

УДК 621.436

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ВПУСКНЫХ И ВЫПУСКНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКОВ

Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов

Уральский федеральный университет имени первого Президента России

Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Резюме: Основные задачи экспериментальных исследований тепломеханических процессов во впускных и выпускных системах поршневых двигателей внутреннего сгорания состоят в оценке влияния конфигурации трубопроводов на интенсивность локальной теплоотдачи в них, а также в разработке способов ее оптимизации. Данные об интенсивности локальной теплоотдачи необходимы для расчета величины подогрева воздуха (в процессе впуска), охлаждения отработавших газов (в процессе выпуска) и определения термических напряжений в деталях и узлах газозоудных трактов. В данной статье представлены результаты экспериментального исследования мгновенной локальной теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах разной конфигурации для поршневых ДВС. Установлено, что поперечное профилирование впускных и выпускных трубопроводов приводит к снижению интенсивности локальной теплоотдачи на величину до 30 % в зависимости от режима работы поршневого двигателя.

Ключевые слова: поршневые двигатели внутреннего сгорания, процессы газообмена, впускной и выпускной трубопроводы, поперечное профилирование, локальная теплоотдача, совершенствование процессов.

Благодарности: Работа, по результатам которой написана статья, выполнена при поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-38-00004 мол_а.

THE INFLUENCE OF CROSS-PROFILING OF THE INTAKE AND EXHAUST PIPES OF PISTON ENGINES ON THERMAL AND MECHANIC FLOW CHARACTERISTICS

L.V. Plotnikov¹, B.P. Zhilkin¹, Y.M. Brodov¹

¹Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin,
Ekaterinburg, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Abstract: The main tasks of experimental research of thermal and mechanic processes in the intake and exhaust systems of piston internal combustion engines are to assess the impact of the configuration of pipes on the intensity of local heat transfer and the development of ways of its optimization. Data about intensity of the local heat transfer are the basis for determination of heating of the air (at intake), cooling exhaust gas (at exhaust), calculation of thermal stresses in the nodes and details of intake and exhaust systems. Results of experimental investigation of the instantaneous local heat transfer in the intake and exhaust pipes of different configurations for piston internal combustion engines are presented in this article. It is established that the cross

profiling of the intake and exhaust pipes of piston engines leads to a decrease in the local heat transfer intensity in the range of 5 to 20 % depending on the crankshaft speed.

Keywords: piston internal combustion engines, gas exchange processes, intake and exhaust pipes, cross profiling, local heat transfer, process improvement.

Acknowledgments: the work has been supported by the Russian Foundation for Basic Research (grant No. 16-38-00004).

Введение

Совершенствование процессов газообмена, а соответственно и рабочих процессов поршневых двигателей, с целью повышения их эффективных показателей является актуальной задачей в области двигателестроения и в энергетике в целом. Одним из возможных направлений повышения эффективности и надежности поршневых ДВС является улучшение показателей качества газообмена. В отечественной и зарубежной литературе можно найти лишь ограниченное количество информации об исследованиях теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах. Это можно объяснить тем, что процессы газообмена в поршневых ДВС являются нестационарными и высокочастотными, что существенно усложняет научные подходы к их изучению. При этом очевидно, что для расчета теплоперепада (во время процессов впуска и выпуска) и для определения температурных напряжений во впускном и выпускном трубопроводах необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче. Однако эти данные практически отсутствуют, поэтому инженерные расчеты производятся в виде оценок по показателям стационарных продувок. Вместе с тем известно, что коэффициент теплоотдачи потока в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 2–4 раза [1–3].

В данной статье представлены результаты экспериментального исследования мгновенной локальной теплоотдачи (в условиях газодинамической нестационарности течений газов) во впускных и выпускных трубопроводах разной конфигурации для поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Экспериментальные установки и средства измерений

Для экспериментального исследования локальной теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах были разработаны и изготовлены экспериментальные установки, представляющие собой натурные модели одноцилиндрового поршневого двигателя размерности 8,2/7,1. Цилиндропоршневая группа и механизм газораспределения экспериментальных установок заимствован от автомобильного двигателя ВАЗ-ОКА. Диаметр цилиндра, ход поршня, фазы газораспределения и подъем клапанов установок соответствовали таковым для данного двигателя. Привод коленчатого вала осуществлялся с помощью асинхронного электродвигателя, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹. Подробное описание экспериментальных установок представлено в работе [4].

Для проведения экспериментальных исследований на базе аналого-цифрового преобразователя создана автоматизированная система измерений основных величин, передающая опытные данные в специализированные программы для обработки. Для определения мгновенных значений скорости потока воздуха (w_x) и локального коэффициента теплоотдачи (α_x) использовался метод термоанемометрии и, соответственно, термоанемометр постоянной температуры авторской разработки [5]. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Метод термоанемометрии для исследования газодинамики и локальной теплоотдачи газовых потоков был выбран на основе анализа литературы, в частности [6–9],

и сложившихся подходов к изучению течения нестационарных потоков. Применимость метода термоанемометрии для исследования процессов газообмена в поршневых двигателях показана в классических работах [10, 11].

Определение частоты вращения и угла поворота коленчатого вала двигателя осуществлялось с помощью тахометра. По этим данным также определялось прохождение поршнем верхней (ВМТ) и нижней мертвых точек (НМТ). Максимальная систематическая погрешность измерения скорости w_x составляла 5,4 %, локального коэффициента теплоотдачи α_x – 10,0 %.

Локальная теплоотдача во впускном трубопроводе

Известно [10–12], что одним из способов совершенствования газодинамики во впускных и выпускных системах поршневых ДВС является поперечное профилирование трубопроводов. Это приводит к существенному изменению газодинамических параметров и структуры потоков, что должно оказать влияние и на закономерности изменения локального коэффициента теплоотдачи.

На рис. 1 показана обобщенная конфигурация рабочего участка газовоздушного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков термоанемометра для измерения мгновенных значений скорости потока газа и локальной теплоотдачи.

Анализ результатов экспериментального исследования мгновенной локальной теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей проводился раздельно.

В настоящем исследовании применялись *впускные трубопроводы* с профилированными участками с поперечными сечениями в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 равнялся 32 мм, а длина профилированного участка составляла приблизительно 30% от общей длины впускной системы.

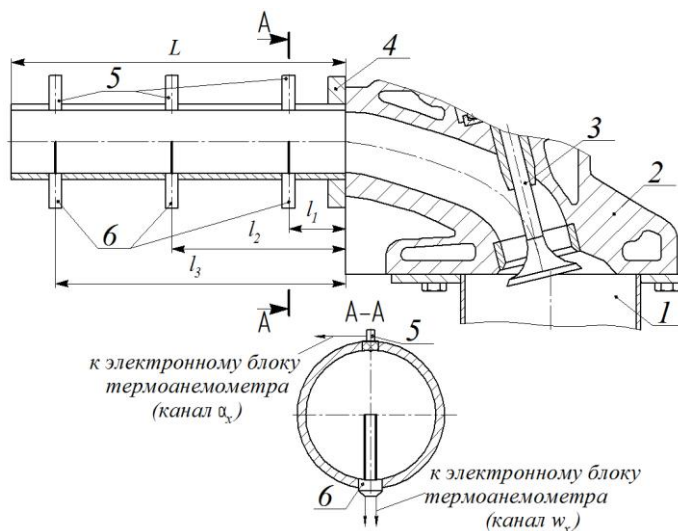


Рис. 1. Конфигурация опытного газовоздушного тракта поршневого ДВС: 1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – клапан (впускной или выпускной); 4 – опытный трубопровод (впускной или выпускной); 5 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 6 – датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа

На рис. 2 показана зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе разной конфигурации при разных частотах вращения коленчатого вала n .

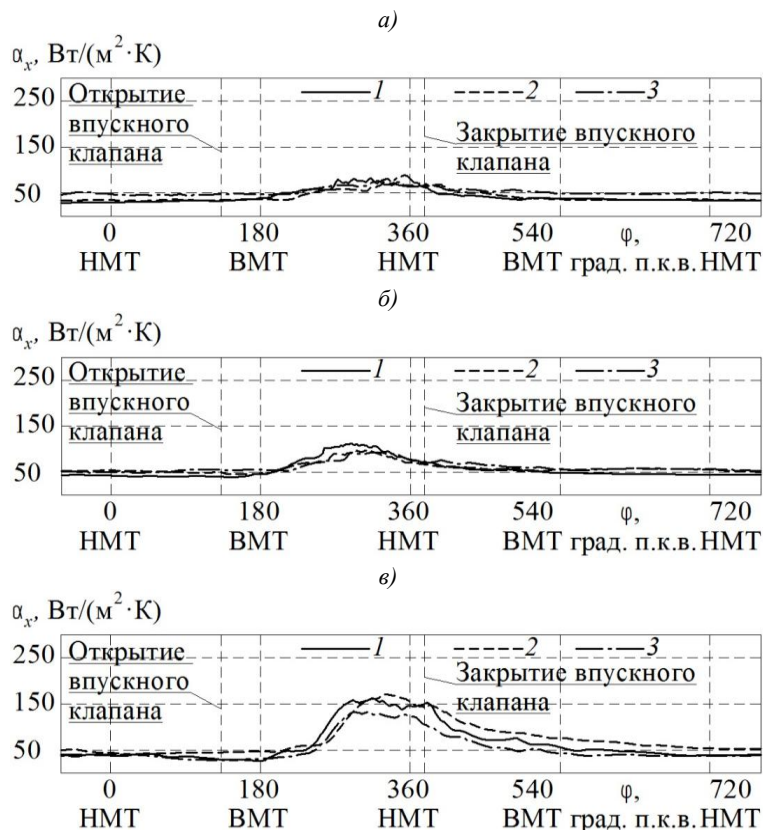


Рис. 2. Зависимость мгновенного локального ($l_x = 110$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе с разными поперечными сечениями при разных частотах вращения коленвала n : а) $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; в) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

Поперечное сечение участка: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Из представленных данных видно, что при всех конфигурациях впускного трубопровода сохраняется общая закономерность изменения локального коэффициента теплоотдачи: области начала и окончания существенного изменения α_x , область максимальных значений α_x , вид кривой $\alpha_x = f(\varphi)$. Следует отметить, что максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи несколько меньше при использовании профилированных участков, особенно это характерно для трубопровода с треугольным поперечным сечением, чем во впускной системе с традиционным круглым сечением. Наибольший спад наблюдается для высоких значений частот вращения коленчатого вала, при этом отличия находятся в диапазоне 10–20 %. Такое соотношение интенсивности теплоотдачи характерно для всех исследуемых сечений.

При этом на низких частотах вращения коленчатого вала влияние формы поперечного сечения профилированного участка практически отсутствует (рис. 2, а), т. е. разброс значений локального коэффициента теплоотдачи для всех конфигураций трубопровода находится в пределах систематической погрешности измерений. Более существенные отличия коэффициентов α_x можно отметить при средних и высоких частотах вращения коленчатого вала (рис. 2, б и в).

На основании полученных данных можно сделать вывод о том, что поперечное профилирование впускного трубопровода двигателя внутреннего сгорания снижает интенсивность локальной теплоотдачи. Таким образом можно управлять

тепломеханическими характеристиками потока во впускной системе двигателя. При этом при прочих равных условиях снижение интенсивности α_x должно положительно сказаться на рабочем процессе двигателя и, в частности, на наполнении цилиндра воздухом (топливно-воздушной смесью). Поскольку снижение интенсивности теплоотдачи приведет к меньшему подогреву воздуха от стенок впускного трубопровода, следовательно, увеличится массовое наполнение цилиндра за счет большей плотности воздуха.

Также следует отметить, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи при использовании профилированных участков во впускном трубопроводе окажет положительное влияние на его тепловую напряженность, следовательно повысится надежность (безотказность) элементов впускной системы поршневого ДВС.

Локальная теплоотдача в выпускном трубопроводе

Аналогичным образом представлены результаты экспериментального исследования мгновенной локальной теплоотдачи в *выпускных трубопроводах* поршневых двигателей.

Ранее [13], на основе исследования процессов в выпускной системе с трубопроводами круглого поперечного сечения показано, что с ростом частоты вращения коленчатого вала газодинамика процесса выпуска существенно меняется и происходит смена режима течения. Соответственно, это приводит к трансформации зависимости локального коэффициента теплоотдачи от угла φ . Установлено, что в выпускном трубопроводе поршневого ДВС имеет место сравнительно высокий уровень интенсивности теплоотдачи, поэтому необходимо обеспечить снижение интенсивности и пульсаций α_x с целью уменьшения температурных напряжений элементов выпускной системы и цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания [14].

В данной работе исследования процесса выпуска проводились при разных частотах вращения коленчатого вала от 600 до 3000 мин⁻¹ и при постоянных избыточных давлениях на выпуске p_b от 0,05 до 0,2 МПа. Температура воздуха в подающей магистрали составляла 35 – 45 °С.

Для совершенствования процессов в выпускном трубопроводе также использовались профилированные участки с поперечными сечениями в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр d_g участка равнялся 30 мм, а его длина составляла приблизительно 30 % от общей длины выпускного тракта.

Результаты исследования степени влияния профилированных участков на теплоотдачу в выпускном трубопроводе показаны на рис. 3. На нем для сравнения представлены зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе с участками с разными поперечными сечениями от угла поворота коленчатого вала φ при избыточных давлениях 0,1 и 0,2 МПа и частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹.

Из рис. 3 видно, что закономерности изменения локального коэффициента теплоотдачи в профилированном выпускном трубопроводе и в выпускном трубопроводе постоянного круглого сечения идентичны. Можно отметить, приблизительно один и тот же момент начала интенсивного роста и спада локального коэффициента теплоотдачи в выпускных трубопроводах разной конфигурации при всех частотах вращения коленчатого вала и избыточных давлениях выпуска. Период роста интенсивности теплоотдачи составляет примерно от 150 до 290 град. п.к.в., а период спада находится в диапазоне φ от 290 до 430 град. п.к.в. Следует отметить, что вид кривой $\alpha_x = f(\varphi)$ в выпускном трубопроводе с профилированными участками более гладкий по сравнению с трубопроводом постоянного круглого сечения.

Из рис. 3 также видно, что интенсивность теплоотдачи в выпускном трубопроводе круглого поперечного сечения и трубопроводе с участком с квадратным поперечным сечением фактически одинакова (отличия составляют около 5–10 % и находятся в пределах

погрешности). Это характерно для всех значений избыточного давления выпуска и частот вращения коленчатого вала.

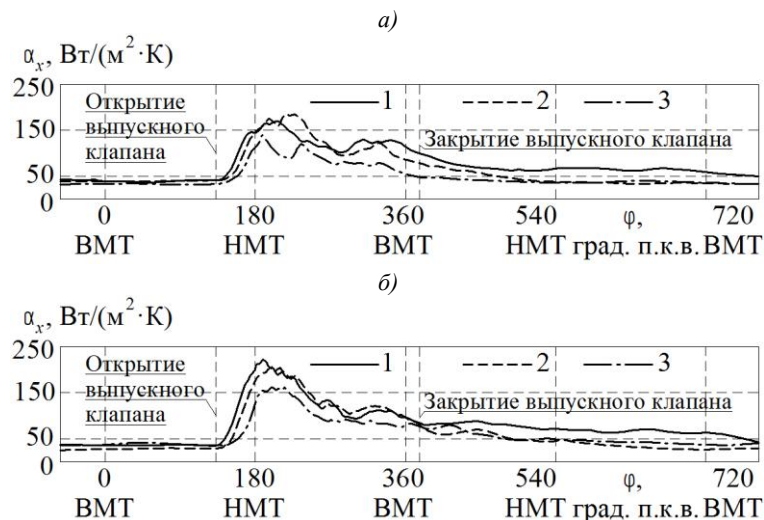


Рис. 3. Зависимости мгновенных локальных ($l_x = 140$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе с участками с разными поперечными сечениями от угла поворота коленчатого вала φ при $n = 1500$ мин⁻¹ и разных значениях p_b : а – 0,1 МПа; б – 0,2 МПа
Поперечное сечение участков: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Установлено, что в выпускном трубопроводе с участком треугольного поперечного сечения происходит снижение интенсивности и максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи; это снижение α_x находится в диапазоне 10–25 % при частотах вращения n от 600 до 1500 мин⁻¹ и в диапазоне 20–30 % при $n = 3000$ мин⁻¹.

Обнаруженный эффект свидетельствует о том, что при использовании выпускного трубопровода с профилированным участком в форме равностороннего треугольника в стенки трубопровода «уходит» меньше теплоты, при этом соответственно снижается тепловая напряженность элементов выпускной системы, а также может увеличиться работоспособность потока отработавших газов в турбине турбокомпрессора в случае двигателя с наддувом.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие основные выводы.

1. Проведенное экспериментальное исследование показало, что поперечное профилирование впускных и выпускных трубопроводов оказывает существенное влияние на газодинамику и теплообмен процессов газообмена.

2. Установлено, что поперечное профилирование впускного трубопровода двигателя снижает интенсивность локальной теплоотдачи в диапазоне 5–20 % в зависимости от режима работы поршневого ДВС, что приведет:

- к снижению подогрева воздуха (топливно-воздушной смеси) при впуске в среднем на 30 %, что увеличит массовое наполнение цилиндра за счет большей плотности воздуха;
- к уменьшению температурных напряжений деталей и узлов впускной системы и, соответственно, повысит их надежность (безотказность).

3. Показано, что поперечное профилирование выпускного трубопровода поршневого двигателя снижает интенсивность локальной теплоотдачи на величину до 30 %, что приведет:

- к увеличению работоспособности отработавших газов в турбине турбокомпрессора в случае двигателя с турбонаддувом, поскольку меньше теплоты «уходит» в стенки выпускного трубопровода;

- к снижению тепловой напряженности элементов выпускной системы.

4. Полученные результаты рекомендуется использовать как при разработке новых поршневых ДВС, так и при модернизации уже находящихся в эксплуатации двигателей.

Литература

1. Валуева Е.П. Особенности процесса конвективного теплообмена при пульсирующем турбулентном течении газа в трубе / Е.П. Валуева, А.А. Кулик // Теплоэнергетика. 2006. № 5. С. 50–55.
2. Краев В.М. Проблемы расчета переходных процессов в при турбулентном течении в каналах электроустановок ЛА / В.М. Краев, Д.С. Янышев // Труды МАИ. 2010. № 37. С. 3–15.
3. Liao N. S. On the convective heat transfer in pulsating turbulent pipe flow / N. S. Liao, C. C. Wang // 1st World Conf. – Exp. Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. 1988. P. 536-542.
4. Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Б.П. Жилкин [и др.]; под общ. ред. Ю.М. Бродова. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015. 228 с.
5. Пат. 81338 РФ. G01P 5/12. Термоанемометр постоянной температуры / Плохов С.Н., Плотников Л.В., Жилкин Б.П. Заяв. 2008135775/22 от 03.09.2008; опубли. 10.03.2009. Бюл. № 7.
6. Хинце И. О. Турбулентность. М.: Физматгиз, 1963. 680 с.
7. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 3-е, доп. и исправл. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. 480 с.
8. Брэдшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение. М., 1974. 282 с.
9. Фреймут П. Теория регулирования с обратной связью для термоанемометров постоянной температуры / П. Фреймут // Приборы для научных исследований. 1967. № 5. С. 98–105.
10. Драганов Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова. Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 175 с.
11. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.
12. Plotnikov L.V. The influence of cross-profiling of inlet and exhaust pipes on the gas exchange processes in piston engines / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin, Y.M. Brodov // Procedia Engineering, 2016. Vol. 150. pp. 111-116.
13. Плотников Л.В. Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 12 (669). С. 35–44.
14. Increasing Reliability of Gas–Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y. M. Brodov, N. I. Grigoryev, B. P. Zhilkin, L. V. Plotnikov, D. S. Shestakov // Thermal Engineering, 2015. Vol. 62, № 14. pp. 1038-1042.

Авторы публикации

Плотников Леонид Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). E-mail: plotnikovlv@mail.ru.

Жилкин Борис Прокопьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). E-mail: tot@ustu.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). E-mail: turbine66@mail.ru.

References

1. Valueva E. P. The features of the process of convective heat transfer in pulsating turbulent flow of gas in the pipe / E. P. Valueva, Kulik A. A. // *Teplojenergetika*, 2006, № 5. P. 50-55.
2. Kraev V. M. Problems of Calculating Transients in the Turbulent Flow in the Aircraft Electrical Installation / V. M. Kraev, D. S. Janyshv / *Trudy MAI*, 2010, № 37. P. 3-15.
3. Liao N. S. On the convective heat transfer in pulsating turbulent pipe flow / N. S. Liao, C. C. Wang // *1st World Conf. – Exp. Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 1988. P. 536-542.
4. Improvement of Processes in the Gas-Air Tracts of Piston Internal Combustion Engines: monograph. Under the general editorship of Yu. M. Brodov / B. P. Zhilkin [i dr.]. Ekaterinburg: Izd-vo Ural. un-ta, 2015. 228 p.
5. Plohov S. N., Plotnikov L. V., Zhilkin B. P. Thermoanemometer of the Constant Temperature. Patent 81338 RU, G01P 5/12, Published on 10 March 2009, Newsletter No 7.
6. Khintse I. O. Turbulence. M.: Fizmatgiz - State Publishing House of Physical and Mathematical Literature, 1963. 680 p.
7. Povkh I. L. Aerodynamic Experiment in Mechanical Engineering. Published 3rd, added and corrected L.: Mechanical Engineering. Leningrad branch, 1974. 480 p.
8. Bradshaw P. Introduction to Turbulence and its Measurement. M., 1974. 282 p.
9. Frejmut P. Theory of Regulation with Feedback for Constant Temperature Thermoanemometers / P. Frejmut // *Scientific Research Instruments*, 1967, № 5. S. 98-105.
10. Draganov B. H., Kruglov M. G., Obuhova V. S. Design of the Intake and Exhaust Ducts of the Internal Combustion Engines. K.: Vischa shk. Head Publishing House, 1987. 175 p.
11. Vikhert M. M., Grudsky Yu. G. Design of Intake Systems for High-Speed Diesels. M.: Mechanical Engineering, 1982. 151 p.
12. Plotnikov L. V. The influence of cross-profiling of inlet and exhaust pipes on the gas exchange processes in piston engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // *Procedia Engineering*, 2016. Vol. 150. P. 111-116.
13. Plotnikov L. V. Experimental Research into and Improvement of Gas Exchange Processes of the Piston and Combined Internal Combustion Engines under the Conditions of Gas-Dynamic Unsteadiness / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Yu. M. Brodov // *Newsletter of higher educational institutions. Mechanical Engineering*, 2015, No 12 (669). P. 35-44.
14. Increasing Reliability of Gas-Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y. M. Brodov, N. I. Grigoryev, B. P. Zhilkin, L. V. Plotnikov, D. S. Shestakov // *Thermal Engineering*, 2015. Vol. 62, № 14. P. 1038-1042.

Authors of the publication

Leonid V. Plotnikov – candidate of technical Sciences, associate Professor of the Department of turbines and engines «Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin» (UrFU).

Boris P. Zhilkin – Dr. of Phys.-math. Sciences, Professor of the Department «Heat power and heat engineering» Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (UrFU).

Yurii M. Brodov – Dr. of technical Sciences, head of the Department of turbines and engines «Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin» (UrFU).

Поступила в редакцию

13 февраля 2017 г.