



## МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE

DOI 10.22363/2312-8143-2019-20-4-285-292

Научная статья

УДК 621.4

### Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания на безмоторном стенде

С.В. Смирнов, В.В. Копылов, А.Р. Макаров, А.А. Воробьев, К.В. Шкарин

Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, 6

#### История статьи:

Поступила в редакцию: 28 октября 2019

Доработана: 27 ноября 2019

Принята к публикации: 29 ноября 2019

#### Ключевые слова:

дизель, составной поршень, профилирование юбки поршня, напряженно-деформированное состояние, гидродинамические характеристики трения, трение

В статье представлены особенности разработанной авторами методики профилирования юбки поршня, приведены основные параметры, влияющие на условия смазывания юбки поршня и величину механических потерь. В расчетных исследованиях даны основные формулы для определения толщины масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» для оценки характера трения. Для определения деформаций используется метод конечных элементов на пространственной модели поршня. Для верификации конечно-элементной модели был разработан стенд для экспериментальных исследований. В статье описаны разработанный стенд, методика проведения и результаты экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния юбки составного поршня, полученные на данном стенде, выполнен сравнительный анализ результатов расчетных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния юбки составного поршня дизеля. Исследование показало, что разработанный стенд может применяться для верификации математических моделей расчета напряженно-деформированного состояния юбки поршня в опытно-производстве поршней двигателя внутреннего сгорания для ускорения и удешевления процесса разработки их конструкции. Результаты экспериментальных исследований, полученные на стенде, также могут быть использованы в качестве исходных данных для разработанной математической модели динамики движения поршня и профилирования юбки поршня.

#### Введение

Современными тенденциями развития двигателя внутреннего сгорания (ДВС) являются по-

*Смирнов Сергей Владимирович*, доцент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН, кандидат технических наук; smimov-sv@rudn.ru; eLIBRARY SPIN-код: 7133-5956, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-8887-1745>.

*Копылов Владимир Викторович*, доцент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН, кандидат технических наук; eLIBRARY SPIN-код: 7535-8716.

*Макаров Александр Романович*, профессор департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН, кандидат технических наук; eLIBRARY SPIN-код: 9195-4544, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-6895-3076>.

*Воробьев Александр Алексеевич*, аспирант департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН; eLIBRARY SPIN-код: 1782-2846, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-3977-9862>.

*Шкарин Кирилл Владимирович*, ассистент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН; eLIBRARY SPIN-код: 4599-9150.

© Смирнов С.В., Копылов В.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А., Шкарин К.В., 2019

This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License  
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

деталей цилиндропоршневой группы [6]. Одним из эффективных средств влияния на условия смазывания юбки поршня и величину механических потерь является профилирование юбки поршня. Этой теме посвящены научно-исследовательские работы многих исследователей во многих странах мира [7–10].

Методика профилирования должна учитывать деформирование профиля юбки поршня от воздействующих нагрузок при разработке конструкции поршня, обеспечивающей необходимую надежность в условиях воздействия высоких динамических, механических и тепловых нагрузок при минимальной массе, высокой износостойкости контактных поверхностей, низких потерях на трение. Для выполнения этих условий в разработанной нами математической модели [11–13] учитывается динамика движения поршня (как монолитного, так и составного), выполняется решение упруго-гидродинамической задачи для направляющей части поршня с учетом особенностей конструкции поршня. Разработанная математическая модель позволяет на стадии проектирования исследовать влияние на гидродинамические характеристики трения и динамику движения поршня: параметры, характеризующие конструкцию деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), монтажный зазор в сопряжении «юбка поршня – цилиндр», режим работы двигателя, свойства моторного масла.

## 1. Расчетные исследования

Упруго-гидродинамическая задача является центральной в разработанной нами [11] математической модели динамики движения поршня.

Для оценки характера трения толщина масляного слоя в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» определяется из следующего выражения:

$$h(x, y, t) = h^H(x, y) + m[z - (x - x_{\Pi})\gamma] \cos \theta + \delta_{\Pi}^T(x, y, t) + \delta_{\Pi}^G(x, y, t). \quad (1)$$

Распределение толщин масляного слоя  $h^H(x, y)$  определяется профилем поршня в холодном состоянии  $u(x, y)$  и монтажным зазором  $\Delta_{\text{мз}}$ , то есть

$$h^H(x, y) = u(x, y) + \Delta_{\text{мз}}. \quad (2)$$

Второе слагаемое представляет изменение толщины масляного слоя, обусловленное поперечным движением поршня, где  $m$  – коэффициент (для на-

груженной стороны  $m = +1$ , для ненагруженной –  $m = -1$ );  $z$  – перемещение поршня;  $y$  – угловая координата в плоскости  $XY$ ;  $x$  – координата по оси  $X$ ;  $x_{\Pi}$  – расстояние от оси пальца до верхней кромки юбки поршня;  $\theta$  – угол, отсчитываемый от плоскости качания шатуна;  $\gamma$  – угол наклона поршня относительно оси пальца.

Составляющая  $\delta_{\Pi}^G$  определяет влияние на толщину масляного слоя деформации, вызванной тепловым расширением поршня и цилиндра. Радиальное расширение поршня считается положительным.

Последнее слагаемое представляет деформации, обусловленные гидродинамическим давлением масляного слоя.

При определении деформаций поршня от тепловой нагрузки  $\delta_{\Pi}^T$  и гидродинамического давления  $\delta_{\Pi}^G$  применялся метод конечных элементов (МКЭ) с использованием моделей, составленных из объемных элементов. Принималось, что на установившемся режиме работы двигателя тепловые деформации поршня и цилиндра постоянны в течение рабочего цикла.

Для нахождения деформации  $\delta_{\Pi}^T$  при тепловом расширении поршня, согласно основным положениям МКЭ, необходимо решить следующую систему уравнений:

$$[K_T] \{\delta_{\Pi}^T\} = \{R_T\}, \quad (3)$$

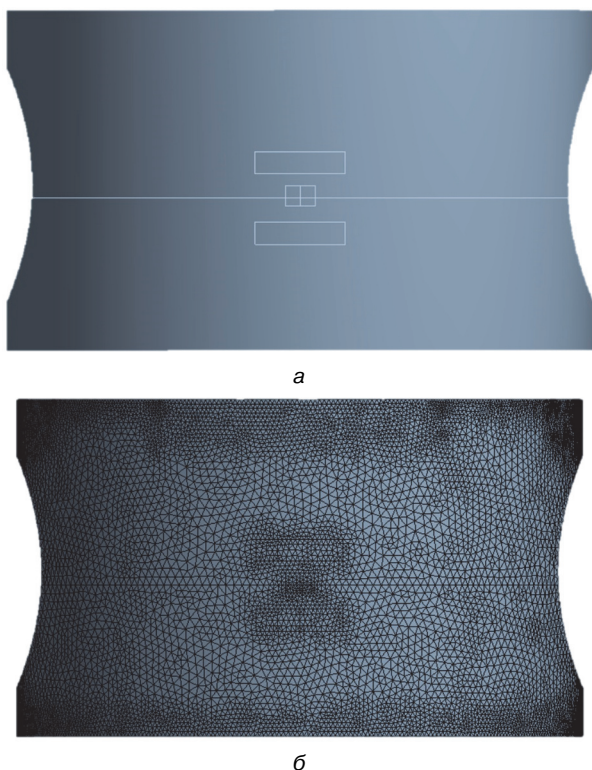
где  $[K_T]$  – матрица жесткости системы элементов пространственной модели поршня;  $\{R_T\}$  – вектор узловых усилий системы элементов, вызванных температурным полем;  $\{\delta_{\Pi}^T\}$  – вектор-столбец деформаций от тепловой нагрузки.

Аналогично деформации поршня, вызванные действием гидродинамического давления масляного слоя  $\delta_{\Pi}^G(x, y, t)$ , находились при решении системы линейных уравнений:

$$[K] \{\delta_{\Pi}^G\} = \{P\}, \quad (4)$$

где  $[K]$  – матрица жесткости юбки поршня,  $\{P\}$  – вектор-столбец сил давления, действующих в узлах,  $\{\delta_{\Pi}^G\}$  – вектор-столбец деформаций от гидродинамического давления масляного слоя.

При решении задачи МКЭ возникают погрешности, связанные с геометрическими различиями рассчитываемой детали и ее конечно-элементной модели. Условием достижения оптимального разрешения модели конечными элементами является достижение такого изменения искомого параметра, например деформаций, при котором дальнейшее уменьшение элементов не оказывает существенного влияния на значение расчетных параметров. Данный метод использовался в настоящей работе. На рис. 1 представлены фрагменты конечно-элементной модели юбки поршня.



**Рис. 1.** Модели юбки поршня:

*а* – объемная, с выделенными зонами установки тензорезисторов;

*б* – конечно-элементная

**[Figure 1.** Models of the piston skirt:

*a* – volumetric, with dedicated zones for installing resistance strain gages;

*b* – finite element]

При решении задач с помощью МКЭ хорошим способом проверки адекватности полученной модели может служить ее верификация с помощью экспериментального повторения условий для которых проводился расчет.

Для экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния юбки поршня и верификации модуля расчета деформаций поршня от воздействующих нагрузок был разработан специальный стенд.

## 2. Методика проведения экспериментальных исследований

Объектом исследования была юбка составного поршня дизеля.

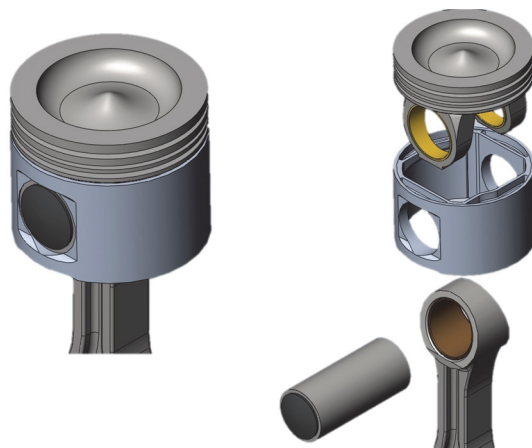
Составные поршни совмещают в себе преимущества поршней, изготовленных из стали (чугуна), и алюминиевых поршней, а именно:

1) головка составного поршня, выполненная из стали или чугуна обладает низким коэффициентом линейного расширения, что позволяет уменьшить зазор между головкой поршня и гильзой цилиндра. Это качество положительно сказывается на уплотнении цилиндра и уменьшении токсичности отработавших газов;

2) юбка поршня, выполненная из алюминиевых сплавов, позволяет снизить общую массу поршня, обеспечить более благоприятные условия трения, тем самым снизить потери на трение, повысить безотказность работы за счет предотвращения склонности трущихся поверхностей к задирам и натирам;

3) отсутствие прямой теплопередачи от головки поршня к юбке поршня позволяет уменьшить уровень температур юбки поршня и монтажный зазор пары трения «юбка поршня – гильза цилиндра».

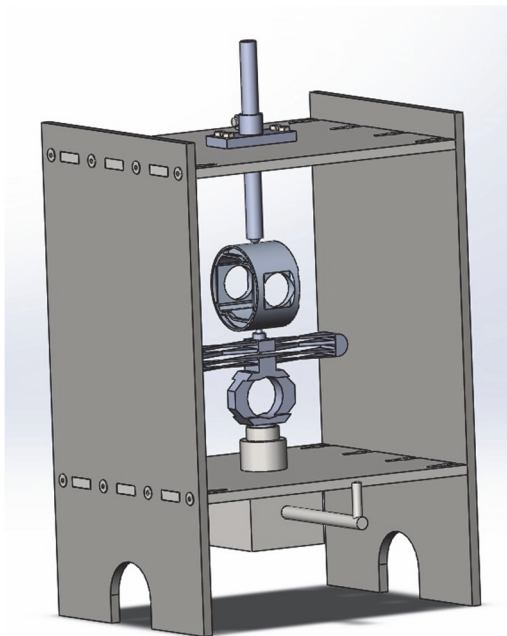
Изображение рассматриваемого поршня представлено на рис. 2.



**Рис. 2.** Конструкция рассматриваемого поршня  
**[Figure 2.** Piston design]

При проектировании стенда учитывались возможные габариты исследуемых поршней диаметром от 60 до 150 мм, а также возможные материалы, из которых они изготовлены. Стенд включает нагрузочное и измерительное устройства, кото-

рые предусматривают быструю настройку на необходимый размер поршня.

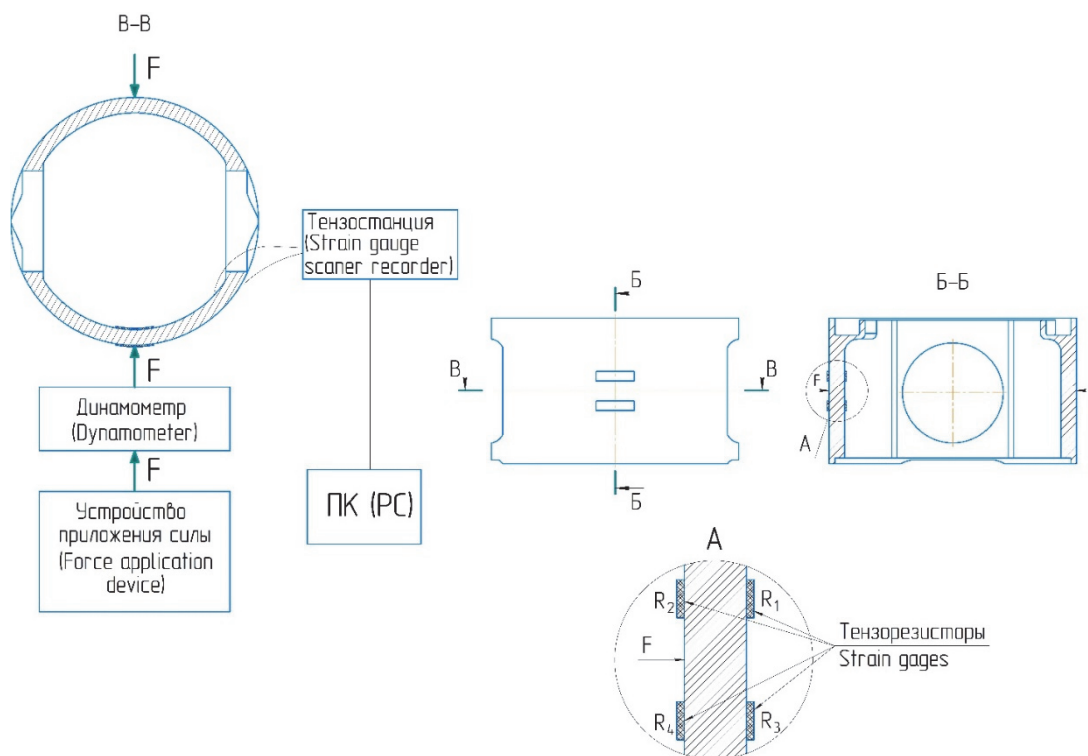


**Рис. 3.** Проект испытательного стенда  
[**Figure 3.** Testing bench design]

Конструкция стенда (рис. 3) представляет жесткую пространственную раму, в которой располагаются устройства для дозированного приложения нагрузки на испытываемую деталь и устройство для измерения этой нагрузки. На саму же деталь устанавливаются тензорезисторы для измерения напряжений в теле поршня или используются индикаторы, измеряющие перемещения участков юбки поршня при приложении нагрузки. Для повышения универсальности разрабатываемого стенда предусмотрена система универсальных креплений испытываемых образцов, что позволяет расширить возможности исследований.

Измерения прикладываемой нагрузки производились с помощью рычажного динамометра системы Токаря. Перед началом экспериментальных исследований проводилась тарировка стенда.

Тензометрические измерения проводились с помощью тензостанции ZET017-T8 и тензорезисторов ТКБ01-5-100-23. Схема приложения испытательной нагрузки к юбке поршня и схема установки тензорезисторов на юбке поршня представлены на рис. 4.



**Рис. 4.** Блок-схема стенда и схема приложения испытательной нагрузки и расположения тензорезисторов, где  $F$  – сила, точно воздействующая на юбку по оси поршневого пальца  
[**Figure 4.** Block schematic diagram of testing bench and scheme of application of the test load and the location of the resistance strain gages, where  $F$  – force acting pointwise on the skirt along the axis of the piston pin]



На схеме  $R_1, R_3$  – сопротивление резисторов, измеряющих напряжения на внутренней поверхности юбки;  $R_2, R_4$  – сопротивление резисторов, измеряющих напряжения на наружной стороне;  $u_0$  – выходное питание моста;  $U$  – питание моста.

Согласно [15], расчет выходного питания моста при известных деформациях тензорезисторов рассчитывается по формуле

$$u_0 = U \cdot K_s \cdot \varepsilon_0, \quad (5)$$

где  $K_s$  –  $K$ -фактор (коэффициент тензочувствительности тензорезисторов);  $\varepsilon_0$  – суммарная деформация тензодатчиков.

Следовательно, при  $U = 1\text{В}$ ,  $K_s = 1,99$  получаем  $\varepsilon_0 = u_0 / U \cdot K_s = u_0 / 1,99$ .

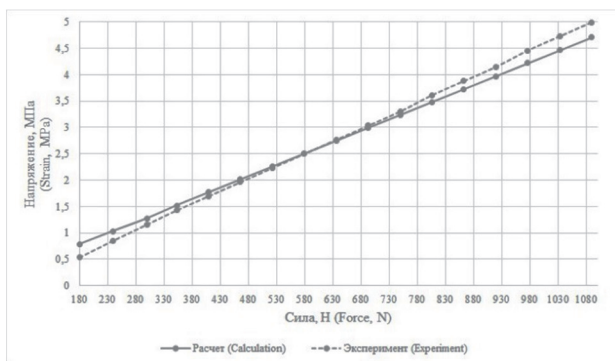
Напряжения определяются по формуле

$$\sigma = \varepsilon_0 \cdot E, \quad (6)$$

где  $E$  – модуль упругости исследуемой детали, МПа.

### 3. Результаты экспериментальных и расчетных исследований

Результаты экспериментальных и расчетных исследований представлены на рис. 5–8. На рис. 5 приведены графики изменения напряжений, измеренные с помощью тензорезисторов и расчетные. Максимальное расхождение экспериментальных и расчетных результатов составило 6 %.



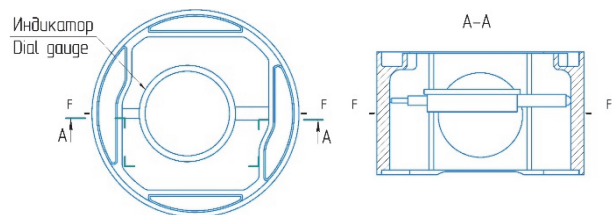
**Рис. 5.** Графики изменения расчетных и экспериментальных напряжений в юбке поршня  
[Figure 5. Graphs of changes in the calculated and experimental stresses in the piston skirt]

Измерение деформации юбки поршня от воздействия нагрузки проводилось как тензорезисторами, так и с помощью индикаторов часового типа.

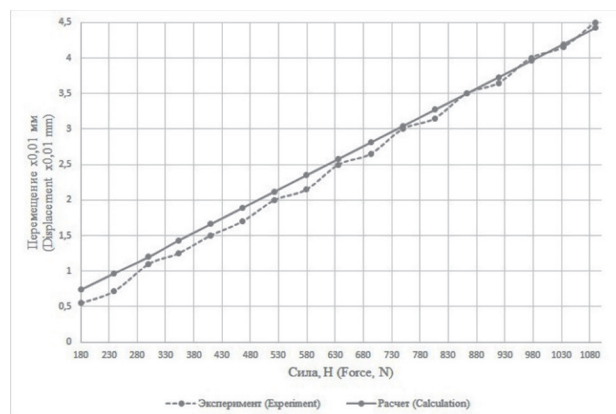
Тензорезисторами фиксируются деформации изгиба на внешней и внутренней поверхностях

юбки. При этом юбка может рассматриваться как цилиндр, к которому приложены сжимающие усилия. Это позволяет определить действующие напряжения и оценить прочность конструкции поршня.

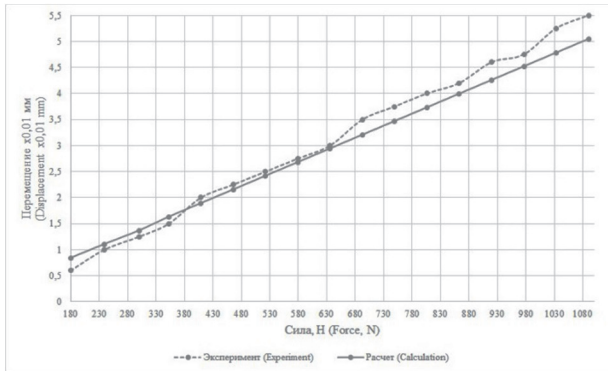
Однако в математическую модель динамики движения поршня с учетом его деформаций и гидродинамического характера трения [11] должна быть заложена матрица податливости, показывающая перемещение профиля юбки от действия приложенных сил в конкретных точках конструкции юбки. Поэтому для сравнения экспериментальных перемещений с расчетными в конструкции стенда предусмотрено их определение с помощью индикаторов. Схема установки индикатора часового типа для измерения перемещений юбки поршня представлена на рис. 6, а результаты экспериментальных измерений и расчетных исследований – на рис. 7, 8. Удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных позволяет с помощью программы расчета напряженно-деформированного состояния и получить значения напряжений, действующих в юбке, и оценить ее прочность.



**Рис. 6.** Схема измерения деформаций индикатором часового типа  
[Figure 6. The scheme of measuring deformations by the dial gauge]



**Рис. 7.** Графики изменения расчетных и экспериментальных перемещений в зоне установки верхних тензорезисторов  
[Figure 7. Graphs of changes in the calculated and experimental displacements in the installation zone of the upper resistance strain gages]



**Рис. 8.** Графики изменения расчетных и экспериментальных перемещений в зоне установки нижних тензорезисторов [Figure 8. Graphs of changes in the calculated and experimental displacements in the installation zone of the lower resistance strain gages]

Результаты экспериментальных и расчетных исследований показали, что разработанный стенд может использоваться для исследования напряженно-деформированного состояния для различных конструкций, а данная конечно-элементная модель юбки поршня может быть применена в математической модели исследования гидродинамических характеристик трения и последующего профилирования юбки поршня.

### Заключение

Разработанный стенд для проведения экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния юбки поршня диаметром от 60 до 150 мм применим для верификации математических моделей расчета напряженно-деформированного состояния юбки поршня в опытно-производстве поршней ДВС для ускорения и удешевления процесса разработки конструкции поршня.

Получены результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных исследований для юбки составного поршня дизеля. Максимальное расхождение расчетных и экспериментальных результатов составило по напряжениям – 6 %, а по деформациям – до 12 %.

Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы в качестве исходных данных для разработанной математической модели динамики движения поршня и профилирования юбки поршня.

**Участие авторов:** С.В. Смирнов – концепция исследования, написание текста; В.В. Копылов – анализ полученных данных, написание тек-

ста; А.Р. Макаров – анализ полученных данных, написание текста; А.А. Воробьев – проектирование стенда, подготовка и проведение эксперимента, написание текста; К.В. Шкарин – изготовление стенда, написание текста.

### Список литературы

1. *Danilov I.K., Popova I.M., Moiseev U.I.* Analysis and validation of the dynamic method for diagnosing diesel engine connecting rod bearings // *Transport Problems*. 2018. No. 13(1). Pp. 123–133.
2. *Путинцев С.В.* Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний. М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2011. 228 с.
3. *Путинцев С.В., Агеев А.Г.* Проверка эффективности применения ребер жесткости юбки поршня малоразмерного дизеля // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 11. С. 35–39.
4. *Kim K.-S., Shah P., Takiguchi M., Aoki S.* A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts. Part 3 // *SAE Technical Paper*. 2009. No. 01–0193. Pp. 1–5.
5. *Дойкин А.А.* Расчетно-экспериментальный метод профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» ДВС: дис. ... к. т. н. Челябинск, 2013. 132 с.
6. *Abbes M.T., Maspeyrot P., Dekkiche A., Benbrik M., Hacene F.B.* Elastohydrodynamic Piston Skirt Lubrication: Effect on Tribological Performances // *ASME/STLE International Joint Tribology Conference*. 2012. Pp. 237–242. DOI: 10.1115/IJTC2012-61129.
7. *He Zh.* Piston skirt friction loss and dynamic analyses based on FEM method // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2018. Vol. 70. Issue 4. Pp. 656–672. DOI: 10.1108/ILT-12-2016-0320.
8. *Агеев А.Г.* Зависимость длины юбки поршня от скоростного режима работы двигателя // *Молодежный научно-технический вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана*. 2013. № 2. С. 6–10.
9. *Allmaier H., Sander D.E., Reich F.M.* Measuring friction in automotive engines & determining the contributions of the individual subsystems // *World Tribology Congress*. Torino, 2013. P. 117.
10. *Rahnejat H.* Tribology and dynamics of engine and powertrain: fundamentals, applications and future trends. Elsevier Science, 2010. 1048 p.
11. *Макаров А.Р., Смирнов С.В., Осокин С.В.* Математическое моделирование движения поршня в цилиндре // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2014. Т. 1. № 2 (20). С. 24–30.
12. *Костров А.В., Смирнов С.В., Макаров А.Р.* Математическое моделирование движения поршня в цилиндре в слое смазочного материала с учетом деформации юбки // *Двигателестроение*. 1990. № 1. С. 7–9.

13. Смирнов С.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А. Математическое моделирование динамики движения юбки поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2017. Т. 18. № 3. С. 338–344. DOI 10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344.

14. Мехеда В.А. Тензометрический метод измерения деформаций: учебник. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та. 2011. 56 с.

#### Для цитирования

Смирнов С.В., Копылов В.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А., Шкарин К.В. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания на безмоторном стенде // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2019. Т. 20. № 4. С. 285–292. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-4-285-292>

#### Research paper

## An experimental study of the stress-strain state of the engine piston skirt on the engineless stand

Sergei V. Smirnov, Vladimir V. Kopylov, Alexander R. Makarov, Alexander A. Vorobyev, Kirill V. Shkarin

Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), 6 Miklukho-Maklaya St., Moscow, 117198, Russian Federation

#### Article history:

Received: October 28, 2019

Revised: November 27, 2019

Accepted: November 29, 2019

#### Keywords:

diesel, two-piece piston, piston skirt profiling, stress-strain behavior, hydrodynamic friction performance, friction

The article describes the features developed by the authors of the profiling method of the piston skirt, provides the main parameters that affect the lubrication conditions of the piston skirt and the magnitude of mechanical losses. In computational studies, the basic formulas are given for determining the thickness of the oil layer in a piston skirt – cylinder sleeve conjunction to assess the nature of friction. To determine the deformations, the finite element method is used on the spatial model of the piston. To verify the finite element model, a stand for experimental studies was developed. The article describes the developed stand, the methodology and results of experimental studies of the stress-strain state of the two-piece piston skirt obtained at this stand and a comparative analysis of the results of the calculated and experimental studies of the stress-strain state of the two-piece piston skirt of a diesel engine. The research results showed that the developed stand can be used to verify mathematical models for calculating the stress-strain state of the piston skirt in the pilot production of internal combustion engine pistons to accelerate and reduce the cost of the piston design development process, as well as the results of experimental studies obtained at the stand, can be used as initial data for the developed mathematical model of the dynamics of the movement of the piston and the profiling of the piston skirt.

#### References

1. Danilov IK, Popova IM, Moiseev UI. Analysis and validation of the dynamic method for diagnosing

*Sergei V. Smirnov*, Associate Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering of Engineering Academy of RUDN University, Candidate of Technical Sciences; [smimov-sv@rudn.ru](mailto:smimov-sv@rudn.ru); eLIBRARY SPIN-code: 7133-5956, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-8887-1745>.

*Vladimir V. Kopylov*, Associate Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering of Engineering Academy of RUDN University, Candidate of Technical Sciences; eLIBRARY SPIN-code: 7535-8716.

*Alexander R. Makarov*, Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering of Engineering Academy of RUDN University, Candidate of Technical Sciences; eLIBRARY SPIN-code: 9195-4544, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-6895-3076>.

*Alexander A. Vorobyev*, postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering of Engineering Academy of RUDN University; eLIBRARY SPIN-code: 1782-2846, ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-3977-9862>.

*Kirill V. Shkarin*, Assistant of Department of Mechanical and Instrument Engineering of Engineering Academy of RUDN University; eLIBRARY SPIN-code: 4599-9150.

diesel engine connecting rod bearings. *Transport Problems*. 2018;13(1):123–133.

2. Putintsev SV. *Mekhanicheskie poteri v porshnevnykh dvigatelyakh: spetsial'nye glavy konstruirovaniya, rascheta i ispytaniy* [Mechanical losses in piston engines: special chapters in the design, calculation and testing]. Moscow: MGTU imeni N.E. Bauman; 2011. (In Russ.)

3. Putintsev SV, Ageev AG. Proverka effektivnosti primeneniya reber zhestkosti yubki porshnya malorazmernogo dizelya [Efficiency checking of use of stiffening ribs for piston skirt of a low-sized diesel engine]. *Tractors and agricultural machinery*. 2016;11:35–39. (In Russ.)

4. Kim K. A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts. Part 3. *SAE Technical Paper*. 2009;(01-0193):1–5.

5. Doikin AA. *Raschetno-eksperimental'nyi metod profilirovaniya obrazuyushchei porshnya dlya povyshe-*

niya resursa tribosopryazheniya "porshen' – tsilindr" DVS [Calculation and experimental method for profiling a piston generatrix to increase the piston-cylinder tribo-conjugation resource] (PhD dissertation). Chelyabinsk; 2013. (In Russ.)

6. Abbas MT, Maspeyrot P, Dekkiche A, Benbrik M, Hacene FB. Elastohydrodynamic Piston Skirt Lubrication: Effect on Tribological Performances. *ASME/STLE International Joint Tribology Conference*. 2012. p. 237–242. DOI: 10.1115/IJTC2012-61129.

7. Zhenpeng H. Piston skirt friction loss and dynamic analyses based on FEM method. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2018;70(4):656–672.

8. Ageev AG. Zavisimost' dliny yubki porshnya ot skorostnogo rezhima raboty dvigatelya [The dependence of the piston skirt length on the high-speed engine]. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii vestnik MGTU imeni N.E. Baumana [Politechnical student journal of BMSTU]*. 2013;(2):6–10. (In Russ.)

9. Allmaier H, Sander DE, Reich FM. Measuring friction in automotive engines & determining the contributions of the individual subsystems. *World Tribology Congress*. Torino; 2013. p. 117.

10. Rahnejat H. *Tribology and dynamics of engine and powertrain: fundamentals, applications and future trends*. Elsevier; 2010.

11. Makarov AR, Smirnov SV, Osokin SV. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya porshnya v tsilindre [Mathematical modeling of piston movement in a cy-

linder]. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2014.;2(20):24–30. (In Russ.)

12. Kostrov AV, Smirnov SV, Makarov AR. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya porshnya v tsilindre v sloe smazochnogo materiala s uchetom deformatsii yubki [Mathematical modeling of dynamics movement of a piston skirt in the cylinder of the internal combustion engine]. *Dvigatestroenie*. 1990;(1):7–9 (In Russ.)

13. Smirnov SV, Makarov AR, Vorobyev AA. Matematicheskoe modelirovanie dinamiki dvizheniya yubki porshnya v tsilindre dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Mathematical modeling of dynamics movement of a piston skirt in the cylinder of the internal combustion engine]. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2017;18(3): 338–344. DOI 10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344. (In Russ.)

14. Mekheda VA. *Tenzometricheskii metod izmereniya deformatsii [Strain-gauge method deformation measurement]*: textbook. Samara: Samara State Aerospace University; 2011. (In Russ.)

#### For citation

Smirnov SV, Kopylov VV, Makarov AR, Vorobyev AA, Shkarin KV. An experimental study of the stress-strain state of the engine piston skirt on the engineless stand. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2019;20(4): 285–292. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-4-285-292>. (In Russ.)