring”. Besides were reviewed the simplified models for calculation the thickness of the oil layer, and the model of piston ring with possible movement in the piston ring groove.

Keywords: tribounit “cylinder – piston ring”, oil film, the Reynolds equation.

Введение. Для моделирования рабочего процесса дизеля необходимо учитывать потери мощности, которые неизбежно присутствуют в реальном двигателе. Существенная доля мощности двигателя теряется в трибосопряжениях цилиндропоршневой группы, на преодоление сил трения в подшипниках скольжения коленчатого вала и шатунов, в сопряжении «цилиндр – поршневые кольца». Гидродинамическая задача смазки вышеупомянутых трибосопряжений решается многими исследователями. В данной статье приведен обзор подходов к расчету толщины смазочного слоя и минимизации трения в сопряжении «цилиндр – поршневое кольцо».

Экспериментальные исследования изменения толщины масляной пленки. Задача определения толщины смазочного слоя решалась многими исследователями. Накоплено достаточно экспериментальных данных, позволяющих проследить характер зависимости толщины смазочного слоя h от угла поворота коленчатого вала α . На рис. 1 показана одна из зависимостей, представленных в работе [1].

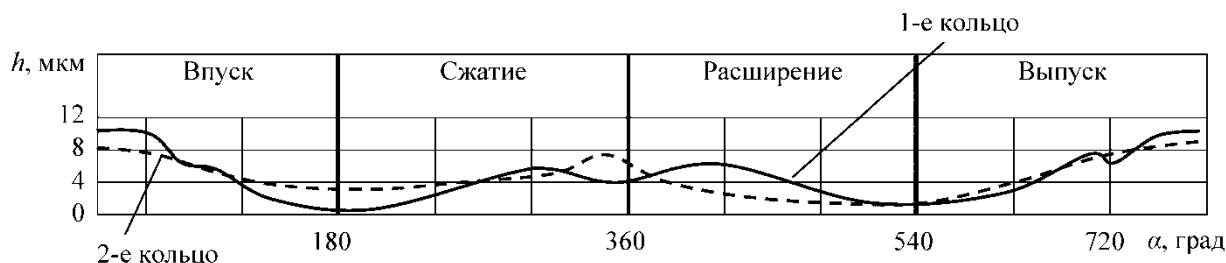


Рис. 1. Зависимость толщины масляной пленки между 1-м и 2-м поршневыми кольцами и цилиндром от угла поворота коленчатого вала

Из рис. 1 видно, что даже в положении поршня в верхних и нижних мертвых точках в зазоре между цилиндром и поршневыми кольцами имеется смазочный слой. Это дает основание для использования в расчетах положений упругогидродинамической теории смазки.

Расчет и конструирование

Постановка гидродинамической задачи смазки. Решение поставленной задачи о нахождении толщины масляной пленки сводится к решению системы трех уравнений [2]:

- уравнение течения вязкой жидкости;
- уравнение движения кольца;
- уравнение упругой деформации кольца.

Первое уравнение системы представляет собой уравнение Рейнольдса. В работе [2] это уравнение в общем виде записывается следующим образом:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\text{гидро}}(\theta, x, t)}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p_{\text{гидро}}(\theta, x, t)}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (1)$$

где $p_{\text{гидро}}(\theta, x, t)$ – гидродинамическое давление; μ – коэффициент динамической вязкости смазки; U – скорость поршня; θ – угловая координата точки кольца; x – координата вдоль оси цилиндра; $p_{\text{гидро}}$ – давление в смазочном слое.

Некоторые исследователи записывают уравнение (1) в виде [3]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p_{\text{гидро}}(x)}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (2)$$

предполагая, что процесс является стационарным. Этот подход является достаточно упрощенным. Изменение толщины происходит во времени вдоль оси цилиндра и по окружности кольца, что отмечают многие исследователи [3]. Уравнение движения кольца записывается в виде

$$m_k \ddot{h} = \sum_i^n F_i, \quad (3)$$

где m_k – масса кольца, а в правой части стоит сумма n сил, действующих на кольцо. На рис. 2 изображены силы, действующие на элемент поршневого кольца в кольцевой канавке. Здесь $F_{\text{гидро}}$ – сила гидродинамического давления; $F_{\text{газ}}$ – газовая сила; $F_{\text{упр}}$ – сила упругости кольца; $F_{\text{тр}}$ – сила

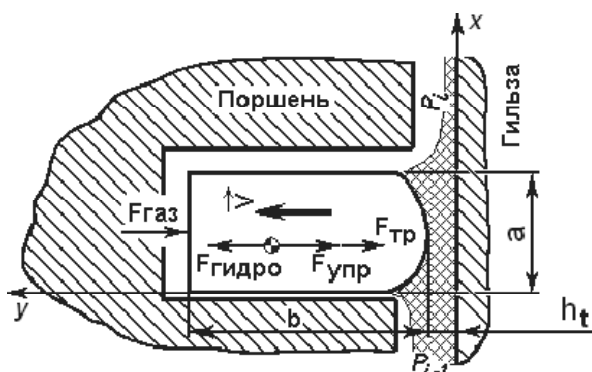


Рис. 2. Силы, действующие на элемент кольца

$$Q = \int_0^{\theta} \int_0^1 p_{\text{гидро}}(x) dx - p_{\text{г}} - p_{\text{упр}} \sin \theta d\theta, \quad (4a)$$

где $p_{\text{гидро}}(x)$ – гидродинамическое давление; $p_{\text{газ}}$ – давление газов из заколочного пространства; $p_{\text{упр}}$ – давление, создаваемое силой упругости кольца; a – высота кольца; R – радиус кольца; h_0 – начальное значение толщины смазочного слоя.

Результаты расчета толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала с учетом уравнений (1), (3), записанного в форме уравнения равновесия (4), сделанные в работе [4], приведены на рис. 3.

Полученная зависимость качественно подтверждает экспериментальные исследования, представленные в работе [1]. В работе [4] не решается упругогидродинамическая задача, так как начальная толщина слоя h_0 остается постоянной в течение всего расчета.

В работах [3, 4] не учитывается скручивание кольца в поршневой канавке. Этой проблеме была посвящена работа [5], в которой проведен расчет толщины смазочного слоя с учетом

скручивания кольца. Возникающий под действием газовых сил равнодействующий скручивающий момент приведен на рис. 4. Принимается, что в полости под свободной торцевой поверхностью канавки и в заколочном пространстве распределение давления газов является одинаковым. Кроме того, с силой от давления газов в заколочном пространстве суммируется сила упругости кольца.

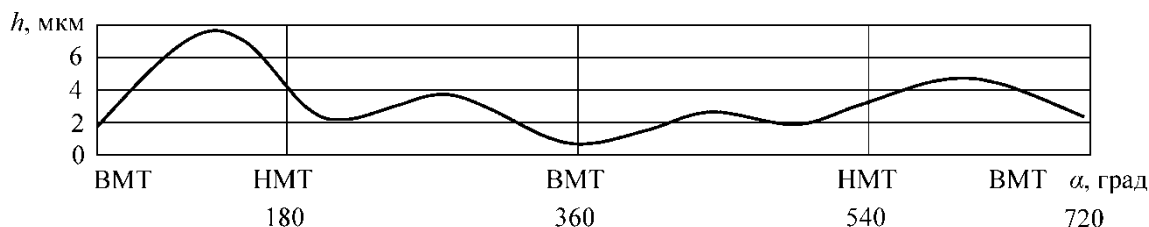


Рис. 3. Расчетная зависимость толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

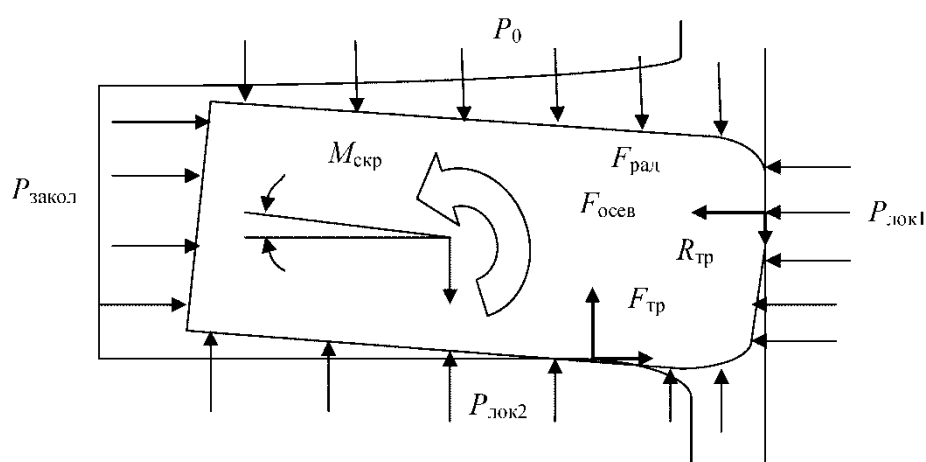


Рис. 4. Силы, создающие скручивающий момент

Здесь $F_{\text{тр}}$ – сила трения, действующая на нижнюю часть кольца; $F_{\text{осев}}$ – осевая сила; $F_{\text{рад}}$ – радиальная сила; $R_{\text{тр}}$ – сила трения на рабочей поверхности кольца о стенку цилиндра; $M_{\text{скр}}$ – скручивающий момент; $P_{\text{лок2}}$ – локальное давление от газовых сил на нижнюю сторону кольца; $P_{\text{лок1}}$ – локальное давление смазочного слоя на рабочую поверхность кольца; P_0 – локальное давление от газовых сил на верхнюю сторону кольца; $P_{\text{закол}}$ – давление от газовых сил в заколочном пространстве.

В приведенных работах не учитывается эффект изменения вязкости смазки под действием температуры. Этот фактор может серьезно повлиять на результаты расчета. Эта особенность смазки подробно рассматривается в работах [6, 7].

Выводы. Из анализа работ, посвященных решению упругогидродинамической задаче смазки поршневых колец, следует, что на сегодняшний день накоплен довольно обширный экспериментальный и теоретический материал для построения достаточно точной модели поведения масла в зазоре между цилиндром и поршневым кольцом. В то же время из обзора литературы не удалось найти решение упругогидродинамической задаче смазки поршневых колец, не решена задача по учету неньютоновских свойств смазочной жидкости, зависимости коэффициента динамической вязкости от температуры. Объединение всех упомянутых выше особенностей поведения смазочного слоя в зазоре между цилиндром и поршневым кольцом позволит добиться наилучшего совпадения теоретических результатов с экспериментальными данными.

Литература

1. Распределение масляной пленки в зазоре «цилиндр – поршневое кольцо» / В.П. Антропов, С.М. Марков, Б.Т. Загребельный, А.А. Ющенко // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 7. – С. 8–9.

2. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: моногр. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.
3. Барченко, Ф.Б. Расчет толщины масляного слоя между кольцом и втулкой цилиндра / Ф.Б. Барченко // Наука и образование, 2011. – С. 12–15.
4. Мохнаткин, Э.М. Расчетная оценка толщины масляной пленки, формируемой поршневым кольцом / Э.М. Мохнаткин // Двигателестроение. – 1980. – № 10. – С. 16–19.
5. Kornprobst, Heinz. Simulation des Kolbenring – Verhaltens in Motorbetrieb – Teil 1 / Heinz Kornprobst, Gerhard Woschni, Klaus Zeilinger // Motortechn Z. – München: TUM, 1989. – S. 528–533.
6. Хозенюк, Н.А. Упругогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения / Н.А. Хозенюк // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл. Междунар. науч.-техн. конф.: в 2 ч. – Самара: СГАУ, 2009. – Ч. 1. – С. 24–25.
7. Дойкин, А.А. Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля / А.А. Дойкин, В.С. Мурзин // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – Самара: СГАУ, 2009. – Вып. 3 (19). – Ч. 1. – С. 338–340.

Поступила в редакцию 30 августа 2012 г.

Рождественский Юрий Владимирович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – триботехника. Тел.: (351) 267-94-00; e-mail: ruv@susu.ac.ru

Yuriy V. Rozhdestvenkiy. Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Chair “Automobile Transport and Service”, South Ural State University. Field of scientific interests – tribotechnics. Tel.: (351) 267-94-00; e-mail: ruv@susu.ac.ru

Асауляк Арсений Андреевич. Аспирант кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – форсирование двигателей внутреннего сгорания. Тел.: (351) 267-94-00; e-mail: Detroit_diesel@mail.ru

Arseniy A. Asaulyak. PhD student of the Automobile Transport and Service, South Ural State University. Field of scientific interests – forcing of internal combustion engines. Tel.: (351) 267-94-00; e-mail: Detroit_diesel@mail.ru