

# Расчет и конструирование

УДК 62-242.1

DOI: 10.14529/engin190301

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО АВТОМОБИЛЬНОГО АМОРТИЗАТОРА

*А.С. Алюков, К.В. Прокопьев, А.А. Дойкин, Ю.В. Рождественский*

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В настоящее время при проектировании транспортного средства к его подвеске предъявлены повышенные требования, связанные в первую очередь с задачей обеспечения высокого уровня плавности хода, изоляции кузова от вибрации и дорожных шумов. Амортизатор в равной мере предназначен как для обеспечения комфортабельности, так и безопасности движения. Для срабатывания подвески транспортного средства даже на небольших дорожных неровностях амортизатор должен обладать возможно меньшим внутренним трением. Сопряжение «поршень – цилиндр» амортизатора является одним из основных источников трибологических потерь. Одним из наиболее перспективных средств снижения потерь является профилирование направляющей части поршня. В работе предложен метод, позволяющий определить гидромеханические характеристики трибосопряжения в амортизаторе, такие как потери мощности на трение, расход смазки через зазор, минимальную за цикл толщину смазочного слоя. Для этого предлагается аппроксимация формы профиля направляющей части поршня непрерывными зависимостями. Для решения уравнения Рейнольдса использованы численно-аналитические методы, основанные на конечно-разностной аппроксимации дифференциальных операторов краевой задачи со свободными границами. Для оценки влияния конструктивных параметров на гидромеханические характеристики были проведены параметрические исследования. Предложен метод улучшения гидромеханических характеристик путем варьирования геометрических параметров сопряжения. При помощи разработанных программных пакетов получены результаты расчетов различных конструкций. Рассмотрены конструкции с цилиндрической и симметричной направляющей поршня. Предложенные методы являются универсальными, использование разработанных подходов на этапе проектирования позволяет создавать более надежные, долговечные и эффективные телескопические автомобильные амортизаторы.

*Ключевые слова:* расчет трибологических параметров, поршень, амортизатор.

### Введение

В телескопических амортизаторах форма характеристики сопротивления определяется как правило расположенными на поршне клапанами и отверстиями, задающими прогрессивную форму кривой зависимости усилия от скорости перемещения поршня. Такая же характеристика получается, если есть зазор между поршнем и цилиндром. Зазор по своему сечению соответствует постоянному дросселю, аналогичному отверстиям в поршне. В связи с этим зазор между поршнем и стенкой цилиндра часто уплотняют с помощью поршневого кольца, обычно изготовленного из полимерного материала [1–3].

Уплотнение поршневого зазора приводит к дополнительным потерям на трение. В то же время для обеспечения работы подвески транспортного средства на макро- и микропрофиле внутреннее трение в амортизаторе должно быть как можно меньшим. Кроме того, полимерные уплотнительные поршневые кольца стареют и подвергаются интенсивному износу. В результате износа вновь образуется кольцевой зазор, заметно изменяющий характеристику амортизатора, снижается его усилие сопротивления, увеличивается амплитуда колебаний транспортного средства, что, в конечном счете, приводит к снижению безопасности движения. Поэтому многие фирмы-производители амортизаторов стремятся снизить трибологические потери в сопряжении «поршень – цилиндр». В некоторых конструкциях увеличивают осевые размеры поршня и отка-

## Расчет и конструирование

зываются от уплотнения. Это мероприятие снижает дросселирование рабочей жидкости через зазор, но одновременно увеличивается масса поршня, появляется риск заклинивания амортизатора. Уменьшение осевых размеров ведет к потере направляющей функции поршня.

Одним из эффективных средств минимизации трибологических потерь в сопряжении «поршень – цилиндр» является профилирование направляющей части поршня [4–6]. Этот прием чаще всего используют в поршневых машинах – компрессорах и двигателях внутреннего сгорания [4, 7–12].

Создание надежной, долговечной и эффективно работающей конструкции поршня телескопического амортизатора является одной из ключевых задач, успешное решение которой во многом определяет перспективы создания самого виброзащитного устройства. Трибосопряжение «поршень – цилиндр» – один из основных источников механических потерь. Снижение потерь мощности на трение, а также улучшение других трибологических параметров может быть достигнуто путем профилирования направляющей части поршня, расчета монтажного зазора между цилиндром и поршнем и целенаправленного подбора его геометрических соотношений.

### 1. Расчетная схема, принятые допущения

Рассмотрим движение профилированного поршня как твердого тела на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра амортизатора. На поршень действуют сила штока, возникающая вследствие колебаний автомобиля на дороге, и сила давления жидкости, сжимаемой в амортизаторе. Примем, что поршень имеет бочкообразную форму и движется вдоль оси цилиндра на смазочном слое с некоторой известной скоростью. Тогда в зазоре между поверхностями поршня и цилиндра возникает масляный клин и гидродинамическое давление в смазочном слое, препятствующие перетеканию рабочей жидкости через зазор и выполняющие роль уплотнения. Из известных положений гидродинамической теории смазки возможно произвести расчет гидромеханических характеристик (ГМХ) трибосопряжения: потери мощности на трение; расход смазки через зазор; минимальную за цикл толщину смазочного слоя.

Для решения задачи авторами был использован опыт расчета трибосопряжений «поршень – цилиндр» двигателей внутреннего сгорания [4, 6–18].

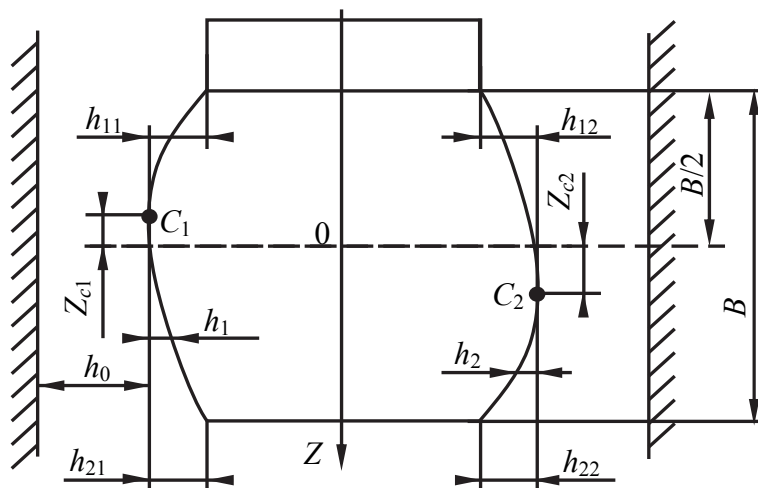


Рис. 1. Описание осевого профиля поршня

Описание геометрии смазочного слоя предлагается проводить путем аппроксимации формы профиля направляющей части поршня непрерывными функциями. В данном случае представляется удобным описать профиль поршня как параболу с переменной степенью [4, 19, 20]. Для аналитического описания профиля поршня задавались отклонения  $h_{1i}$  и  $h_{2i}$  профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ( $Z = B/2$ ) и верхнем ( $Z = -B/2$ ) краях поршня и координата  $Z_{ci}$  точки  $C_i$  максимального радиуса образующей (рис. 1),  $i = 1, 2$  – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно. Примем, точка  $C_i$  лежит на образующей и в этом месте зазор между поршнем и цилиндром равен характерному зазору в сопряжении при центральном положении поршня  $h_0$ .

Аппроксимация реального профиля поршня параболой может быть представлена как:

$$h_i^* = h_0 k_i (\bar{z} - m_i)^{l_i}, \quad (1)$$

где  $\bar{z} = Z/R$ ;  $m_i = Z_{ci}/R$ ;  $l_i, k_i$  – безразмерные коэффициенты;  $R$  – радиус поршня.

## 2. Математические модели процессов течения смазки в радиальной опоре жидкостного трения

Для определения поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое трибосопряжения жидкостного трения принимаем, что в расчетной системе координат поршень перемещается вдоль оси  $Z$  со скоростью поступательного движения  $w$ . Течение смазки в радиальной опоре жидкостного трения при поступательном движении поршня может быть описано обобщенным уравнением Рейнольдса для давлений в виде [4, 10, 21]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6\mu_p r^2 \left( B_z \frac{\partial h}{\partial Z} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right), \quad (2)$$

где  $p(\varphi, z)$  – гидродинамическое давление в смазочном слое;  $\mu_p$  – динамический коэффициент вязкости смазки, соответствующий средней (расчетной) температуре по толщине смазочного слоя  $T_p$ ;  $B_z = w$ .

Уравнение (2) обычно записывают в безразмерном виде, используя следующие обозначения:  $\psi = h_0 / r$  – относительная характерная толщина смазочного слоя;  $r$  – радиус цилиндра;  $\bar{\mu}_p = \mu_p / \mu_0$  – безразмерный динамический коэффициент вязкости смазки;  $\mu_0$  – характерный динамический коэффициент вязкости смазки;  $\omega_0$  – характерная поступательная скорость движения поршня,  $c^{-1}$ ;  $\tau = \omega_0 t$  – безразмерное время;  $\bar{p} = p\psi^2 / (\mu_0 \omega_0)$  – безразмерное давление в смазочном слое;  $\bar{W} = w / (\omega_0 r)$  – безразмерная поступательная скорость движения поршня.

С учетом принятых обозначений уравнение (2) примет вид

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6\bar{\mu}_p \left( \bar{W} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}} + 2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \right). \quad (3)$$

При интегрировании уравнения (3) в области  $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$  чаще всего применяют граничные условия Свифта–Штибера, которые записывают в виде следующих ограничений на функцию  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ :

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (4)$$

Для решения уравнений (2), (3) использованы численно-аналитические методы, основанные на конечно-разностной аппроксимации дифференциальных операторов краевой задачи со свободными границами [4]. Математические модели и соответствующие им численные методы, основанные на конечно-разностной аппроксимации краевой задачи о гидродинамическом давлении, позволяют получить решения для поршней со сложной геометрией смазочного слоя, а алгоритмы их реализации являются гибкими и универсальными [5].

## 3. Параметрические исследования влияния конструктивных параметров на гидромеханические характеристики

Для оценки влияния конструктивных параметров на гидромеханические характеристики (ГМХ) сопряжения «поршень – цилиндр» амортизатора были проведены параметрические исследования. Исходные данные для расчета динамики поршня: диаметр цилиндра – 0,030 м; масса комплекта поршня – 0,486 кг; осевой размер (длина) поршня – 0,081 м; номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр» – 0,00035 м; температура смазочного слоя 100 °С, динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости – 0,01 Па·с.

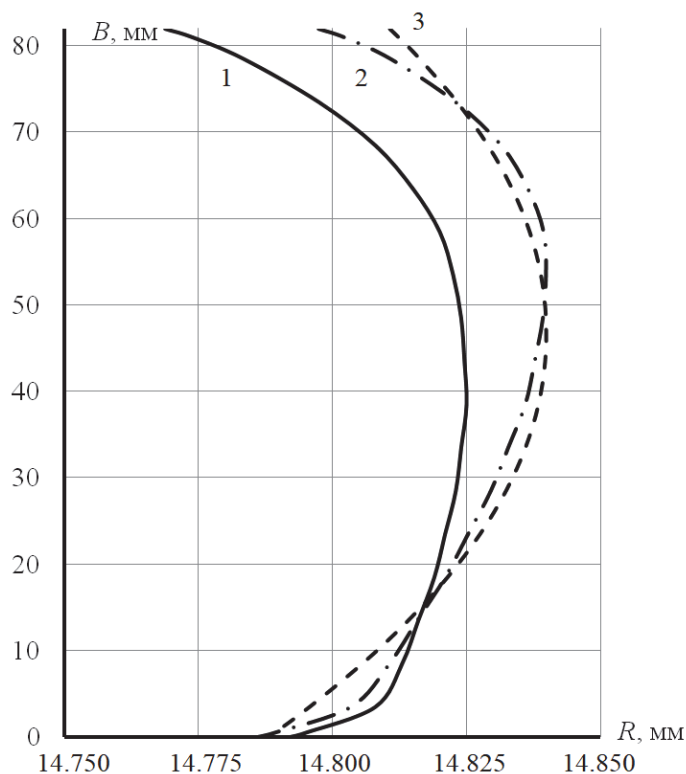
При расчете динамики поршня на смазочном слое в цилиндре в качестве ГМХ использовались наименьшая  $\inf h_{\min}$  и средняя  $h_{\min}^*$  толщины смазочного слоя, наибольшее  $\sup p_{\max}$  и среднее  $p_{\max}^*$  гидродинамическое давление, средние потери мощности на сопротивление движению  $N^*$ , средний расход смазки через зазор  $Q^*$ .

## Расчет и конструирование

Преобразование кинетической энергии движения кузова и колес происходит именно в поршне, где и выделяется огромная тепловая энергия. Рабочее масло охлаждает поршень и передает тепловую энергию на корпус, который охлаждается потоком воздуха. Чем выше температура окружающего воздуха и меньше его скорость потока, а также больше скорость движения или неровностей дороги, тем больше нагревается поршень и, соответственно, амортизатор в целом. При экстремальных условиях движения рабочая температура поршня достигает 230 °С.

Деформированное состояние трибосопряжения «поршень – цилиндр», вызванное нагревом амортизатора, оказывает существенное влияние на его функционирование в условиях рабочего процесса гашения колебаний.

На рис. 2 показаны профили поршня в холодном и горячем состоянии, построенные в виде аппроксимирующей параболы.



**Рис. 2. Профиль юбки поршня исходной конструкции:**  
**1 – в холодном состоянии; 2 – в горячем состоянии;**  
**3 – аппроксимирующий**

Для улучшения ГМХ были проведены параметрические исследования, при которых варьировались геометрические параметры сопряжения (коэффициенты параболы в (1)). В таблице представлены результаты расчетов ГМХ для нескольких конструкций сопряжения.

**Сравнение результатов расчета ГМХ для вариантов конструкции сопряжения**

Вариант конструкции	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$P_{\max}^*$ , МПа
С цилиндрической направляющей поршня	0,116	0,475	20,07	35,65	0,0080	0,0034
С симметричной направляющей поршня	0,104	0,266	30,11	37,44	0,0046	0,0019

Полученные параметры получены для поршня в горячем (рабочем) состоянии. Эти параметры использовались в качестве исходных данных для разработки исходной конструкции поршня (в холодном состоянии). Неправильное определение термомеханической напряженности может

привести к ошибкам в оценке деформаций поршня, а следовательно, к искажению профиля направляющей части и изменению трибологических параметров трибосопряжения.

#### 4. Выводы

1. В работе представлен подход к совершенствованию трибологических параметров сопряжения «поршень – цилиндр» телескопического автомобильного амортизатора.

2. Определение геометрии смазочного слоя проводилось путем аппроксимации направляющей части поршня параболой с переменной степенью.

3. Представлена математическая модель процессов течения смазки в радиальной опоре жидкостного трения.

4. Проведены параметрические исследования, представлены результаты расчетов гидромеханических характеристик для двух конструкций профиля поршня.

#### 5. Обсуждение и применение

Предложенные подходы к расчету трибологических параметров сопряжений «поршень – цилиндр» могут быть применены при проектировании различных конструкций автомобильных амортизаторов, являются универсальными, позволяют моделировать различные профили направляющих поршня. В конечном счете это позволяет значительно повысить эффективность, надежность, долговечность амортизаторов, создавать конкурентоспособные транспортные средства.

Основными направлениями дальнейших исследований в данной области являются: постановка задачи оптимизации геометрических характеристик профиля поршня по критерию минимизации трибологических потерь и разработка программного обеспечения для ее решения; разработка более детальных математических моделей, в частности, с учетом шероховатостей поверхностей поршня и цилиндра.

Работа выполнялась при поддержке гранта Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках госзадания: «Развитие теории решения нестационарных задач нелинейной динамики связанных систем упругоподатливых гидродинамических трибосопряжений» (шифр проекта 9.7881.2017/БЧ).

#### Литература

1. Инерционное нагружение элементов гидравлического амортизатора в подвеске транспортных машин / П.Д. Балакин, Э.А. Кузнецов, С.В. Алферов и др. // Омский научный вестник. – 2007. – № 1 (52). – С. 42–47.

2. Delprete, C. Piston dynamics, lubrication and tribological performance evaluation. A review / C. Delprete, A. Razavykia // International Journal of Engine Research. – 2018. DOI: 10.1177/1468087418787610

3. Tung, S. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future / S. Tung, M. McMillan // Tribology International. – 2004. – № 37. – P. 517–536. DOI: 10.1016/j.triboint.2004.01.013

4. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, К.В. Гаврилов. – М.: Наука, 2018. – 373 с.

5. Сливинский, Е.В. Перспективный гидромеханический гаситель колебаний для безрельсовых транспортных средства / Е.В. Сливинский, Д.С. Кравцов, К.С. Фетисов // Вестник Иркут. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 21. – № 12. – С. 56–63.

6. Zhang, Z.N. Optimizing the shape of top piston ring face using inverse method / Z.N. Zhang, J. Liu, Y.H. Tang // Industrial Lubrication and Tribology. – 2016. – № 40. – P. 1441–1453. DOI: 10.1108/ILT-06-2015-0090

7. A thermal mixed lubrication model to study the textured ring/liner conjunction / C.X. Gu, X.H. Meng, Y.B. Xie, J.Z. Fan // Tribology International. – 2016. – № 101. – P. 178–193. DOI: 10.1016/2016.04.024

8. Becker, E.P. Trends in tribological materials and engine technology / E.P. Becker // Tribology International. – 2004. – № 37. – P. 569–575. DOI: 10.1016/2003.12.006

9. *Deformation Analysis of the cylinder liner based on mechanical-thermal couplings* / X.P. Zhu, S. Bai, Y. Chen, H.N. Song // *Design and Manufacture of Diesel Engine*. – 2013. – № 19 (3). – P. 9–14.
10. *A mixed lubrication and oil transport model for piston rings using a mass-conserving algorithm* / X.H. Meng, C.X. Gu, Y.B. Xie, W.X. Li // *International Journal of Engine Research*. – 2016. – № 17 (10). – P. 1062–1076. DOI: 10.1016/2016.08.005
11. *Jeng, Y.R. Theoretical analysis of piston-ring lubrication part II-starved lubrication and its applications to a complete ring pack* / Y.R. Jeng // *Tribology Transactions*. – 1992. – № 35 (4). – P. 696–706. DOI: 10.1080/10402009208982175
12. *Keribar, R. An integrate model of ring pack performance* / R. Keribar, Z. Durunskaya, M.F. Flemming // *ASME Journal of Engineering Gas Turbines and Power*. – 1999. – № 113. – P. 382–389.
13. *Mishra, P.C. Tribodynamic modeling of piston compression ring and cylinder liner conjunction in high-pressure zone of engine cycle* / P.C. Mishra // *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2013. – № 66 (5-8). – P. 1075–1085. DOI: 10.100/s00170-012-4390-y
14. *Numerical study on the tribological performance of ring/liner system with consideration of oil transport* / C. Liu, Y.J. Lu, Y.F. Zhan et al. // *ASME Journal of Tribology*. – 2018. DOI: 10.1115/1.4040510
15. *On the Transient three-dimensional tribodynamics of internal combustion engine top compression ring* / C. Baker, S. Theodossiades, R. Rahmani et al. // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2017. – № 139 (6). DOI: 10.1115/1.4035282
16. *Patir, N. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication* / N. Patir, H.S. Cheng // *ASME Journal of Lubrication Theory*. – 1978. – № 100 (1). – P. 12–17. DOI: 10.1115/1.3453103
17. *Patir, N. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces* / N. Patir, H.S. Cheng // *ASME Journal of Lubrication Theory*. – 1979. – № 101 (2). – P. 220–229. DOI: 10.1115/1.3453329
18. *Thermal elastohydrodynamic simulation of involute spur gears incorporating mixed friction* / L. Bobach, R. Beilicke, D. Bartel, L. Detters // *Tribology International*. – 2012. – № 48. – P. 191–206. DOI: 10.1016/j.triboint.2011.11.025
19. *Research on the profile design of surface texture in piston ring of internal combustion engine* / B.F. Yin, D.S. Gao, S. Sun et al. // *ASME Journal of Tribology*. – 2018. – № 140 (6). – P. 61–71.
20. *Surface specific asperity model for prediction of friction in boundary and mixed regimes of lubrication* / M. Leighton, N. Morris, R. Rahmani, H. Rahnejat // *Meccanica*. – 2017. – № 52 (1-2). – P. 21–33. DOI: 10.1007/s11012-016-0397-z
21. *Wu, C. An average Reynolds equation for partial film lubrication with a contact factor* / C. Wu, L. Zheng // *ASME Journal of Tribology*. – 1989. – № 101 (2). – P. 220–229. DOI: 10.1115/1.3261872

**Алюков Александр Сергеевич**, ассистент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, aliukovas@susu.ru.

**Прокопьев Кирилл Валерьевич**, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, automain@mail.ru.

**Дойкин Алексей Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, doikinaa@susu.ru.

**Рождественский Юрий Владимирович**, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, rozhdestvenskiyv@susu.ru.

*Поступила в редакцию 9 июля 2019 г.*

## IMPROVING THE TRIBOLOGICAL PARAMETERS OF THE PISTON OF A TELESCOPIC AUTOMOBILE SHOCK ABSORBER

A.S. Alyukov, aliukovas@susu.ru,  
K.V. Prokopiev, automain@mail.ru,  
A.A. Doykin, doikinaa@susu.ru,  
Y.V. Rozhdestvenskiy, rozhdestvenskiyv@susu.ru  
South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

At present, when designing a vehicle, increased requirements are imposed on its suspension, primarily related to the task of ensuring a high level of smoothness, isolation of the body from vibration and road noise. The shock absorber is equally designed to ensure both comfort and driving safety. To operate the vehicle suspension even on small road bumps, the shock absorber should have as little internal friction as possible. The piston–cylinder interface of the shock absorber is one of the main sources of tribological losses. One of the most promising means of reducing losses is profiling the guide part of the piston. The paper proposes a method to determine the hydromechanical characteristics of a tribo-conjugate in a shock absorber, such as friction power loss, lubricant consumption through the gap, the minimal thickness of the lubricant layer for a cycle. For this purpose, an approximation of the profile shape of the piston guide part by continuous dependencies is proposed. To solve the Reynolds equation, numerical-analytical methods based on the finite-difference approximation of the differential operators of the boundary-value problem with free boundaries are used. To assess the influence of design parameters on hydromechanical characteristics, parametric studies were carried out. The finite-element method was used to solve the quasistatic problem of thermoelasticity, and temperature deformations of the piston were determined. A method for improving the hydromechanical characteristics by varying the geometric parameters of the conjugation is proposed. The results of calculations of various designs are presented. The proposed methods are universal, the use of the developed approaches at the design stage allows us to create more reliable, durable and efficient telescopic car shock absorbers.

*Keywords: tribological parameters calculation, piston, shock absorber.*

### References

1. Balakin P.D., Kuznetsov E.A., Alferov S.V., Lobov V.A., Prozorov P.A. [Inertial Loading of Hydraulic Shock Absorber Elements in the Suspension of Transport Vehicles]. *Omsk scientific bulletin*, 2007, no. 1 (52), pp. 42–47. (in Russ.)
2. Delprete C., Razavykia A. Piston Dynamics, Lubrication and Tribological Performance Evaluation. A Review. *International Journal of Engine Research*, 2018. DOI: 10.1177/1468087418787610
3. Tung S., McMillan M. Automotive Tribology Overview of Current Advances and Challenges for the Future. *Tribology International*, 2004, no. 37, pp. 517–536. DOI: 10.1016/j.triboint.2004.01.013
4. Rozhdestvenskiy Y.V., Zadorozhnaya E.A., Khozenyuk N.A., Gavrilov K.V. *Dinamika i smazka gidrodinamicheskikh tribosopryazheniy porshnevykh i rotornykh mashin* [Dynamics and Lubrication of Hydrodynamic Friction of Piston and Rotor Machines]. Moscow, Nauka Publ, 2018. 373 p.
5. Slivinskiy E.V., Kravcox D.S., Fetisov K.S. [Promising Hydromekhanichal Vibration Damper for Roadless Vehicles]. *Bulletin of the Irkutsk State Technical University*, 2017, vol. 21, no. 12, pp. 56–63. (in Russ.)
6. Zhang Z.N., Liu J., Tang Y.H. Optimizing the Shape of Top Piston Ring Face Using Inverse Method. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2016, no. 40, pp. 1441–1453. DOI: 10.1108/ILT-06-2015-0090
7. Gu C.X., Meng X.H., Xie Y.B., Fan J.Z. A Thermal Mixed Lubrication Model to Study the Textured Ring/Liner Conjunction. *Tribology International*, 2016, no. 101, pp. 178–193. DOI: 10.1016/2016.04.024
8. Becker, E.P. Trends in Tribological Materials and Engine Technology. *Tribology International*, 2004, no. 37, pp. 569–575. DOI: 10.1016/2003.12.006

9. Zhu X.P., Bai S., Chen Y., Song H.N. Deformation Analysis of the Cylinder Liner Based on Mechanical-Thermal Couplings. *Design and Manufacture of Diesel Engine*, 2013, no. 19 (3), pp. 9–14.
10. Meng X.H., Gu C.X., Xie Y.B., Li W.X. A Mixed Lubrication and Oil Transport Model for Piston Rings Using a Mass-Conserving Algorithm. *International Journal of Engine Research*, 2016, no. 17 (10), pp. 1062–1076. DOI: 10.1016/2016.08.005
11. Jeng, Y.R. Theoretical Analysis of Piston-Ring Lubrication Part II-Starved Lubrication and Its Applications to a Complete Ring Pack. *Tribology Transactions*, 1992, no. 35 (4), pp. 696–706. DOI: 10.1080/10402009208982175
12. Keribar R., Durunskaya Z., Flemming M.F. An Integrate Model of Ring Pack Performance. *ASME Journal of Engineering Gas Turbines and Power*, 1999, no. 113, pp. 382–389.
13. Mishra P.C. Tribodynamic Modeling of Piston Compression Ring and Cylinder Liner Conjunction in High-Pressure Zone of Engine Cycle. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2013, no. 66 (5-8), pp. 1075–1085. DOI: 10.100/s00170-012-4390-y
14. Liu C., Lu Y.J., Zhang Y.F., Li S., Kang J.X., Mueller N. Numerical Study on the Tribological Performance of Ring/Liner System with Consideration of Oil Transport. *ASME Journal of Tribology*, 2018, Number article: 10.1115/1.4040510. DOI: 10.1115/1.4040510
15. Baker C., Theodossiades S., Rahmani R., Rahnejat H., Fitzsimons B. On the Transient Three-Dimensional Tribodynamics of Internal Combustion Engine Top Compression Ring. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, no. 139 (6). DOI: 10.1115/1.4035282
16. Patir N., Cheng H.S. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *ASME Journal of Lubrication Theory*, 1978, no. 100 (1), pp. 12–17. DOI: 10.1115/1.3453103
17. Patir N., Cheng H.S. Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. *ASME Journal of Lubrication Theory*, 1979, no. 101 (2), pp. 220–229. DOI: 10.1115/1.3453329
18. Bobach L., Beilicke R., Bartel D., Deters L. Thermal Elastohydrodynamic Simulation of Involute Spur Gears Incorporating Mixed Friction. *Tribology International*, 2012, no. 48, pp. 191–206. DOI: 10.1016/j.triboint.2011.11.025
19. Yin B.F., Gao D.S., Sun S., Xu B., Jia H.K. Research on the Profile Design of Surface Texture in Piston Ring of Internal Combustion Engine. *ASME Journal of Tribology*, 2018, no. 140 (6), pp. 61–71.
20. Leighton M., Morris N., Rahmani R., Rahnejat H. Surface Specific Asperity Model for Prediction of Friction in Boundary and Mixed Regimes of Lubrication. *Meccanica*, 2017, no. 52 (1-2), pp. 21–33. DOI: 10.1007/s11012-016-0397-z
21. Wu C., Zheng L. An Average Reynolds Equation for Partial Film Lubrication with a Contact Factor. *ASME Journal of Tribology*, 1989, no. 101 (2). pp. 220–229. DOI: 10.1115/1.3261872

*Received 9 July 2019*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Совершенствование трибологических параметров поршня телескопического автомобильного амортизатора / А.С. Алюков, К.В. Прокопьев, А.А. Дойкин, Ю.В. Рождественский // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 3. – С. 5–12. DOI: 10.14529/engin190301

### FOR CITATION

Alyukov A.S., Prokopiev K.V., Doykin A.A., Rozhdestvenskiy Y.V. Improving the Tribological Parameters of the Piston of a Telescopic Automobile Shock Absorber. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 5–12. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190301