

Технология и технологические машины

УДК 621.43-242-231

Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний

С.В. Путинцев, А.Г. Агеев

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

Experimental evaluation of small changes in mechanical losses under bench test conditions

S.V. Putintsev, A.G. Ageev

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



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

i Расширяющийся ассортимент представленных на Российском авторынке энергосберегающих смазочных материалов и тенденция производителей ДВС к повышению их топливной экономичности за счет макро- и микропрофилирования, а также применения специальных покрытий трущихся поверхностей деталей цилиндро-поршневой группы обуславливают поиск эффективных, простых и информативных методов оценки механических потерь. Обоснована необходимость использования новых методов для анализа малых изменений механических потерь. Представлен экспериментальный метод температурных полей цилиндра двигателя. Показаны его преимущества по сравнению с типовым методом прокрутки. Экспериментально проверена применимость данного метода для оценки влияния антифрикционных свойств моторного масла, скоростного режима двигателя и профиля юбки поршня на механические потери.

Ключевые слова: механические потери, экспериментальные методы, профиль юбки поршня, температурные поля.

i Expanding the range of energy-saving automotive lubricants in the Russian market, as well as the desire of internal combustion engine manufacturers to improving their fuel economy by means of macro and microprofiling or by using special coatings of rubbing surfaces in piston assemblies, stimulates seeking effective, simple, and informative methods for evaluating mechanical losses. This paper substantiates the need for the new methods of analysis of small changes in mechanical losses. An experimental method for determining temperature fields in the cylinder is presented. Its advantages over the conventional scrolling technique are discussed. The applicability of this method for assessing the influence of antifriction properties of motor oils, high-speed mode, and the piston skirt profile on the mechanical losses is verified experimentally.

Keywords: mechanical losses, experimental methods, piston skirt profile, temperature fields.

Расширяющийся ассортимент представленных на Российском авторынке энергосберегающих смазочных материалов, с одной стороны, и

тенденция производителей ДВС к повышению топливной экономичности двигателей (в частности, за счет макро- и микропрофилирования,

а также применения специальных покрытий трущихся поверхностей деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ)), с другой стороны, обуславливают поиск новых эффективных, простых и информативных методов оценки механических потерь [1–3].

Цель работы — проверка эффективности нового метода оценки малых изменений механических потерь в ЦПГ ДВС.

Основная особенность сравнительных испытаний указанных выше объектов состоит в незначительности их вклада в общие механические потери, что приводит к малости относительной разницы значений механических потерь при сопоставлении контрольных показателей. Анализ представленной в публикациях информации, а также собственный многолетний опыт проведения таких испытаний показывают, что относительная разница в значении механических потерь в ходе тестирования сравниваемых моторных масел, присадок, профилей деталей и покрытий, как правило, не превышает 5...10 % [4– 8]. Такое значение относительной разницы применительно к известным показателям механических потерь (условной мощности, среднему давлению механических потерь, механическому КПД и расходу топлива на режиме холостого хода) может быть определено как малое изменение механических потерь.

Проблема оценки малых изменений механических потерь типовыми, регламентированными соответствующими госстандартами (например, для автотракторных ДВС это ГОСТ 14846–88 и ГОСТ 18509–81) методами испытаний состоит в том, что относительная погрешность измерения механических потерь данными методами в большинстве случаев превышает 10 % [1].

Практика показывает, что для сравнения антифрикционных свойств моторных масел или присадок к ним, а также при исследовании влияния конструктивно-технологической модернизации деталей ЦПГ на энергосбережение в ДВС, как правило, не требуются значения собственно показателей механических потерь. Для достижения целей испытаний достаточно определить какой объект и насколько лучше (или хуже — такой результат тоже нельзя исключать) базового объекта при прочих равных условиях испытаний.

Процессы трения деталей машин сопровождаются тепловыделением. Следовательно, при условии точного учета всего количества теплоты, выделившейся при трении, показатель температурного состояния трущегося сопряжения можно рассматривать в качестве самостоятельного критерия оценки механических потерь. Калориме-

трический принцип определения механических потерь в сопряжениях ДВС рассмотрен в работах [9, 10].

В результате диссипативных процессов при трении повышается температура трущихся тел. Поэтому, если в опыте исключить все, кроме нагрева от трения, источники тепловыделения, то установившееся значение температуры (распределение температур) можно использовать в качестве показателя, адекватно отражающего уровень работы по преодолению сил трения, т.е. механические потери движущегося (в данном случае смазываемого) сопряжения.

Известно, что наибольшая работа по преодолению сил трения в ДВС происходит в ЦПГ. В связи с этим для снижения методической погрешности измерений контроль обусловленной трением температуры (далее температура трения) целесообразнее осуществлять в данном узле.

Измерение установившихся температур деталей не представляет большого труда, тем более корпусных (неподвижных) деталей. Регистрация этой физической величины современными средствами может быть выполнена с очень высокой точностью — до десятых долей градуса. Поэтому в качестве детали объекта измерения температур трения лучше всего подходит цилиндр двигателя, конкретно внутренняя трущаяся поверхность стенки цилиндра. Следует отметить, что технически измерения проще организовать на цилиндре ДВС с воздушным охлаждением.

Точки замера температур трения на внутренней поверхности цилиндра (рис. 1) целесообразно выбирать с учетом особенностей кинематики поршня: верхняя зона соответствует положению верхнего компрессионного кольца при достижении поршнем верхней мертвой

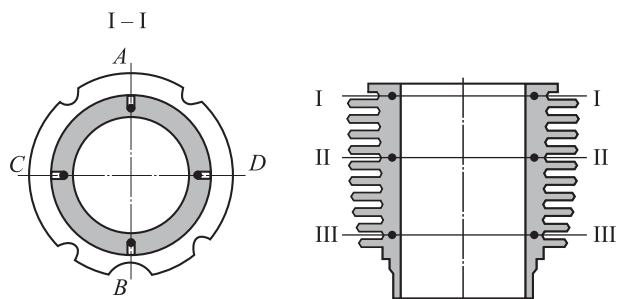


Рис. 1. Схема размещения характерных точек замера температуры в стенке цилиндра двигателя с воздушным охлаждением (на примере дизеля 1Ч 8,5/8,0 – ТМЗ-450Д):

A–B — плоскость качания шатуна; C–D — плоскость коленчатого вала; I, II, III — верхняя, средняя и нижняя зоны цилиндра

точки (ВМТ), нижняя зона — то же положение поршня в нижней мертвой точке (НМТ); средняя зона располагается в окрестности движения поршня с максимальной скоростью в цилиндре. Точки замера лежат как в плоскости качания шатуна, так и в перпендикулярной к ней плоскости коленчатого вала: всего 12 точек.

Для измерения температур трения в стенке цилиндра используют термопары типа ХК, горячие спаи которых прикрепляются путем контактной сварки на дне наружных сверлений в указанных точках стенки цилиндра в непосредственной близости (например, на расстоянии 1 мм) от его внутренней поверхности. Возможно применение других средств для измерения температуры деталей машин: термометров сопротивления, контактных и бесконтактных пирометров и др. По результатам измерений можно получить распределение температур трения по высоте и окружности внутренней поверхности стенки цилиндра — полей температур трения.

Методически измерение температур трения следует производить в режиме вращения коленчатого вала двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения. Выполнение этого условия достигается простым снятием клапанов, отключением подачи топлива и вентилятора. Измерению подлежат установившиеся значения температур. Опыт проведения таких измерений показал, что стабилизация (прекращение роста) температур трения наступает независимо от уровня назначенной постоянной частоты вращения примерно через 12...15 мин после выхода на заданный скоростной режим.

Практика обработки полей температур (или термограмм) трения различных объектов позволяет считать, что наиболее информативной (показательной) и адекватно отражающей уровень формируемых объектом механических потерь следует принять значение температур двух противоположных точек стенки цилиндра на пересечении плоскости качания шатуна с плоскостью средней по высоте зоны. Это обусловлено тем, что именно в окрестностях этих точек одновременно достигают своих максимальных значений боковая сила поршня и скорость его движения: первая величина оказывает влияние на граничную, а вторая определяет гидродинамическую составляющую общей силы трения в сопряжении поршень—цилиндр. Определение температур трения стенки цилиндра в плоскости качания шатуна позволяет отделить влияние собственно поршня от влияния поршневых колец на трение в ЦПГ.

Для сравнения «чувствительности» к малым изменениям механических потерь типового метода прокрутки по ГОСТ 14846–88 и метода температурных полей цилиндра с помощью этих методов ранее были проведены испытания трех моторных масел:

- 1) обычного (минерального, зимнего) «Ойл-райт» М-8ДМ SAE 20W API CD, рекомендованного к применению на двигателе — средстве испытаний: малоразмерном, быстроходном дизеле с воздушным охлаждением 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д производства ОАО «АК Туламашзавод»);
- 2) обычного (полусинтетического, всесезонного) AGA SAE 5W-30 API SJ/CF;
- 3) энергосберегающего (синтетического, всесезонного) Texaco Havoline Energy SAE 5W-30 API SL/EC [9].

Как следует из характеристики механических потерь, приведенной на рис. 2, типовой метод прокрутки по механическому КПД η_m и по мощности N_m механических потерь выявил разницу в потерях на трение только пар масел № 1–3 и № 2–3. Разница же между маслами № 2 и 3 оказалась в пределах погрешности метода. Максимальная относительная разница мощности механических потерь для пары масел № 1–3, полученная на номинальном скоростном режиме дизеля (3 600 мин⁻¹), составила 3,9 %.

В результате тестирования антифрикционных свойств данных масел на этом же дизеле методом температурных полей цилиндра (рис. 3) было отмечено снижение механических потерь при переходе с масла № 1 на масло № 2 и, далее, на масло № 3. При этом максимальная относительная разница значений контрольного показателя (средней температуры стенки цилиндра t в зоне II–II) для сравниваемых масел № 1 и 3 получена равной 14,9 %, что оказалось почти в 4 раза

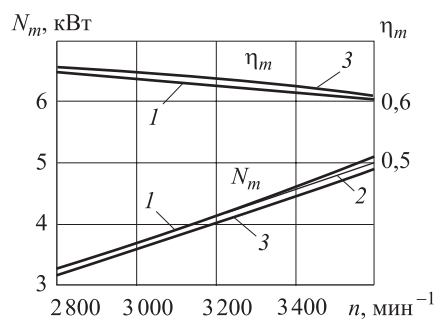


Рис. 2. Результат сравнения антифрикционных свойств моторных масел № 1–3 (1–3) методом прокрутки дизеля ТМЗ-450Д по ГОСТ 14846–81 (температура масел в картере в ходе прокрутки 80 °С)

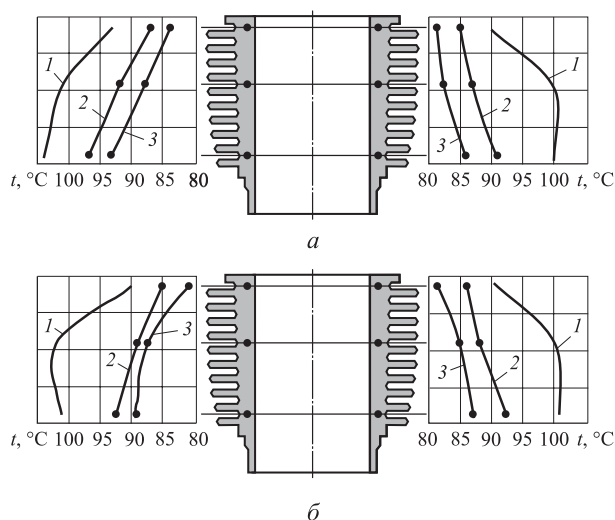


Рис. 3. Результат сравнения антифрикционных свойств моторных масел № 1–3 (1–3) методом температурных полей трения цилиндра на номинальной частоте вращения дизеля ТМЗ-450Д ($3\ 600\ \text{мин}^{-1}$):

а — плоскость качания шатуна; б — плоскость коленчатого вала

выше результата сравнительных испытаний этой пары масел типовым методом прокрутки. В ходе испытаний установлено, что антифрикционные свойства сравниваемых объектов адекватно и значимо отражают еще один контрольный параметр, который автоматически регистрировался на различных частотах вращения коленчатого вала дизеля ТМЗ-450Д — температура масла в картере t_m (рис. 4).

Как видно на рис. 4, максимальная относительная разница температур смазочного материала в картере для сравниваемых пар объектов № 1–3, 1–2 и 2–3 коррелировалась по характеру и была соизмерима с полученной при использовании метода температурных полей цилиндра (таблица). Поскольку при исследовании методом температурных полей цилиндра на температуру t_m смазочного материала в картере дополнительно оказывает влияние трение в подшипниках

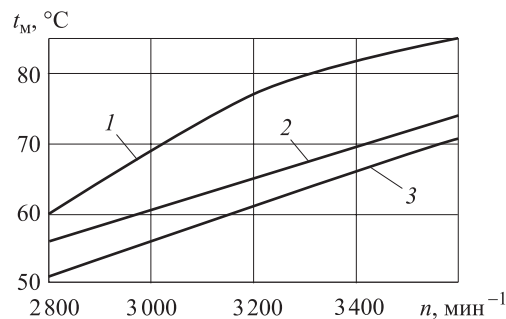


Рис. 4. Зависимость температуры масла в картере от частоты вращения (прокрутки) коленчатого вала дизеля ТМЗ-450Д при тестировании моторных масел № 1–3 (1–3)

коленчатого вала, контроль и последующий анализ параметра t_m в ряде случаев могут дополнять и увеличивать информативность рассматриваемого метода.

Сопоставление представленных в таблице результатов оценки механических потерь типовым методом прокрутки согласно ГОСТ 14846–88 и методом температурных полей цилиндра для одних и тех же сравниваемых объектов испытаний показало, что второй из названных методов гораздо (в 2–6 раз) чувствительнее к малым изменениям механических потерь, чем первый. При этом энергозатраты и трудоемкость измерений температурных полей цилиндра, не требующих работы двигателя в моторном режиме со сгоранием топлива, существенно ниже, чем в любом из типовых методов оценки механических потерь.

Применимость метода температурных полей для оценки влияния скоростного режима и профиля юбки поршня на механические потери была проверена и подтверждена в ходе испытаний поршней с серийным бочкообразным и опытным двухпорным профилями юбки на автомобильном быстроходном дизеле с жидкостным охлаждением (ЗиЛ-645) 8Ч 11/11,5 (рис. 5) [10]. Из представленных на рис. 5 результатов следует, что этот метод позволяет четко отслеживать раз-

Результаты сопоставления абсолютных показателей и относительной разницы механических потерь по типовому методу прокрутки (N_m , η_m) и методу термометрирования (t , t_m) для моторных масел № 1, 2 и 3, а также их сравниваемых пар № 1–2, 2–3 и 1–3 для номинального скоростного режима дизеля ТМЗ-450Д при $n = 3\ 600\ \text{мин}^{-1}$

Показатель	Абсолютное значение показателя			Относительная разница показателей, %		
	1	2	3	1–2	2–3	1–3
N_m , кВт	5,1	5,0	4,9	2,0	2,0	3,9
η_m	0,59	0,60	0,61	1,70	1,71	3,40
t , °C	102	90	85	11,8	5,6	16,7
t_m , °C	85	74	71	12,9	4,1	16,5

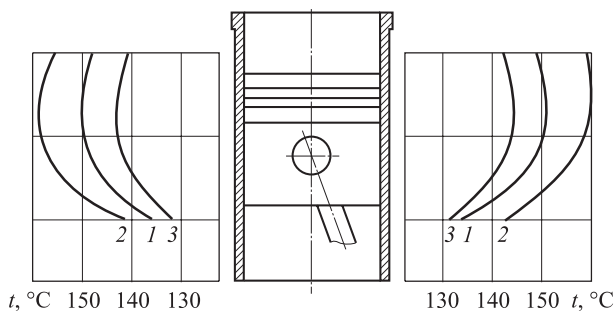


Рис. 5. Температурные поля цилиндра дизеля ЗиЛ-645 в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения:

1, 2 — серийный поршень с бочкообразной юбкой (1 — $n = 1\,000\text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 1\,200\text{ мин}^{-1}$); 3 — опытный поршень с двухпорной юбкой, $n = 1\,000\text{ мин}^{-1}$

ницу в механических потерях, обусловленную как незначительным (на 200 мин^{-1} , или 5,6 %) изменением частоты вращения коленчатого вала, так и изменением профиля юбки поршня.

Как видно на рис. 5, замена бочкообразного профиля юбки на двухпорный обеспечила при прокручивании коленчатого вала дизеля ЗиЛ-645 снижение максимальной температуры стенки цилиндра с 151 до $144\text{ }^\circ\text{C}$ (на 4,6 %). Это изменение температуры, обусловленное уменьшением потерь на трение, оказалось по уровню соизмеримым с тем, что было зафиксировано при снижении скоростного режима с $1\,200$ до $1\,000\text{ мин}^{-1}$ и сопровождалось падением максимальной температуры трения со 160 до $151\text{ }^\circ\text{C}$ (на 5,6 %).

Выявленное методом температурных полей цилиндра энергосберегающее преимущество двухпорного профиля юбки поршня подтверждено результатами типовых моторных испытаний: по сравнению с использованием поршней с бочкообразным профилем юбки удельный эффективный расход топлива при работе дизеля ЗиЛ-645 по внешней скоростной характеристике при комплектации поршнями с двухпорным профилем юбки получен на 5 % меньшим (рис. 6).

Формулировка представленного в ГОСТ 14846–88 п. 3.2.4 предполагает применение для определения механических потерь других (не прокручивание и отключение цилиндров), более точных методов. На этом основании, с учетом представленных в данной работе материалов, допустимо считать, что метод температурных полей цилиндра может быть рекомендован к использованию для оценки механических потерь в целом и, особенно, в случаях когда:

- важна оперативность получения результата;

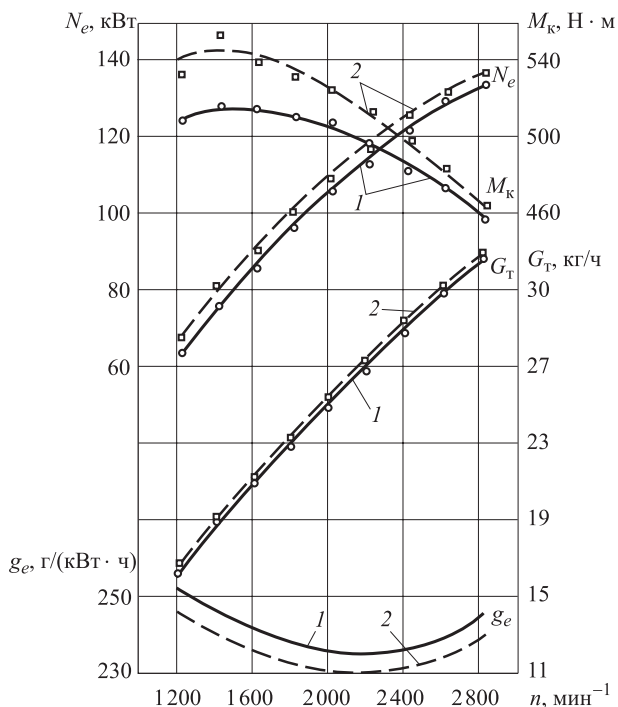


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЗиЛ-645:

1 — серийные поршни с бочкообразной юбкой; 2 — опытные поршни с двухпорной юбкой

- невозможно, затруднено или дорого по стоимости проведение испытаний объектов на двигателе в моторном режиме (со сгоранием топлива);
- точность типовых методов недостаточна для выявления ожидаемого эффекта снижения механических потерь;
- необходимо дополнительное подтверждение или объяснение результата типовых испытаний сравниваемых объектов;
- цель испытаний допускает качественную оценку механических потерь в виде сравнения контрольного показателя по принципу «было — стало» при прочих равных условиях.

Выводы

1. Анализ выполненных работ и практика испытаний показали, что типовые методы испытаний ДВС из-за присущей им высокой (от 10 %) погрешности измерений в большинстве случаев непригодны для оценки малых (до 5...10 %) изменений механических потерь, сопровождающих использование антифрикционных присадок, энергосберегающих моторных масел и конструктивно-технологической модернизации деталей ЦПГ ДВС.
2. Для регистрации малых изменений механических потерь обоснован, предложен и опро-

бован простой и надежный метод, основанный на контроле тепловыделения при трении, в частности, путем измерения температурных полей цилиндра в режиме прокручивания ДВС без сжатия, сгорания и охлаждения.

3. Применение предложенного метода при прочих равных условиях испытаний показало

гораздо большую (в 2–6 раз) его чувствительность к малым изменениям механических потерь при существенно меньших трудоемкости и энергозатратах на проведение опытов по сравнению с любым из типовых методов измерения механических потерь.

Литература

- [1] Путинцев С.В. *Трибометрия поршневых машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 68 с.
- [2] Галата Р.А. *Снижение механических потерь в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания применением антифрикционных присадок к моторному маслу*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 132 с.
- [3] Салмин В.В. Оценка энергосберегающих свойств моторных масел по интегральному показателю. *Тракторы и сельхозмашины*, 2003, № 6, с. 35–37.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] Пронин М.Д. *Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного дизеля*. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 16 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] *Поршневые группы для двигателей ВАЗ: каталог*. Кострома, ЗАО «Мотордеталь», 2008. 21 с.
- [9] Синюгин А.В. *Метод и результаты исследования механических потерь в поршневом двигателе при использовании энергосберегающих моторных масел*. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 16 с.
- [10] Путинцев С.В., Аникин С.А. *Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях*. Saarbrücken, Lambert Academic Publishing, 2011. 330 с.

References

- [1] Putintsev S.V. *Tribometriia porshnevyykh mashin* [Tribometer piston machines]. Moscow, Bauman Press, 2001. 68 p.
- [2] Galata R.A. *Snizhenie mekhanicheskikh poter' v tsilindro-porshnevoi gruppe dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia primeneniem antifriktsionnykh prisadok k motornomu maslu*. Diss. kand. tekhn. nauk [Reducing mechanical losses in the cylinder-piston group of an internal combustion engine using antifriction additives for motor oil. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2002. 132 p.
- [3] Salmin V.V. Otsenka energosberegaiushchikh svoistv motornykh masel po integral'nomu pokazateliu [Evaluation of energy-saving properties of engine oils for the integral indicator]. *Traktory i sel'skokhoziaistvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery]. 2003, no. 6, pp. 35–37.
- [4] 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.
- [5] 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, VISU publ., 2008, pp. 216–220.
- [6] 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.
- [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]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. 2010, no. 4(242), pp. 3–6.
- [8] *Porshnevye gruppy dlia dvigatelei VAZ: katalog* [Reciprocating engines VAZ group: directory]. Kostroma, ZAO «Motordetal'» publ., 2008. 21 p.
- [9] Siniugin A.V. *Metod i rezul'taty issledovaniia mekhanicheskikh poter' v porshnevom dvigatele pri ispol'zovanii energosberegaiushchikh motornykh masel*. Diss. kand. tekhn. nauk [Method and results of the study of mechanical losses in a piston engine using energy-efficient motor oils. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2007. 16 p.
- [10] Putintsev S.V., Anikin S.A. *Otsenka i snizhenie mekhanicheskikh poter' v porshnevnykh dvigateliakh* [Assessment and reduction of mechanical losses in piston engines]. Saarbrucken, Lambert Academic Publishing, 2011. 330 p.

Статья поступила в редакцию 09.04.2014

Информация об авторах

ПУТИНЦЕВ Сергей Викторович (Москва) — 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).

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) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: putintsev50@yandex.ru).

AGEEV Artem Gennadievich (Moscow) — Post-Graduate of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: snaker-tema@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие

Э.Н. Камышной, В.В. Маркелова, В.А. Соловьева «Конструкторско-технологические расчеты электронной аппаратуры»

Рассмотрены методологии различных конструкторско-технологических расчетов электронной аппаратуры и их программная реализация. Приведены методики и алгоритмы компоновочного расчета, расчетов теплового режима блоков электронной аппаратуры, надежности, параметров печатного монтажа, а также на механические воздействия.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru