

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.43

Применение принципа трибоадаптивности для профилирования юбки поршня быстроходного дизеля

С.В. Путинцев¹, С.А. Аникин², А.Г. Агеев¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² ТГТУ, 170026, Тверь, Российская Федерация, Афанасия Никитина наб., д. 22

The application of the triboadaptivity principle to the high-speed diesel engine piston skirt profiling

S.V. Putintsev¹, S.A. Anikin², A.G. Ageev¹

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² TSTU — Tver State Technical University, 170026, Tver, Russian Federation, Afanasy Nikitin Emb., Bldg. 22



e-mail: putintsev50@yandex.ru, anikin@tvcom.ru, snaker-tema@mail.ru



Известно, что профилирование поверхностей трения поршня во многом определяет экономичность и надежность поршневого двигателя. Однако существующие методы профилирования не опираются на объективный принцип согласования или трибоадаптивности, позволяющий минимизировать трение и износ при функционировании технических и биологических систем. В данной работе принцип трибоадаптивности был применен к решению задачи рационального профилирования юбки поршня быстроходного дизеля с целью минимизации трения и износа в сопряжении поршня с цилиндром. Исследование показало, что основанное на указанном определении получение ключевых параметров бочкообразного профиля юбки поршня позволяет значительно снизить механические потери и износ по сравнению с традиционными конструкциями поршней. Результаты данной работы могут быть использованы при конструировании энерго- и материалосберегающих трущихся деталей поршневых двигателей.

Ключевые слова: принцип трибоадаптивности, профиль юбки поршня, трение, механические потери, износ.



It is known that friction surface profiling largely determines the efficiency and reliability of a piston engine. However, the existing methods of profiling are not based on the objective matching or triboadaptivity principle, which minimizes friction and wear when technical and biological systems are in operation. In this paper the triboadaptivity principle was applied to solving the problem of rational piston skirt profiling in a high-speed diesel engine for the purpose of minimizing friction and wear in a cylinder-piston assembly. The research has shown that when the key parameters of the barrel type skirt profile are obtained using this principle, it results in the reduction of mechanical losses and wear in comparison with traditional piston designs. The results can be used for designing power and material saving friction parts of piston engines.

Keywords: triboadaptivity principle, piston skirt profile, friction, mechanical losses, wear.

Общий подход, основанный на использовании принципа саморегулирования или адаптивности для оптимизации функционирования технических систем вообще и трибосистемы «поршень–цилиндр» двигателя внутреннего сгорания (ДВС), в частности, изложенный в работе [1], подразумевает свое развитие применительно к решению прикладных задач конструкционного совершенствования этих изделий.

Относительно трибосистем принцип саморегулирования можно назвать принципом трибоадаптивности и сформулировать следующим образом: учет и согласование по определенным правилам командных показателей и свойств элементов структуры трибосистемы с характером ее кинематики, внешнего нагружения и тепловых полей. В исследовании [2] приведены примеры использования указанного принципа для получения рациональных численных значений ключевых геометрических характеристик бочкообразного профиля юбки поршня* ДВС, обеспечивающих минимизацию его потерь на трение и износ.

Цель работы — применение положений принципа трибоадаптивности при профилировании юбки поршня быстроходного малоразмерного дизеля и оценка эффективности такого подхода.

Для достижения указанной цели сформулированы и решены следующие задачи:

- 1) получение и анализ картины внешнего силового нагружения сопряжения «поршень–цилиндр» для определения численных значений ключевых соотношений профиля юбки поршня;
- 2) формирование рационального с точки зрения минимизации трения и изнашивания профиля юбки поршня с учетом решения задачи 1;
- 3) оценка и сравнение эффективности профилирования.

Объектом исследования был выбран поршень серийно выпускаемого быстроходного малоразмерного дизеля с воздушным охлаждением 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) с бочкообразным профилем юбки в плоскости качания шатуна.

Метод решения третьей задачи состоял в расчетном моделировании условий смазки, трения и изнашивания поршня с последующим сопоставлением результатов для различных профилей юбки поршня при прочих равных условиях.

* Под термином «профиль юбки поршня» подразумеваем массив расстояний (в пределах осевой высоты юбки поршня) между линией наружного контура юбки поршня в плоскости качания шатуна и лежащей в этой же плоскости касательной к профилю, проведенной параллельно оси поршня. Значения массива могут относиться к состоянию поршня, что специально оговаривается в тексте статьи — «холодное» (вне моторного режима работы) и «горячее» (в моторном режиме работы).

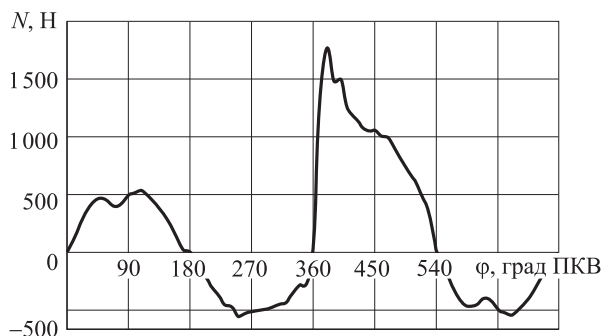


Рис. 1. Характер изменения боковой силы N в течение рабочего цикла дизеля ТМЗ-450Д

Принцип трибоадаптивности предполагает определенное согласование параметров (свойств) конструкции с характером внешнего воздействия или условий работы, обеспечивающее минимизацию трения и изнашивания.

Анализ характера основного фактора внешнего нагружения, определяющего трение поршня — боковой силы N , показывает, что имеется существенная неравномерность ее распределения по углу φ поворота коленчатого вала (ПКВ) или тактам рабочего цикла рассматриваемого четырехтактного дизеля ТМЗ-450Д (рис. 1).

Для удобства сопоставления нагруженностей юбки поршня на отдельных тактах рабочего цикла двигателя был введен параметр относительной нагруженности юбки \bar{N} , определяемый как результат деления среднего значения боковой силы на текущем такте N_k на среднее значение этой силы на первом такте — впуск N_1 (рис. 2):

$$\bar{N} = N_k / N_1.$$

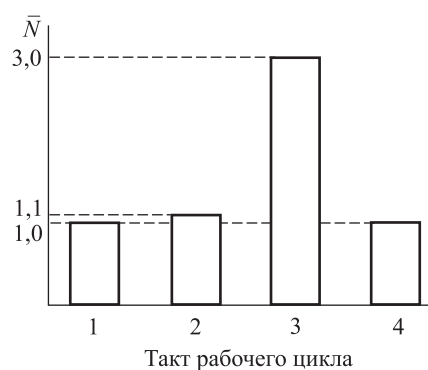


Рис. 2. Распределение относительной нагруженности юбки поршня \bar{N} по тактам рабочего цикла дизеля ТМЗ-450Д:

1 — впуск; 2 — сжатие; 3 — рабочий ход; 4 — выпуск

Данные, представленные на рис. 2, указывают на следующие особенности нагруженности юбки в течение рабочего цикла:

наибольшая нагруженность юбки поршня наблюдается на тактах сжатия и рабочего хода (1,1:3,0);

нагруженность юбки поршня на тактах газообмена (впуск, выпуск) и такте сжатия соизмеримы (1,0:1,0:1,1);

нагруженность на такте рабочего хода в 3 раза превышает нагруженность на остальных тактах рабочего цикла.

Учитывая, что наибольшая нагруженность юбки поршня приходится на такты сжатия и рабочего хода, можно принять соотношение 1,1:3,0 в качестве ключевого для реализации принципа трибоадаптивности при проектировании поверхностей трения юбок поршней для указанного типа дизеля.

Для выбора параметров бочкообразного профиля юбки поршня в продольном сечении необходимо определить соотношение длин несущих участков l на прямом (в направлении движения к коленчатому валу — индекс «1») и обратном (в направлении движения от коленчатого вала — индекс «2») ходах поршня, а также задать соответствующие высоты профиля на краях юбки H_1 и H_2 (рис. 3).

Из положений классической гидродинамической теории смазки [3] следует, что несущая способность слоя масла в зазоре сопряжения «ползун–опора» P пропорциональна при прочих равных условиях квадрату длины несущего (сужающегося) участка профиля смазываемой поверхности ползуна l :

$$P \sim l^2. \quad (1)$$

Для минимизации механических потерь путем создания и поддержания благоприятного гидродинамического режима смазки в зазоре

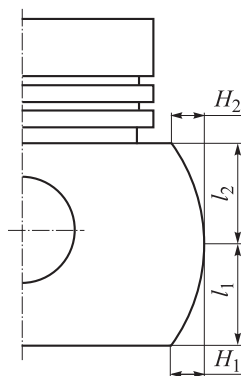


Рис. 3. Основные параметры бочкообразного профиля юбки поршня

сопряжения «юбка поршня — цилиндр» сила P должна уравновешивать боковую силу поршня N , т. е. должно выполняться условие

$$P = N. \quad (2)$$

Выражение (2) показывает, что при профилировании юбки поршня априори неизвестная гидродинамическая несущая способность P может быть заменена известной силой N , характеризующей, как отмечалось выше, внешнюю нагрузку или нагруженность юбки поршня.

Если бы внешняя нагрузка на юбку поршня была равномерно распределена по тактам рабочего цикла (была одинакова), то, исходя из принципа трибоадаптивности, с учетом зависимостей (1), (2) и реверсивного характера движения поршня на смежных тактах, рациональным следовало бы выбрать равенство длин несущих участков профиля юбки поршня, т. е.

$$l_1 = l_2,$$

где l_1 и l_2 — длина несущего участка юбки поршня на прямом и обратном ходах поршня соответственно (см. рис. 3).

Однако, как следует из рис. 1 и 2, распределение нагруженности юбки поршня по тактам рабочего цикла рассматриваемого ДВС отличается неравномерностью. Поэтому чтобы применить принцип трибоадаптивности для получения рационального в гидродинамическом отношении профиля юбки поршня выбор длин его несущих участков следует согласовать с нагруженностью юбки поршня боковой силой на ключевых тактах по правилу: большей нагруженности должна соответствовать большая длина несущего участка профиля.

Принимая в качестве ключевых тактов наиболее нагруженные (сжатие и рабочий ход), а также учитывая пропорциональность (1), равенство (2), связь признака хода поршня (индексы «1» и «2») с номером такта (индексы «3» и «4») и полученное выше соотношение 1,1:3,0 для этих тактов, выразим искомую связь длин участков профиля l_1 и l_2 с относительной нагруженностью \bar{N} :

$$l_1^2 / l_2^2 = \bar{N}_3 / \bar{N}_2 = 3,0 / 1,1.$$

Откуда

$$l_1 / l_2 = \sqrt{3,0 / 1,1} = 1,65. \quad (3)$$

Сумма несущих участков бочкообразного профиля юбки l_1 и l_2 составляет длину юбки L (см. рис. 3):

$$L = l_1 + l_2. \quad (4)$$

С учетом (3) и (4) можно найти выражения для определения рациональных значений обоих несущих участков профиля юбки поршня:

$$l_1 = 1,65l_2; \quad (5)$$

$$l_2 = L - l_1. \quad (6)$$

Поскольку длина юбки L при профилировании рассматривается как известная (задается из конструктивных соображений), нахождение численных значений длин l_1 и l_2 не составляет труда. Например, при длине юбки серийного поршня дизеля ТМЗ-450Д $L = 52$ мм рациональные значения длин несущих участков профиля для прямого и обратного ходов поршня на основании (5) и (6) составят соответственно (с округлением до целых): $l_1 = 32$ мм и $l_2 = 20$ мм.

Значения длин l_1 и l_2 определяют положение точки максимальной выпуклости бочкообразного профиля юбки в пределах ее длины L . Однако, как указано выше, необходимо также выбрать рациональные значения высот профиля на краях юбки поршня: H_1 и H_2 (см. рис. 3). В работах [1, 2, 4–8] из гидродинамического анализа условий смазывания поверхностей сопряжений «юбка поршня — цилиндр» и «поршневое кольцо — цилиндр» ДВС получено, что максимизирующее гидродинамическую несущую способность профиля значение каждой из указанных высот определяется выражением

$$H_{1,2} = 1,2h_c, \quad (7)$$

где h_c — критическая (минимальная) толщина слоя масла в зазоре сопряжения «юбка поршня — цилиндр». При отсутствии информации о значении параметра h_c в качестве приемлемой оценки может быть использовано значение минимального радиального зазора сопряжения юбки поршня с цилиндром в нагретом состоянии деталей Δ .

Из анализа зависимости (7) следует, что рациональным является равенство высот профиля на краях юбки поршня. Это правило соответствует допущению идентичности условий маслообеспечения на прямом и обратном ходах поршня. На практике такая идентичность не всегда имеет место, поэтому окончательный выбор соотношения высот H_1 и H_2 при профилировании, как правило, требует уточнения в ходе расчетов или экспериментов, связанных с оценкой влияния профиля юбки поршня на механические потери. Описание методов, объектов и средств, необходимых для проведения таких оценок, можно найти в работах [1, 4].

Задавая по результатам предварительных расчетов для конструкции и условий работы базового двигателя значение параметра $\Delta = 46$ мкм, на основе рекомендации (7) определим рациональные значения высот бочкообразного профиля на краях юбки поршня:

$$H_1 = H_2 = 38 \text{ мкм.}$$

Располагая рациональными значениями ключевых шаго-высотных параметров профиля юбки поршня l_1 , l_2 , H_1 и H_2 , формируем массив значений профиля юбки опытного поршня любым из известных способов построения гладкой выпуклой кривой, проходящей через три точки (сплайн, кривые Безье и др.).

Необходимый для выполнения рабочих чертежей поршня перевод «горячего» профиля в «холодный» (и наоборот) может быть осуществлен известными путями: либо на основе расчета свободных температурных деформаций, либо применением конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния поршня в заданном температурном поле.

Для проверки эффективности применения принципа трибоадаптивности при профилировании поршня были проведены сравнительные расчеты по программе PISTON-DHT [9, 10] трех поршней для размерности дизеля ТМЗ-450Д, отличающихся значениями ключевых параметров бочкообразного профиля юбки (табл. 1).

Как следует из приведенных в табл. 2 результатов сравнительных расчетов параметров трибологии по программе PISTON-DHT рациональное профилирование юбки поршня по принципу трибоадаптивности обеспечило улучшение всех основных показателей работы поршня, связанных с оценкой трения и изнашивания. Данный факт можно объяснить, сопоставив характер изменения силы трения поршня и минимальной толщины слоя масла в зазоре «юбка поршня — цилиндр» в течение рабочего цикла данного дизеля при использовании различных профилей юбки поршня.

Так, на рис. 4 видно, что обуславливающая механические потери сила трения поршня существенно зависит от профиля юбки: наименьшее значение этой силы на наиболее важных в энергетическом отношении тактах сжатия и рабочего хода обеспечивает опытный поршень с рациональными значениями ключевых шаго-высотных параметров бочкообразного профиля юбки.

Таблица 1

**Параметры поршней дизеля ТМЗ-450Д для сравнительных расчетов
по оценке эффективности профилирования**

№ п/п	Поршень	Ключевые параметры бочкообразного «горячего» профиля юбки, мкм			
		l_1	l_2	H_1	H_2
1	Опытный	32	20	38	38
2	Серийный	33	19	100	25
3	Аналог	41	11	236	26

Примечания: 1. Ключевые параметры профилей юбок серийного поршня (№ 2) и зарубежного поршня-аналога (№ 3) получены в результате обработки массивов профиля, взятых из рабочих чертежей соответствующих деталей.

2. Информация о массивах численных значений, дающая полное представление о профиле юбок поршней № 1–3, в данной работе не приводится по соображениям защиты интеллектуальной собственности владельцев конструкторской документации.

Таблица 2

**Сравнение значений оценочных показателей эффективности поршней с различным профилем юбки
применительно к условиям номинального режима работы дизеля ТМЗ-450Д**

Показатель	Поршень		
	опытный	серийный	аналог
Мощность механических потерь N_m , кВт	0,79	0,83	1,82
Средний коэффициент трения f	0,095	0,11	0,16
Средняя сила трения F , Н	69,58	74,25	159,64
Максимальный износ юбки, мкм	10,06	11,11	101,63
Максимальный износ головы, мкм	70,24	75,03	118,35

Примечание: Износ поверхностей поршня оценивался для наработки дизеля, равной 1 000 ч.

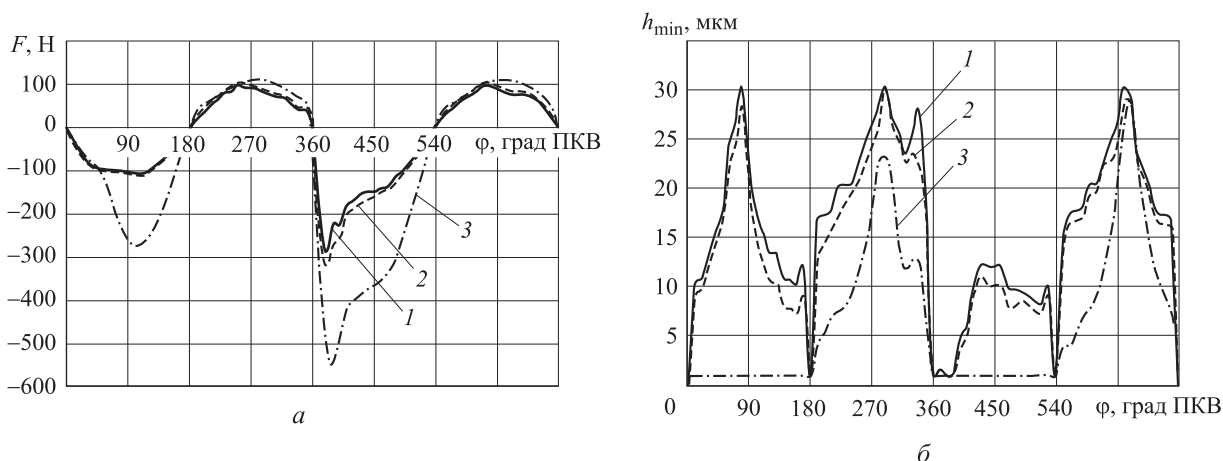


Рис. 4. Влияние профиля юбки поршня дизеля ТМЗ-450Д:

a — на силу трения в сопряжении «юбка поршня — цилиндр»; *б* — на минимальную толщину слоя масла в зазоре «юбка поршня — цилиндр»

1 — опытный поршень; 2 — серийный поршень; 3 — поршень-аналог

Аналогичное можно сказать и о характере изменения минимальной толщины слоя масла в зазоре «юбка поршня — цилиндр», отвечающей за интенсивность изнашивания поршня, которое начинается при снижении параметра h_{\min} до

критических значений, сопоставимых с шероховатостью поверхностей деталей указанного сопряжения (рис. 4, б): опытный поршень в течение наиболее нагруженного такта рабочего хода обладает большим по сравнению с серий-

ным поршнем и поршнем-аналогом запасом толщины слоя масла.

Выводы

1. В результате применения принципа трибоадаптивности получены рациональные значения ключевых шаго-высотных параметров бочкообразного профиля юбки опытного поршня для малоразмерного быстроходного дизеля ТМЗ-450Д.

2. Выполненные в программе PISTON-DHT расчеты гидродинамики, трения и износа пока-

зали преимущество опытного поршня по сравнению с серийным поршнем и поршнем-аналогом по показателям механических потерь и износа.

3. Из сопоставления характера силы трения и минимальной толщины слоя масла в зазоре «юбка поршня — цилиндр» следует, что снижение механических потерь и износа опытного поршня достигнуто за счет улучшения условий его трения и смазки на такте рабочего хода — наиболее нагруженного такта рабочего цикла дизеля.

Литература

- [1] Путинцев С.В., Аникин С.А. *Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях*. Saarbrücken, Lambert Academic Publishing, 2011. 330 с.
- [2] Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические предпосылки снижения механических потерь в ЦПГ модификацией трущейся поверхности поршня. *Сб. науч. тр. Междунар. конф. Двигатель-2007*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 218–220.
- [3] Фролов К.В., ред. *Современная трибология. Итоги и перспективы*. Москва, Изд-во ЛКИ, 2008. 480 с.
- [4] Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические основы профилирования боковой поверхности энергосберегающего поршня. *Матер. XI Междунар. науч.-практ. конф. Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей*. Владимир, ВлГУ, 2008, с. 216–220.
- [5] Пронин М.Д. *Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного дизеля*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2009. 16 с.
- [6] Путинцев С.В., Аникин С.А., Галата Р.А. *Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 30 с.
- [7] Путинцев С.В., Аникин С.А. Гидродинамическое обоснование применения и выбора параметров микрорельефа цилиндра ДВС. *Двигателестроение*, 2010, № 4(242), с. 3–6.
- [8] Путинцев С.В., Аникин С.А. Гидродинамическое исследование и выбор параметров микрорельефа цилиндра двигателя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение*, 2011, с. 14–28.
- [9] Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС. *Сб. науч. тр. Междунар. конф. Двигатель-2007*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 235–241.
- [10] 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. Сер. Машиностроение. Спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение*, 2007, с. 150–156.

References

- [1] Putintsev S.V., Anikin S.A. *Otsenka i snizhenie mekhanicheskikh poter' v porshnevykh dvigatel'akh* [Assessment and reduction of mechanical losses in piston engines]. Saarbrücken, Lambert Academic Publishing, 2011. 330 p.
- [2] Putintsev S.V., Pronin M.D. *Teoreticheskie predposylki snizheniia mekhanicheskikh poter' v TsPG modifikatsiei trushcheisia poverkhnosti porshnia* [Theoretical background of reduction in mechanical losses in CPG modification friction surface of the piston]. *Sbornik nauchnykh trudov Mezhdunarodnoi konferentsii «Dvigatel'-2007»* [Collection of scientific papers of the International Conference «Engine 2007»]. Moscow, Bauman Press, 2007, pp. 218–220.

- [3] *Sovremennaiia tribologiia. Itogi i perspektivy* [Modern tribology. Results and prospects]. Ed. Frolov K.V. Moscow, LKI publ., 2008. 480 p.
- [4] Putintsev S.V., Pronin M.D. Teoreticheskie osnovy profilirovaniia bokovoi poverkhnosti energosberegaiushchego porshnia [Theoretical Foundations profiling side surface energy saving piston]. *Materialy 11th Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershenstvovaniia porshnevnykh dvigatelei»* [11th Materials International scientific and practical conference «Fundamental and Applied Problems of perfection of piston engines»]. Vladimir, VLSU publ., 2008, pp. 216–220.
- [5] Pronin M.D. *Snizhenie mekhanicheskikh poter' sovershenstvovaniem konstruktssii porshnia bystrokhodnogo dizelia*. Diss. kand. tekhn. nauk [Reducing mechanical losses improving speed diesel engine piston design. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2009. 16 p.
- [6] Putintsev S.V., Anikin S.A., Galata R.A. *Osnovy rascheta i proektirovaniia uzlov treniia DVS* [Basis of calculation and design of friction units of ICE]. Moscow, Bauman Press, 2000. 30 p.
- [7] Putintsev S.V., Anikin S.A. *Gidrodinamicheskoe obosnovanie primeneniia i vybora parametrov mikrorel'efa tsilindra DVS* [Hydrodynamic study of application and selection parameters of the micro relief cylinder engine]. *Dvigatestroenie* [Engine building]. 2010, no. 4(242), pp. 3–6.
- [8] Putintsev S.V., Anikin S.A. *Gidrodinamicheskoe issledovanie i izbor parametrov mikrorel'efa tsilindra dvigatel'ia* [Hydrodynamic studies and selection microrelief cylinder engine]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie. Spets. vypusk Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering. Special issue of power and transport engineering]. 2011, c. 14–28.
- [9] Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. *Programma PISTON-DHT dlia rascheta parametrov dinamiki, gidrodinamiki i tribologii porshnia DVS* [PISTON-DHT program for calculating the parameters of the dynamics, fluid dynamics and tribology piston engine]. *Sbornik nauchnykh trudov Mezhdunarodnoi konferentsii «Dvigatel'-2007»* [Collection of scientific papers of the International Conference «Engine 2007»]. Moscow, Bauman Press, 2007, pp. 235–241.
- [10] Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. *Modelirovanie parametrov dinamiki, gidrodinamiki i tribologii porshnia dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia*. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie. Spets. vypusk Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering. Special issue of Power and transport engineering]. 2007, pp. 150–156.

Статья поступила в редакцию 30.03.2015

Информация об авторах

ПУТИНЦЕВ Сергей Викторович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: putintsev50@yandex.ru).

АНИКИН Сергей Алексеевич (Тверь) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Высшая математика». ТГТУ (170026, Тверь, Российская Федерация, Афанасия Никитина наб., д. 22, e-mail: anikin@tvcom.ru).

АГЕЕВ Артем Геннадиевич (Москва) — аспирант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: snaker-tema@mail.ru).

Information about the authors

PUTINTSEV Sergey Viktorovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Piston Engines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: putintsev50@yandex.ru).

ANIKIN Sergey Alekseevich (Tver) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Higher Mathematics, TSTU — Tver State Technical University (170026, Tver, Russian Federation, Afanasy Nikitin Emb., Bldg. 22, e-mail: anikin@tvcom.ru).

AGEEV Artem Gennadievich (Moscow) — Postgraduate, Department of Piston Engines. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: snaker-tema@mail.ru).