

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Л.В. ПЛОТНИКОВ, Б.П. ЖИЛКИН, Ю.М. БРОДОВ

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина, г. Екатеринбург

В работе представлены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований процессов газообмена во впускных и выпускных трактах поршневых двигателей с наддувом и без него. Моделирование выполнялось на основе программного комплекса Дизель-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Баумана. Экспериментальные исследования проводились на натурных моделях одноцилиндрового ДВС. Представлены расчетные и опытные зависимости изменения мгновенной скорости и давления потока газа в газовоздушных трактах от угла поворота коленчатого вала. Проводится их сравнение. Установлено, что наиболее достоверные результаты численного моделирования имеют место в периоды открытых клапанов.

Ключевые слова: Математическое моделирование, процесс впуска и выпуска, экспериментальные исследования, газообмен, поршневой ДВС.

Известно, что технико-экономические показатели поршневых ДВС во многом определяются совершенством процессов, протекающих в их газовоздушных трактах. Методы исследования процессов газообмена двигателей можно разделить на две большие группы. К первой группе относятся теоретический анализ процессов, в том числе и их численное моделирование. Ко второй группе отнесем все способы экспериментального изучения процессов впуска и выпуска. При этом задача исследования процессов газообмена осложняется тем, что они являются высокочастотными и нестационарными. Потоки газа во впускных и выпускных трактах ускоряются и замедляются с частотой до 100 Гц и выше, а периоды газообмена в современных двигателях составляют сотые доли секунды. Эти особенности определяют требования к программным комплексам (математическим моделям) при численном моделировании и к системам сбора и обработки данных при экспериментальных исследованиях. Основная цель данной работы сравнить результаты численных и экспериментальных исследований процессов впуска и выпуска (газообмена).

Перед экспериментальным исследованием газодинамических характеристик процессов газообмена в поршневых ДВС было проведено физико-математическое моделирование с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Баумана. В качестве объекта моделирования был выбран двигатель автомобиля ВАЗ-ОКА (стандартное обозначение 2Ч 8,2/7,1), а затем его наддувная версия (2ЧН 8,2/7,1). При расчетах закладывались следующие основные исходные условия. Конструктивные параметры: бензиновый четырехтактный двигатель, имеющий 2 цилиндра и рядную компоновку, двухклапанную головку цилиндра, жидкостную систему охлаждения; диаметр цилиндра – 82 мм, ход поршня – 71 мм, степень сжатия – 9,9. Параметры состояния окружающей среды: барометрическое давление $p_0 = 735$ мм. рт. ст. и температура $t_0 = 20$ °С; в случае моделирования

двигателя с наддувом степень повышения давления π_k составляла 1,1 и 1,2. Фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА:

- открытие впускного клапана – 33 град. п.к.в. до ВМТ;
- закрытие впускного клапана – 79 град. п.к.в. после НМТ;
- открытие выпускного клапана – 47 град. п.к.в. до НМТ;
- закрытие выпускного клапана – 17 град. п.к.в. после ВМТ.

Геометрические характеристики (длина и диаметр поперечного сечения) газовоздушных трактов (впускных и выпускных каналов в головке, а также впускных труб и выпускных коллекторов) задавались согласно этих показателей для двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА и лабораторной модели двигателя для экспериментальных исследований.

Рассмотрим конструктивные и функциональные особенности модели одноцилиндрового поршневого двигателя для экспериментального исследования процессов газообмена с учетом газодинамической нестационарности. Она представляла натурную модель ДВС размерности 8,2/7,1, коленчатый вал которой через упругую муфту приводился во вращение с помощью асинхронного двигателя. Частота его вращения регулировалась преобразователем частоты в диапазоне $n = 600-3000$ мин⁻¹ с точностью $\pm 0,1$ %. Коленчатый вал вращался в закрытых подшипниках качения, устанавливаемых в опоры. Механизм газораспределения установки заимствован у двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА (установлена головка блока с некоторыми особенностями). К поршневой части установки была возможность подключения турбокомпрессора (ТК) ТКР-6. Подробней комплекс экспериментальных установок для исследования процессов впуска и выпуска, а также конфигурации и места установки датчиков в газовоздушных трактах описаны в работах [1-3].

Для проведения экспериментальных исследований на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) была создана автоматизированная система сбора и обработки данных. В ней для определения средней по сечению скорости потока воздуха (w_x) использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции [4]. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Для измерения скорости газового потока использовался зонд со свободной нитью, размещенной перпендикулярно оси исследуемого канала. Замер частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производились тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика. Сигналы со всех датчиков поступали в АЦП и далее передавались в персональный компьютер для дальнейшей обработки. Систематическая погрешность измерения скорости потока газа составляла не более 5,5 %.

Результаты численного моделирования процесса впуска применительно к двигателю 2Ч 8,2/7,1 показаны на рис. 1. Представлены совмещенные зависимости массового расхода воздуха G_v и полного давления p_x во впускном канале от угла поворота коленчатого вала φ при разных частотах вращения коленчатого вала n .

На осциллограммах обращает на себя внимание резкое уменьшение расхода воздуха сразу после открытия впускного клапана, которое объясняется тем, что в поршневом двигателе давление в цилиндре в начале открытия клапана выше давления во впускном трубопроводе, поэтому остаточные продукты сгорания вытекают через открывающийся впускной клапан, т.е. происходит так называемый заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод [5].

Заброс во впускной трубопровод может продолжаться и после ВМТ, пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускным клапаном. На расчетных зависимостях (рис. 1) это явление не наблюдается – наполнение цилиндра (рост расхода воздуха) происходит вблизи ВМТ. Поэтому наполнение цилиндра в двигателях без наддува начинается с запаздыванием – после ВМТ.

Известно традиционное объяснение резкого уменьшения расхода воздуха после НМТ (в конце процесса впуска) [5]. После НМТ – при перемещении поршня к ВМТ уже в такте сжатия – давление в цилиндре остается некоторое время меньше давления перед впускным клапаном, даже несмотря на уменьшение объема. Воздух (или топливно-воздушная смесь) продолжает поступать в цилиндр через впускной клапан. При этом, если впускной клапан закрывается после того, как давление в цилиндре сравнивается с давлением перед впускным клапаном, то возникает обратное течение газов из цилиндра во впускной трубопровод. На рис. 1 данное явление можно наблюдать сразу после прохождения поршнем НМТ.

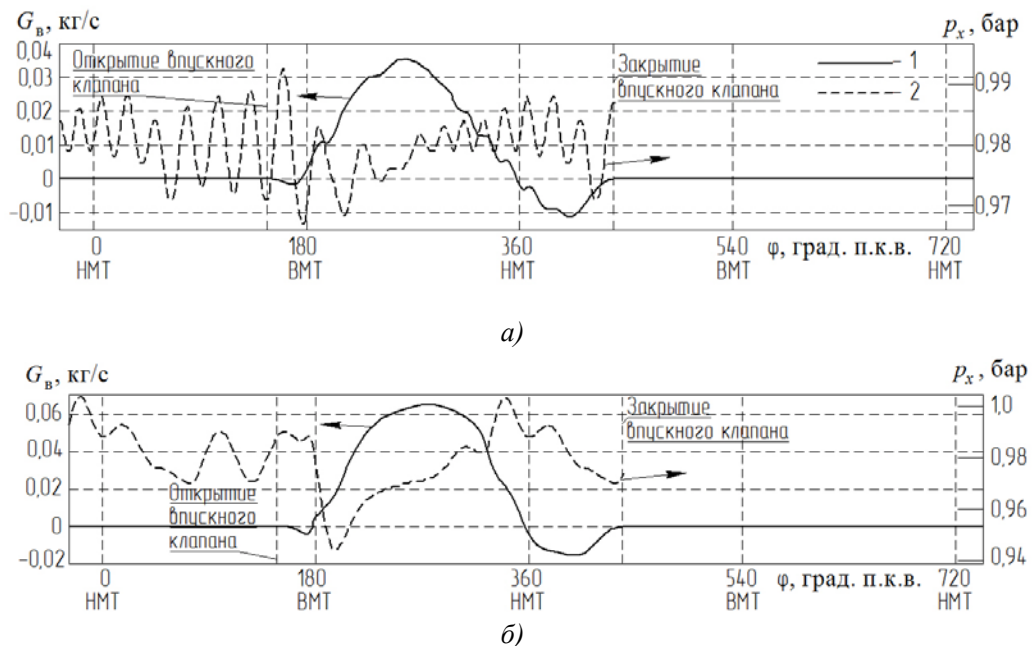


Рис. 1. Расчетные зависимости массового расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) во впускном канале от угла поворота коленчатого вала ϕ при разных частотах вращения коленчатого вала n , мин^{-1} :
 a – 1500; b – 3000

На результатах физико-математического моделирования неоднозначно выглядит отсутствие изменения расхода воздуха в период времени, когда впускной клапан закрыт, в то время как известно, что во впускном трубопроводе могут возникать волновые явления в течение всего рабочего цикла двигателя (в течение всех 720 град. п.к.в.) [5, 6]. Подтверждение этому можно наблюдать, если обратиться к расчетному графику изменения давления во впускном трубопроводе (рис. 1). Из рисунка видно, что существенное изменение давления происходит в течение всего рабочего цикла двигателя (по неизвестным причинам программный комплекс Дизель-РК не выдает результаты изменения давления после закрытия впускного клапана). При этом можно отметить, что при средних частотах вращения коленчатого вала колебания давления во

впускном трубопроводе происходят более интенсивно, тогда как при высоких – происходит некоторое их сглаживание.

Для сравнения результатов численного моделирования процесса впуска с данными экспериментальных исследований обратимся сначала к рис. 2, на котором представлены зависимости изменения скорости потока воздуха w_x и давления p_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала. Эти зависимости были получены на одноцилиндровой установке, описанной выше.

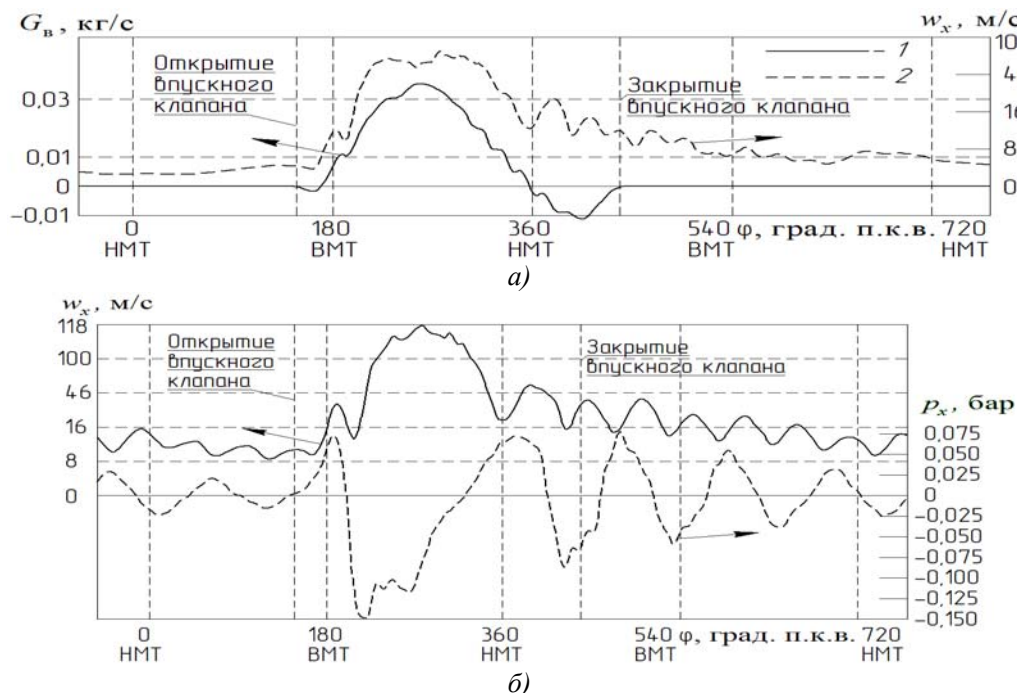


Рис. 2. Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала n , мин^{-1} : а – 1500; б – 3000

На опытных осциллограммах (рис. 2) сразу обращают на себя внимание ярко выраженные колебания как скорости потока воздуха, так и давления во впускном канале поршневого двигателя, происходящие уже после закрытия впускного клапана (в течение всего рабочего цикла двигателя), которые не проявились при численном моделировании. При этом на экспериментально полученных кривых, как и на расчетных кривых, можно отметить некоторое уменьшение скорости потока воздуха сразу после открытия впускного клапана (в начале процесса впуска). Однако подобного уменьшения не наблюдается после НМТ (в конце процесса впуска), как это было отмечено при численном моделировании.

Таким образом, можно отметить, что вид кривых изменения массового расхода воздуха во впускном канале поршневого ДВС (рис. 3), полученных экспериментально и численными методами, более менее схож только в период открытого впускного клапана. После закрытия впускного клапана наблюдаются существенные расхождения в экспериментальных и расчетных данных.

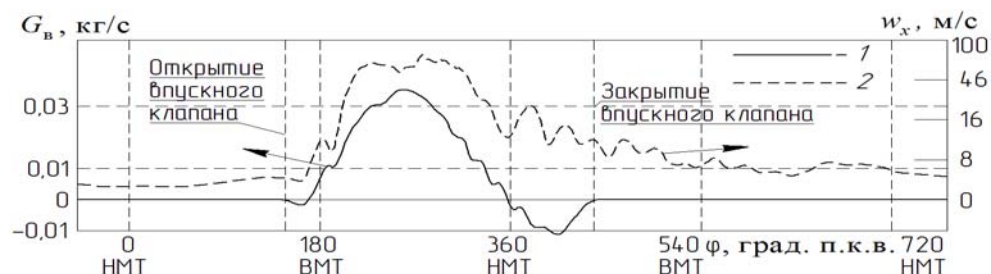


Рис. 3. Сопоставление расчетных (1) и экспериментальных (2) зависимостей массового расхода G_v и скорости потока воздуха w_x от угла поворота коленчатого вала при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 4 представлены результаты физико-математического моделирования процесса выпуска применительно к двигателю 2Ч 8,2/7,1. На этом рисунке показаны зависимости расхода воздуха G_v и давления p_x в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала ϕ при разных частотах вращения коленчатого вала.

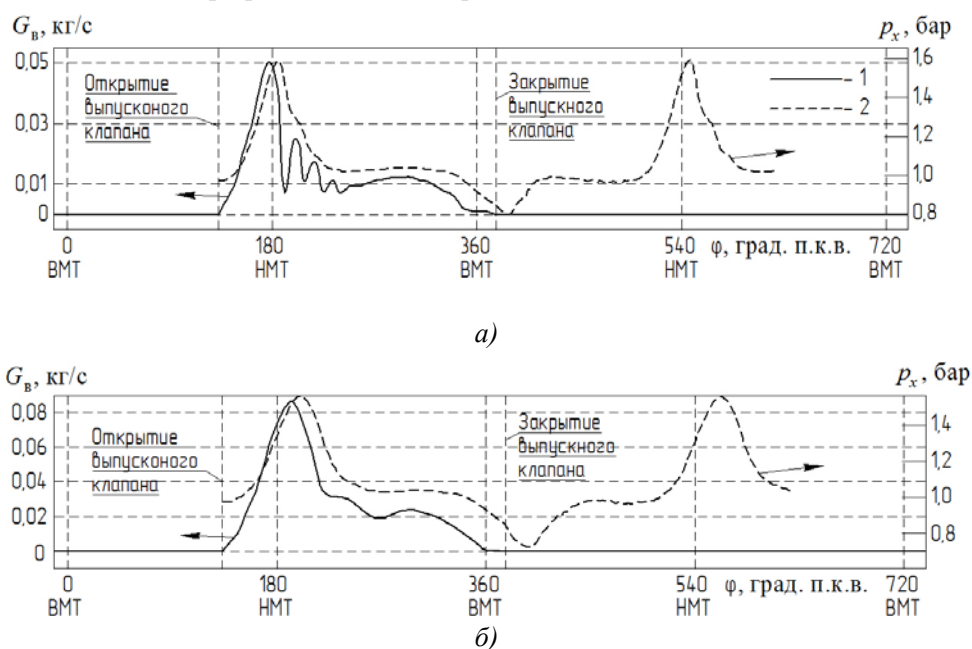


Рис. 4. Расчетные зависимости расхода воздуха G_v (1) и давления p_x (2) в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала ϕ при разных частотах вращения коленчатого вала n , мин^{-1} : а – 1500; б – 3000

В данном случае результаты численного моделирования достаточно хорошо совпадают с классической теорией рабочих процессов ДВС в плане описания протекания процессов газообмена.

Так, после открытия выпускного клапана и приблизительно до НМТ наблюдается период свободного выпуска. Истечение газов из цилиндра происходит вследствие того, что давление в цилиндре в начале выпуска и давление вплоть до НМТ выше давления в выпускном канале.

Далее от НМТ до ВМТ происходит принудительный выпуск. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются, в основном, скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к

площади поршня. Следует отметить, что эта скорость также существенно зависит от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе.

Во время перекрытия клапанов в двигателе без наддува давление в цилиндре в начале открытия впускного клапана выше давления во впускном трубопроводе; соответственно, продукты сгорания вытекают одновременно через выпускной клапан и открывающийся впускной клапан, т.е. происходит заброс продуктов сгорания во впускной трубопровод. Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод может продолжаться и после ВМТ, пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускным клапанами. Из рис. 4 видно, что после ВМТ изменение расхода газа практически прекращается. Во избежание чрезмерного заброса газов и ухудшения наполнения цилиндра угол перекрытия клапанов в двигателях без наддува выполняют небольшим, по сравнению с комбинированными ДВС.

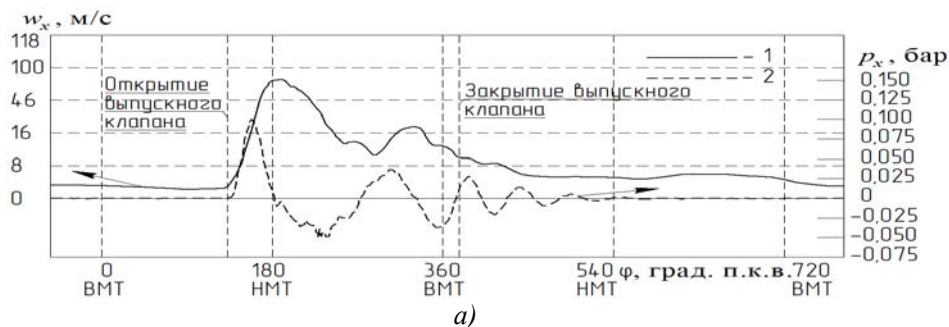
При этом известно [5, 6], что о режиме течения в выпускном канале нельзя вполне достоверно судить только по отношению среднего давления за выпускным клапаном и давлению в цилиндре. Необходимо учитывать, что во время свободного выпуска в выпускном канале образуется волна давления большой амплитуды и критический режим течения обычно наступает до НМТ, а после НМТ перепад давления и скорость понижаются до значений, характерных для принудительного выпуска. При этом результаты численного моделирования подтверждают существование волн давления, образующихся в выпускном канале, однако на изменение расхода газа они никак не сказываются (рис. 4).

Для сравнения результатов физико-математического моделирования и экспериментальных исследований процесса выпуска обратимся к рис. 5, на котором представлены зависимости скорости потока воздуха w_x и давления p_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном канале при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала.

Сопоставление рис. 4 и 5 показывает, что общий вид кривых изменения скорости потока воздуха и давления в выпускном канале поршневого двигателя, полученных экспериментально и численными методами, подобны за исключением двух моментов:

- при экспериментальных исследованиях после закрытия выпускного клапана скорость потока не обращается в ноль;
- после закрытия выпускного клапана наблюдаются некоторые колебания давления газов, наиболее ярко выраженные при высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Аналогичные результаты получены авторами и для двигателя с наддувом. Однако ввиду ограниченного объема статьи эти результаты не входят в данную статью; они представлены в монографии [7].



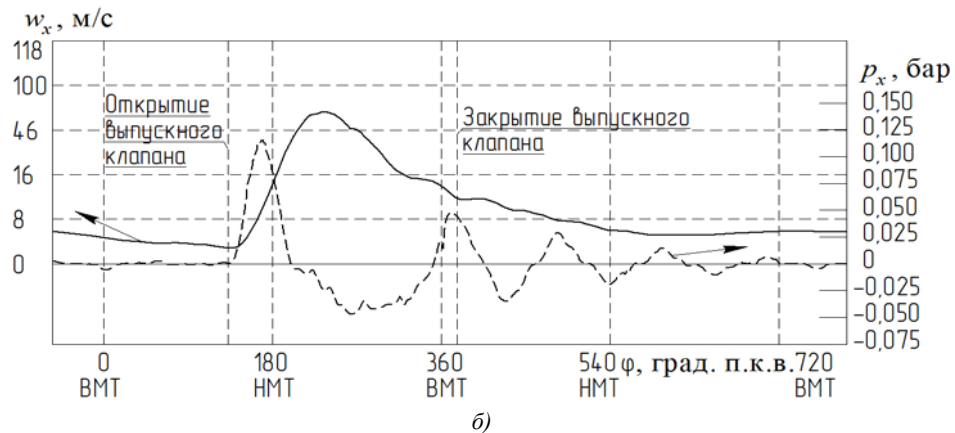


Рис. 5. Экспериментальные зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и давления p_x (2) от угла поворота коленчатого вала φ в выпускном канале при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала n , мин^{-1} : а – 600; б – 3000

На основании вышеизложенного сопоставления результатов численного моделирования и экспериментальных исследований процессов газообмена в поршневых двигателях с наддувом и без него можно сделать следующие основные выводы об использовании принципов физико-математического моделирования в научной и инженерной работе в области двигателестроения.

1. Методы численного моделирования могут быть использованы исключительно как оценочные для прогнозирования основных характеристик процессов газообмена в двигателях внутреннего сгорания и ни в коей мере не заменяют опытно-конструкторские работы по совершенствованию рабочего цикла и отработке элементов конструкций поршневых ДВС.

2. Наиболее достоверные результаты численного моделирования имеют место в периоды открытых клапанов, тогда как в остальном промежутке рабочего цикла двигателя результаты выглядят сомнительно и должны быть проверены экспериментально.

3. Даже в тех случаях, когда результаты физико-математического моделирования процессов впуска и выпуска в поршневых ДВС вполне достоверны, их необходимо дополнять лабораторными (и желательно натурными, промышленными) исследованиями.

4. Проведение физико-математического моделирования является рациональным этапом подготовки к экспериментальным исследованиям.

5. Необходима разработка математических моделей, которые бы учитывали пульсационные явления в газоздушных трактах ДВС после закрытия впускных и выпускных клапанов, т. е. во время всего рабочего цикла двигателя.

Следует отметить, что до настоящего времени нет аналитических методов, позволяющих достаточно точно рассчитать гидромеханику движения газа в камере сгорания, а также решить частные задачи, связанные с описанием течения во впускном и выпускном тракте или в клапанной щели в реальном, неустановившемся процессе. Это связано с трудностями описания трехмерного течения газов с внезапными препятствиями и сложной пространственной структурой потока в криволинейных каналах, взаимодействием потоков между собой, а также переменными геометрическими условиями. Известно, что в каналах возникают неустойчивые зоны перехода потока из ламинарного в турбулентный режим течения, области отрыва пограничного слоя. Структура потока характеризуется переменными по времени и месту числами Рейнольдса, уровнем нестационарности, интенсивностью и масштабом турбулентности. Все эти факторы делают практически невозможным достоверное

математическое моделирование рассматриваемых процессов. Другой важной особенностью газообмена в поршневых ДВС является то, что процессы впуска и выпуска объединены общим циклом, а следовательно, влияют друг на друга, имеют взаимосвязанный физический механизм. Исследование таких динамических процессов численным моделированием из-за математических проблем, возникающих при использовании сложных моделей, допустимо лишь для их сравнительного анализа.

Summary

The results of mathematical modeling and experimental studies of the gas exchange processes in the intake and exhaust tracts piston engines with supercharging and without him was presented in the article. Modeling on the basis of software Diesel-RK, developed in the MSTU named after N. Bauman was made in the work. Experimental studies were conducted on full-scale models of the single-cylinder engine. The calculated and experimental dependences of change of the instantaneous velocity and pressure of the gas flow in the gas paths from the crank angle were presented in the article. The comparison of the results of the studies are summarized. It was found that the most reliable results of numerical simulation are in periods of open valves.

Key words. *Mathematical simulation, process inlet and outlet, experimental investigations, gas exchange, piston internal combustion engine*

Литература

1. Плотников Л.В. Динамические характеристики процесса впуска в поршневом ДВС / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. 2009. № 1. С. 135-143.
2. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, А.В. Крестовских, Д.Л. Падаляк // Вестник академии военных наук. 2011. № 2. С. 267-270.
3. Плотников Л.В. Экспериментальные определения показателей качества процессов газообмена поршневых ДВС: Учебное пособие / Л.В. Плотников. Екатеринбург: УрФУ, 2013. 76 с.
4. Плохов С.Н., Плотников Л.В., Жилкин Б.П. Термоанемометр постоянной температуры. Патент на полезную модель G01P 5/12 № 81338 от 10.03.2009; заяв. 2008135775/22 от 03.09.2008. Оpubл. 10.03.2009 бюл. № 7.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 368 с.
7. 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.

Поступила в редакцию

06 апреля 2015 г.

Плотников Леонид Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). Тел: 8(922)291-64-50. E-mail: plotnikovlv@mail.ru.

Жилкин Борис Прокопьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теоретическая теплотехника» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). Тел: 8(912)2240402. E-mail: tot@ustu.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, директор Уральского энергетического института, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (УрФУ). Тел: 8(343)375-48-51. E-mail: turbine66@mail.ru.