

Проверка эффективности применения ребер жесткости юбки поршня малоразмерного дизеля

Efficiency checking of use of stiffening ribs for piston skirt of a low-sized diesel engine

С. В. ПУТИНЦЕВ, д-р техн. наук
А. Г. АГЕЕВ, инж.

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана,
Москва, Россия, putintsev50@yandex.ru

S. V. PUTINTSEV, DSc in Engineering
A. G. AGEEV, Engineer

N. E. Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russia,
putintsev50@yandex.ru

Актуальность работы связана с проблемой высоких механических потерь на трение в безнаддувных быстроходных малоцилиндровых четырехтактных поршневых дизелях. Цель исследования состоит в проверке эффективности применения опытного поршня с жесткой юбкой, по предварительным данным обеспечивающего снижение механических потерь в цилиндро-поршневой группе. Метод проверки заключался в сравнении контрольных показателей серийного и опытного поршней. В качестве контрольных показателей приняты: сила трения поршня в цилиндре и формируемые ее работой механические потери; температуры в характерных зонах поршня; температуры стенки цилиндра и моторного масла, обусловленные трением поршня; момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала установки с поршнем в цилиндре. Сравнение проводилось как на основе моделирования, так и на основе экспериментов на макетной установке, выполненной на базе малоразмерного дизеля 1Ч 85/80 (ТМЗ-450Д). Объекты сравнения — серийный поршень указанного дизеля и опытный поршень с повышенной жесткостью юбки, что обеспечивается специальными ребрами жесткости, связывающими стенку юбки с бобышками поршня. Результаты моделирования показали преимущество опытного поршня перед серийным по признакам снижения: механических потерь на 4 %, износа юбки поршня на 33 %, температур центра камеры сгорания и верхней кромки днища поршня на 5 и 10 % соответственно. Экспериментальная проверка позволила установить, что опытный поршень при прочих равных условиях прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения обеспечил снижение момента сопротивления прокручиванию на 3 %, температур стенки цилиндра на 9 % и моторного масла на 6 %. Результаты сравнительного расчетного моделирования и эксперимента указывают на определенную перспективу замены серийного поршня на опытный, связанную с возможностью снижения температуры днища поршня и механических потерь.

Ключевые слова: поршень; ребра жесткости; цилиндро-поршневая группа; быстроходный дизель; механические потери.

The study actuality is connected with a problem of high mechanical losses due to friction in naturally aspirated high-speed low-cylinder four-stroke diesel engines. The research aims to check the efficiency of application of an experimental piston with rigid skirt that according to preliminary data provides the decrease of mechanical losses in the cylinder-piston group. The check method consists in comparison of benchmarks of a serial piston and an experimental one. Following indices are accepted as benchmarks: the piston friction force and mechanical losses formed by its work; the temperatures in characteristic zones of the piston; the temperatures of cylinder wall and motor oil caused by the piston friction; the moment of resistance to turning of crankshaft of installation with piston in the cylinder. The comparison is made by means of both modeling and experiments on a model installation designed on the base of 1Ch 85/80 (TMZ-450D) low-sized diesel engine. The comparison objects are a serial piston of diesel engine and an experimental piston with improved rigidity of skirt provided by special stiffening ribs joining the skirt wall with piston bosses. The results of modeling show the advantage of the experimental piston over serial one by signs of decrease of mechanical losses by 4 %, of skirt wear by 33 %, of temperatures of combustion chamber center and piston top edge accordingly by 5 and 10 %. The experimental check allows to establish that the experimental piston with other equal conditions of turning without compression, combustion and cooling provides the decrease in the moment of resistance to turning by 3 %, in temperatures of cylinder wall by 9 % and motor oil by 6 %. The results of comparative modeling and experiment highlight the certain prospect of substitution of serial piston for the experimental one, which is caused by possibility of significant decrease of temperature of the piston top and mechanical losses.

Keywords: piston; stiffening ribs; cylinder-piston unit; high-speed diesel engine; mechanical losses.

Введение

Проблема деформации под действием внешних нагрузок тонкостенной юбки поршня и снижения в связи с этим ее гидродинамической несущей способности поставлена и обсуждена в исследовании [1]. В выводах этой работы указывалась актуальность поиска технических решений для повышения жесткости юбки поршня и сохранения ее рационального профиля во время работы двигателя. Представленный ниже материал содержит описание и результаты оценки эффективности применения одного из возможных вариантов решения данной проблемы.

Цель исследования

Цель исследования состоит в разработке конструкции поршня с жесткой юбкой с последующей проверкой ее эффективности по показателям механических потерь.

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие задачи:

- 1) разработка технического решения поршня с жесткой юбкой при условии минимизации изменений, вносимых в конструкцию серийного изделия;
- 2) предварительная расчетная оценка (прогнозирование на основе моделирования) механических потерь и теплового состояния сравниваемых серийного и опытного вариантов конструкции;
- 3) проектирование и изготовление опытного образца поршня;
- 4) сравнение результатов тестирования серийного и опытного поршней.

В качестве объекта исследования, как и в работах [2–4], выбран поршень быстроходного дизеля с воздушным охлаждением 1Ч 85/80 (ТМЗ-450Д) производства АК "Туламашзавод".

Материалы и методы

При проведении расчетного сравнения эффективности серийной и опытной конструкций поршня применен метод математического моделирования условий смазки, трения и износа поршня на базе программы Piston-DHT [5].

Теплонапряженность поршня оценивали моделированием теплового напряженно-деформированного состояния (ТНДС) в среде SolidWorks 2016.

Эффективность по снижению механических потерь поршней определяли экспериментально на основе контроля температур стенки цилиндра и моторного масла в картере при прокручивании коленчатого вала от внешнего источника без сжатия и сгорания в цилиндре макетной установки [2], а также измерения момента сопротивления прокручиванию.

Методика проведения исследования предусматривала сравнение контрольных показателей серийного и опытного вариантов конструкции поршня путем расчетов и экспериментов, подробное изложение последовательности которых можно найти в работах [5, 2, 3].

Все результаты моделирования и экспериментов получены для конструкции дизеля 1Ч 85/80 (ТМЗ-450Д) при номинальном режиме работы, эффективной мощности 7 кВт и частоте вращения 3600 мин^{-1} .

Результаты и их обсуждение

Основная задача разработки опытного поршня — снижение механических потерь и износа нагруженной поверхности юбки за счет конструкционного повышения ее жесткости и сопутствующей этому минимизации искажений профиля юбки силами реакции со стороны цилиндра. Анализ известных конструкций показал, что в основном повышение жесткости юбок современных поршней достигается в рамках перехода от обычной к Т-образной форме поршня (рис. 1).

Как видно из рис. 1, жесткость юбки Т-образного поршня повышается в результате того, что боковая поверхность обычной юбки, расположенная в зоне отверстия под поршневой палец, трансформируется в своеобразное ребро жесткости, связывающее стенку юбки с



Рис. 1. Общий вид ряда Т-образных поршней автомобильных двигателей внутреннего сгорания

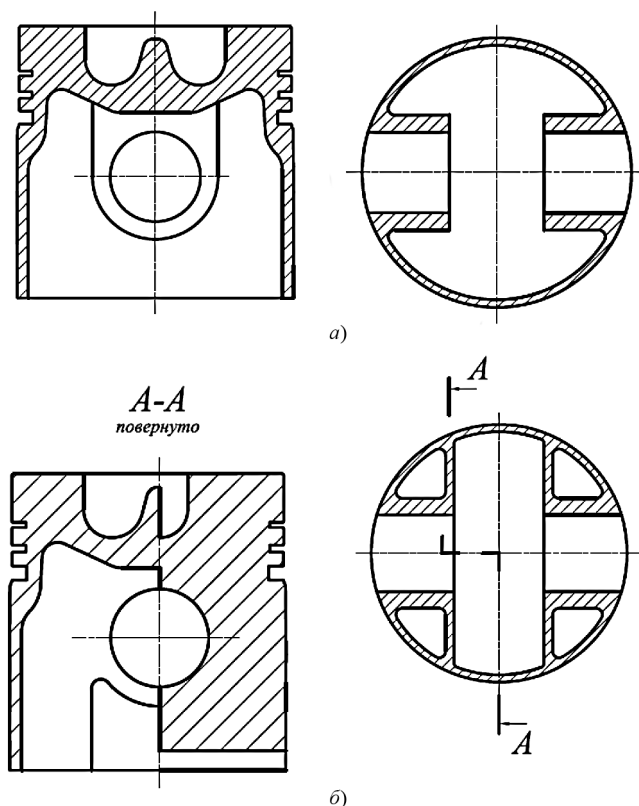


Рис. 2. Вид внутренней поверхности серийного (а) и опытного (б) поршней

бобышками, — стенка юбки опирается на бобышки. Однако при этом существенная часть смазываемой поверхности юбки поршня не участвует в создании гидродинамической несущей способности, которая, как известно, отвечает за обеспечение надежного разделения ползуна и опоры (в данном случае поршня и цилиндра).

Анализ, основанный на положениях классической теории гидродинамической смазки, показывает, что при прочих равных условиях сокращение площади опорной поверхности юбки приводит к пропорциональному снижению ее гидродинамической несущей способности. Компенсация этой потери, способной привести не только к повышению механических потерь и износа, но и к возникновению задира поршня, может быть достигнута благодаря изменению условий его работы, а именно повышению скорости движения поршня в цилиндре. Неслучайно поршни с Т-образными юбками находят наиболее эффективное, без риска износа и задира, применение в основном в быстроходных и сверхбыстроходных автомобильных бензиновых двигателях внутреннего сгорания.

Для поршней, предназначенных для работы в средне- и быстроходных дизелях, сокращение площади юбки нежелательно. Учитывая это, снижение искажения профиля юбки поршня дизеля-объекта было решено осуществить за счет введения ребер жесткости между внутренней поверхностью юбки поршня и бобышками без каких-либо изменений формы и площади наружной смазываемой поверхности юбки.

Как видно из сопоставления форм внутренней поверхности серийного и опытного поршней (рис. 2), юб-

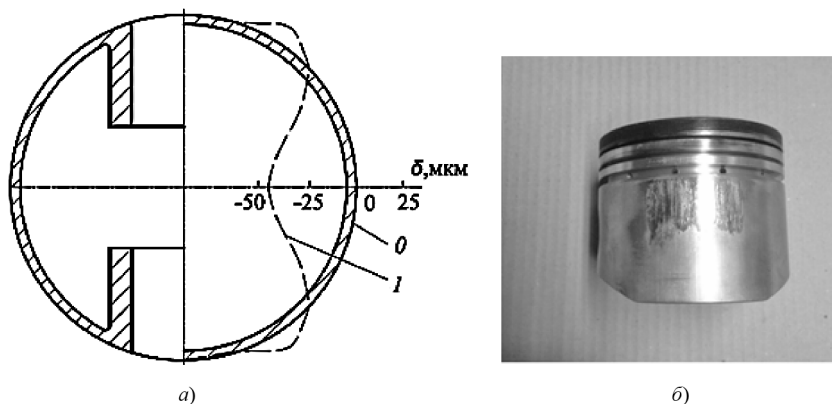


Рис. 3. Расчетная (а) и экспериментально наблюдаемая (б) формы следов рамочного контактирования юбки поршня с цилиндром

ка последнего [6] имеет четыре ребра жесткости, расположенных параллельно направлению действия реакции со стороны цилиндра (боковой силы поршня) и создающих замкнутый контур со стенкой юбки, которая опирается непосредственно на бобышки в зоне их торцевой поверхности. Благодаря этому достигается повышение жесткости юбки поршня именно в тех местах, где под действием механического и термического нагружений происходит вспучивание ее профиля, приводящее к образованию аномального контактирования юбки с цилиндром в форме так называемой рамки [7] (рис. 3).

Выполненный с применением программы Piston-DHT расчет силы трения для серийного и опытного поршней подтвердил правомерность прогнозирования снижения трения в сопряжении "юбка поршня — цилиндр" при повышении жесткости юбки (рис. 4, а). При этом достигнутое снижение силы трения в случае опытного поршня логично объясняется соответствующим ростом минимальной толщины слоя масла на его юбке (рис. 4, б), что обусловлено, как отмечено в работе [1], поддержанием более высокого уровня гидродинамической несущей способности жесткой юбки по сравнению с обычной деформируемой.

Из табл. 1, в которой дано сравнение полученных с помощью программы Piston-DHT расчетных значений механических потерь и износа для серийного и опытного поршней, следует, что применение ребер жесткости юбки поршня может способствовать не только значимому снижению механических потерь на трение, но и (в гораздо большей мере) снижению изнашивания юбки поршня.

Наличие ребер жесткости, выполненных из аналогичного поршневого материала и соединяющих наиболее нагретую часть поршня (огневой пояс и бобышки) с менее нагретой юбкой, могло бы способствовать интенсификации теплопередачи внутри поршня, что снизило бы теплонпряженность его камеры сгорания и днища. Это предположение приводит к мысли о целесообразности сравнительной проверки теплового состояния серийного и опытного поршней.

Расчетное моделирование ТНДС сравниваемых конструкций поршней с помощью программного комплекса SolidWorks 2016, использующего метод конечных элементов, подтвердило высказанную гипотезу. Так, из сопоставления данных рис. 5 и табл. 2 следует, что тем-

пературы центра камеры сгорания и внешней кромки днища опытного поршня при прочих равных условиях оказались ниже соответственно на 5 и 10 % по сравнению с температурами этих же зон серийного поршня, при этом температуры собственно юбок сравниваемых поршней в сходных точках отличались незначительно (на величину не более 1 %).

Попытки изготовить пробные экземпляры опытного поршня с внутренними ребрами жесткости юбки, выполненными как одно целое с поршнем, по существующей технологии изотермической штамповки, которая применяется в настоящее время при производстве поршней для дизелей АК "Туламашзавод" [4], привели к трудноразрешимой проблеме

отсутствия нужной матрицы для штампа. Поскольку изготовление весьма дорогостоящей матрицы экономически оправданно только при условии серийного производства, получение единичного экземпляра опытного поршня для экспериментальной проверки было решено осуществить путем модернизации серийного поршня.

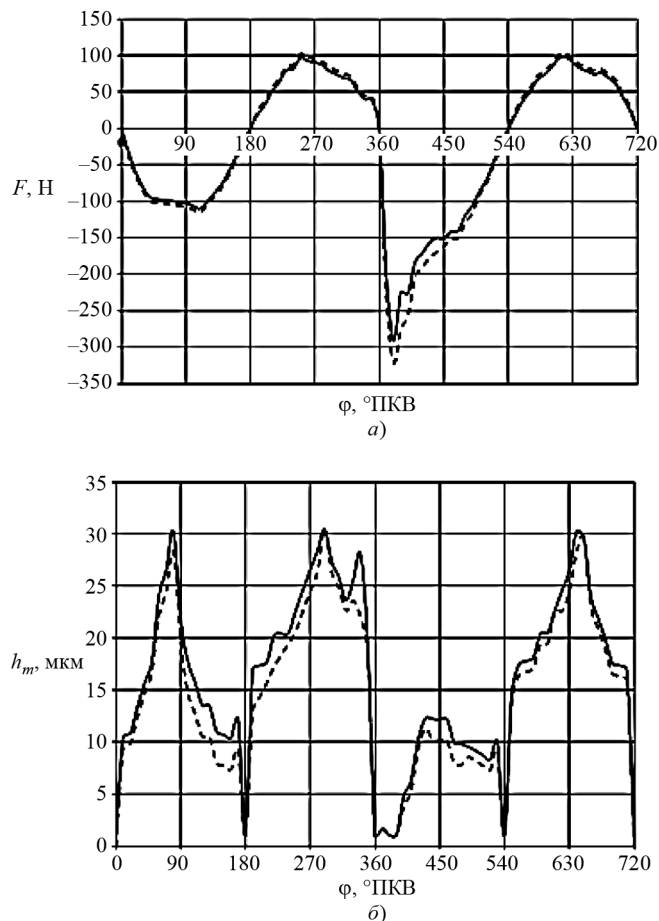


Рис. 4. Результаты расчета силы трения F (а) и минимальной толщины масла h_m (б) в сопряжении "юбка поршня — цилиндр" для серийного и опытного поршней в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала:

----- — серийный поршень; — — опытный поршень

Четыре ребра жесткости были изготовлены из тонкостенной (3 мм) дюралюминиевой полосы по шаблонам, точно повторяющим контур внутренней полости юбки. Ребра механически фиксировались в требуемом положении относительно стенки юбки и бобышек серийного поршня. После этого ребра приваривали алюминием к поверхностям прилегания, причем во время сварки были приняты специальные меры для недопущения перегрева и термической деформации (увода) размеров посадочных отверстий, проточек и профиля юбки поршня.

Для сравнительных испытаний на макетной установке, выполненной на базе дизеля 1Ч 85/80 [2], были подготовлены серийный поршень и его опытный аналог, отличающийся наличием установленных внутри юбки при помощи сварки алюминием четырех ребер жесткости между стенкой юбки и бобышками (рис. 6).

Цель испытаний состояла в оценке механических потерь в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) при использовании при прочих равных условиях серийного и опытного поршней. Испытания носили краткосрочный характер, поэтому измерение износа поршней не производилось. Поскольку прогнозировалось малое (от 2 до 7 %) изменение механических потерь, использовался ранее апробированный метод измерения установившихся температур стенки цилиндра и моторного масла при прокручивании коленчатого вала на постоянной частоте вращения без сжатия, сгорания и охлаждения [2].

Таблица 1

Расчетные значения мощности механических потерь и максимального износа сравниваемых поршней

Параметр	Серийный поршень	Опытный поршень	Относительная разница δ , %
Мощность механических потерь N_m , Вт	790	758	-4
Максимальный износ $h_{ю}$, мкм	6,9	4,6	-33
Примечание: δ — относительное изменение сходственного контрольного параметра опытного поршня по сравнению с серийным с округлением до целых значений процента; $h_{ю}$ определен для наработки 1000 ч.			

Таблица 2

Температуры характерных зон сравниваемых поршней по результатам моделирования ТНДС

Зона	Температура, °С		Относительная разница δ , %
	Серийный поршень	Опытный поршень	
Центр камеры сгорания	278,9	251,1	-10
Верхняя кромка днища	203,2	192,5	-5
Верхняя кромка юбки	156,4	154,2	-1
Нижняя кромка юбки	129,9	130,2	0

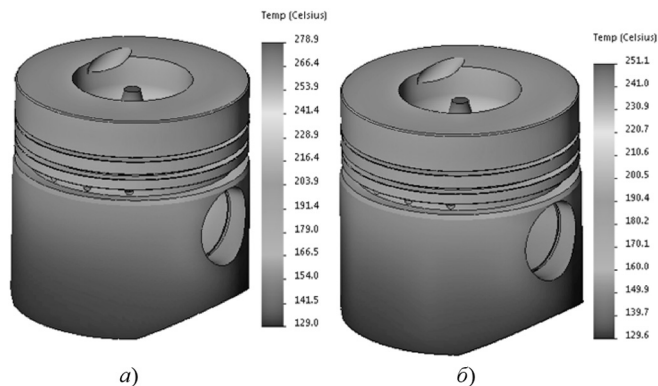


Рис. 5. Результаты моделирования температурного состояния серийного (а) и опытного (б) поршней



Рис. 6. Серийный (слева) и опытный (справа) поршни для дизеля 1Ч 85/80

Дополнительно к температурам, обусловленным трением, контролировался момент сопротивления прокручиванию. Согласно подходу и методике, изложенным в работе [2], все три названных контрольных показателя однозначно, но с разной степенью чувствительности характеризуют уровень потерь на трение в ЦПГ. Поэтому снижение при прочих равных условиях контрольных параметров на определенную величину, превосходящую погрешность измерения, указывало на факт уменьшения трения в ЦПГ, и наоборот.

Поршни устанавливались в цилиндр с одним и тем же комплектом поршневых колец, включающим два компрессионных и одно маслосъемное кольцо. Смазочный материал, использованный при испытаниях, — рекомендованное заводом-изготовителем дизелей ТМЗ минеральное моторное масло М-10Г₂К (SAE 30 API CC) производства компании "Ойлрайт" (Россия).

В каждом случае испытаний коленчатый вал установки, соединенный упругой муфтой с валом балансирной машины, раскручивали до требуемой частоты вращения, после чего регистрировали значения трех контрольных показателей: среднюю температуру стенки цилиндра в центральном по высоте поясе (в зоне достижения максимальной скорости поршня), температуру моторного масла в картере и момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала.

Температуры определяли с помощью термопар класса Х-К, спаи которых были установлены в сверления стенки цилиндра на расстоянии 0,5 мм от его внутренней поверхности и на масломерном шупе. Обработка сигналов термопар производилась с помощью двухканальных измерителей марки "Овен" 2ТРМОА (класс точности 0,5). Момент сопротивления прокручиванию оценивали по показаниям весового устройства балансирующей машины марки MEZ Vsetin DS 546-4/V мощностью 26 кВт с диапазоном частоты вращения до 8000 мин⁻¹, тормозного момента до 80 Н·м при цене деления шкалы 0,1 Н·м.

Измерения велись до стабилизации значений указанных показателей в пределах доверительного интервала погрешности измерений каждой из этих величин. Анализ погрешностей показал, что доверительные интервалы относительной погрешности измерения для температур и момента сопротивления примерно равны между собой и составляют величину, не превышающую 1 %.

В среднем стабилизация значений контрольных показателей наступала по истечении 15–20 мин с начала выхода установки на требуемый номинальный скоростной режим 3600 мин⁻¹.

Из табл. 3, где приведены итоговые результаты сравнительных экспериментов, видно, что замена в цилиндре установки серийного поршня на опытный позволила снизить значения всех трех контрольных показателей. Так, в относительном выражении в условиях прокручивания при частоте вращения 3600 мин⁻¹ температура стенки цилиндра снизилась на 9 %, температура моторного масла в картере — на 6 %, момент сопротивления — на 3 %.

Сопоставление приведенных в табл. 3 значений показывает, что, как отмечалось в работе [2], в случае малых изменений механических потерь метод оценки обусловленной трением температуры деталей и смазочного материала оказывается не менее чем в 2 раза чувствительнее метода измерения момента сопротивления при прокручивании. Обнаруженные в данном эксперименте относительные изменения каждого из трех контрольных показателей при переходе от серийного поршня к опытному заведомо превышали доверительные интервалы относительной погрешности измерения, поэтому оценивались как значимые.

Таблица 3

Сравнение контрольных показателей, характеризующих механические потери в ЦПГ макетной установки при испытаниях поршней в условиях прокручивания без сжатия, сгорания и охлаждения

Контрольный показатель	Серийный поршень	Опытный поршень	Относительная разница δ , %
Средняя температура стенки цилиндра в центральном по высоте поясе, °С	81	74	-9
Температура моторного масла в картере, °С	65	61	-6
Момент сопротивления прокручиванию, Н·м	8,6	8,3	-3

Заключение

Приведенные результаты сравнительного расчетного моделирования и эксперимента указывают на определенную перспективу применения ребер жесткости юбки поршня, связанную с возможностью значимого снижения температуры днища поршня и механических потерь в ЦПГ.

Литература и источники

1. Путинцев С. В., Агеев А. Г. Результаты моделирования деформации юбки поршня быстроходного дизеля от действия гидродинамического давления масла // Двигателестроение. 2015, № 3 (261). С. 18–21.
2. Путинцев С. В., Агеев А. Г. Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний // Известия вузов. Машиностроение. 2014, № 7 (652). С. 1–7.
3. Путинцев С. В., Аникин С. А., Агеев А. Г. Применение принципа трибоадаптивности для профилирования юбки поршня быстроходного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. 2015, № 5 (662). С. 18–24.
4. Николаенко А. В., Калпин Ю. Г., Басюк Т. С. и др. Комплексный подход к созданию и организации производства поршней дизельных двигателей из быстрозакристаллизованных заэвтектических силуминов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013, № 3. С. 603–617.
5. Путинцев С. В., Аникин С. А., Иванов О. В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2007, спецвыпуск. С. 150–156.
6. Путинцев С. В., Агеев А. Г. Поршень для двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ на полезную модель № 159529, 2016.
7. Гинцбург Б. Я., Васильченко Г. Я., Судойский Н. С. и др. Профилирование юбок поршней. М.: Машиностроение, 1973. 88 с.

References

1. Putintsev S. V., Ageev A. G. Simulation results of deformation of piston skirt in a high-speed diesel engine caused by hydrodynamic oil pressure. *Dvigatelistroenie*, 2015, no. 11, pp. 24–27 (in Russ.).
2. Putintsev S. V., Ageev A. G. Experimental evaluation of small changes in mechanical losses in conditions of bench engine tests. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 2014, no. 7 (652), pp. 1–7 (in Russ.).
3. Putintsev S. V., Anikin S. A., Ageev A. G. Applying the triboadaptivity principle to the profiling of piston skirt of high-speed diesel engine. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 2015, no. 5 (662), pp. 18–24 (in Russ.).
4. Nikolaenko A. V., Kalpin Yu. G., Basyuk T. S., Buzinov V. G., Petrov P. A., Zaderey A. G., Konkevich V. Yu., Lebedeva T. I., Pleshanov A. A. Integrated approach to the creation and organization of production of pistons of diesel engines of the quick-crystallized hypereutectic silumins. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki*, 2013, no. 3, pp. 603–617 (in Russ.).
5. Putintsev S. V., Anikin S. A., Ivanov O. V. Modeling the parameters of dynamic, hydrodynamic and tribological processes for a piston of internal combustion engine. *Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Seriya: Mashinostroenie*, 2007, special issue, pp. 150–156 (in Russ.).
6. Putintsev S. V., Ageev A. G. *Porshen' dlya dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Piston for the internal combustion engine]. RF utility model no. 159529, 2016.
7. Gintsburg B. Ya., Vasil'chenko G. Ya., Sudoykiy N. S., Tsimerinov I. A. *Profilirovanie yubok porshney* [Profiling of piston skirts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 88 p.