

На правах рукописи

ШЕСТАКОВ ДМИТРИЙ СЕРГЕЕВИЧ

**ГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ВО ВПУСКНОМ
ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ НАДДУВЕ ПОРШНЕВОГО ДВС**

Специальности: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника;
05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург – 2012

Работа выполнена в ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» на кафедрах «Теоретическая теплотехника» и «Турбины и двигатели».

- Научный руководитель: доктор физико – математических наук, профессор Жилкин Борис Прокопьевич.
- Научный консультант: доцент, кандидат технических наук Плотников Леонид Валерьевич.
- Официальные оппоненты: Буланов Николай Владимирович, доктор физико – математических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Уральский государственный университет путей сообщения», профессор;
Шароглазов Борис Александрович, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет», профессор.
- Ведущая организация: ОАО «Специальное конструкторское бюро турбоагрегатов», г. Пенза.

Защита диссертации состоится 29 мая 2012 года в 16.00 на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ) по адресу: г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5 (8-й учебный корпус УрФУ), ауд. Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УрФУ.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ФГАОУ ВПО «УрФУ», ученому секретарю совета университета.

Тел. (343) 375-45-74, (343) 375-48-51, факс.: (343) 375-94-62.

e-mail: d21228507@gmail.com, dima-shestakov83@mail.ru.

Автореферат разослан 27 апреля 2012 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Аронсон К. Э.

Актуальность работы

Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания с наддувом в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в их газовоздушных трактах, в частности во впускном трубопроводе. Динамика входящего потока воздуха в поршневом ДВС с наддувом оказывает влияние на состав смеси и далее на весь рабочий процесс двигателя. Имеющиеся во впускном трубопроводе колебания потока воздуха могут вызвать разность рабочего процесса по расходу воздуха в многоцилиндровом двигателе. Кроме того, экспериментальные исследования показывают влияния колебания давления во впускном трубопроводе на уменьшение КПД центробежного компрессора. Сведений о динамике протеканий процесса впуска в поршневом ДВС с наддувом чрезвычайно мало.

Целью работы является установление закономерностей изменения газодинамических и тепловых характеристик потока во впускном трубопроводе в процессе наполнения цилиндра свежим зарядом при наддуве поршневого ДВС от геометрических и режимных факторов.

Научная новизна основных положений работы заключается в том, что автором впервые:

- установлены зависимости мгновенных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потока во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора, в том числе при разных долях сброса сжатого воздуха;

- выявлены существенные отличия газодинамических и теплообменных характеристик потока во впускном тракте поршневого ДВС с наддувом от такового без наддува;

- получены амплитудно-частотные характеристики пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи в потоке во

впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, в том числе при разных долях сброса сжатого воздуха;

- определены закономерности изменения скорости, давления и мгновенного локального коэффициента теплоотдачи на начальном участке трубопровода после компрессора свободного турбокомпрессора при различных продольных профилях данного участка;

- обобщены в виде эмпирических уравнений экспериментальные данные по мгновенной локальной теплоотдаче пульсирующего потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом;

- предложен дополнительный способ согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора путем изменения геометрии начального участка впускного трубопровода;

- разработан и исследован эффективный способ уменьшения пульсаций давления и скорости потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, а также метод снижения локального коэффициента теплоотдачи. Показано, что дозированный сброс нагнетаемого воздуха из впускного трубопровода снижает пульсации давления в нем на 30 %.

Достоверность результатов основывается на надежности экспериментальных данных, обусловленной тем, что они получены сочетанием независимых методик исследования и подтверждены воспроизводимостью результатов опытов, хорошо согласуются на уровне тестовых опытов с данными других авторов, а также применением комплекса современных методов исследования, тщательным подбором измерительной аппаратуры, ее систематической проверкой и тарировкой.

Практическая значимость. Полученные экспериментальные данные расширяют теоретические представления о газодинамике и локальной теплоотдаче потока воздуха в процессе впуска в поршневых ДВС с наддувом и создают основу для разработки инженерных методик расчета и проектирования впускных систем двигателей с наддувом. Разработаны эф-

фективные методы повышения качества процесса впуска и их конструктивного оформления, что может привести к улучшению технико – экономических показателей ДВС. Отдельные результаты работы приняты к реализации на ООО «Уральский дизель-моторный завод» при проектировании и модернизации двигателей 6ДМ-21Л, 8ДМ-21Л, 8ДМ-21ЭЛ, 12ДМ-21Л.

Автор защищает:

- экспериментальные данные по газодинамике и мгновенному локальному коэффициенту теплоотдачи во впускном трубопроводе при наддуве ДВС;
- результаты обобщения данных по мгновенному локальному коэффициенту теплоотдачи потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом с учетом доли сброса;
- способ согласования расходных характеристик турбокомпрессора и двигателя;
- способ гашения пульсаций потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом.

Личный вклад автора состоит в том, что им на основе анализа литературных источников поставлены задачи исследования, разработаны методики проведения опытов, спроектированы и отлажены экспериментальные установки, проведены опыты, обработаны, проанализированы и обобщены полученные экспериментальные данные. Автором предложен способ уменьшения пульсаций давления и скорости потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом.

Апробация работы. Основные результаты исследований, изложенных в диссертации, докладывались и были представлены на межрегиональной научно-технической конференции в Челябинском высшем военном автомобильном командно-инженерном училище (г. Челябинск, 2010); научных семинарах кафедр «Теоретическая теплотехника» и «Турбины и

двигатели» (г. Екатеринбург, УрФУ, 2009 - 2012); научно-техническом семинаре при ООО «Уральский дизель – моторный завод» (г. Екатеринбург, 2012); всероссийской студенческой олимпиаде, научно-практической конференции и выставке работ студентов, аспирантов и молодых ученых «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» (г. Екатеринбург, УрФУ, 2011); техническом семинаре при ООО «Газпромтранс» Астраханский филиал (г. Астрахань, 2012); научно-техническом семинаре (г. Челябинск, ЮУрГУ, 2012).

Основные положения диссертации опубликованы в 5 печатных работах, в том числе 2 в изданиях, рекомендованных ВАК. Получено положительное решение по заявке на патент РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 113 наименований, и 4 приложений. Она изложена на 129 страницах компьютерного набора в программе MS Word и снабжена по тексту 65 рисунками и 2 таблицами.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, поставлены цель и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая ценность результатов работы, дана её общая характеристика и изложено краткое содержание.

В первой главе приведен обзор литературных источников, посвященных проблемам исследования газодинамики и теплообмена процессов впуска в ДВС, в том числе с наддувом. Рассматриваются известные методы исследования. Представлены основные результаты, полученные различными исследователями по закономерностям газодинамики и теплообмена потока воздуха во впускном трубопроводе ДВС с наддувом и без него.

На основе выполненного автором анализа литературных данных сформулированы следующие основные задачи исследования:

1) установить зависимости мгновенных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потока во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора, в том числе при разных долях сброса сжатого воздуха;

2) получить амплитудно-частотные характеристики пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи, возникающие в потоке во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом;

3) выявить отличия газодинамических и теплообменных характеристик потока во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от таковых без наддува;

4) определить закономерности изменения скорости, давления и мгновенного локального коэффициента теплоотдачи на начальном участке трубопровода после компрессора свободного турбокомпрессора при различных продольных профилях данного участка трубопровода;

5) предложить способ согласования расходных характеристик двигателя и турбокомпрессора;

6) разработать и исследовать способ уменьшения пульсаций потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом.

7) обобщить в виде эмпирических уравнений экспериментальные данные по мгновенной локальной теплоотдаче пульсирующего потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, в том числе по с учетом результатов по пункту 6.

Во второй главе приводится описание экспериментальных установок и методик исследований.

Для исследования газодинамики и теплообмена процессов впуска при наддуве поршневого двигателя внутреннего сгорания спроектирована

и изготовлена экспериментальная установка (рис. 1). Установка представляет собой натурную модель одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания с наддувом размерности 8,2/7,1, коленчатый вал которой приводится во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулируется преобразователем частоты *Altivar 31* фирмы *Shneider Electric* в диапазоне до 3000 об/мин с точностью $\pm 0,1$ %. Фазы газораспределения и подъем клапана соответствуют штатным.

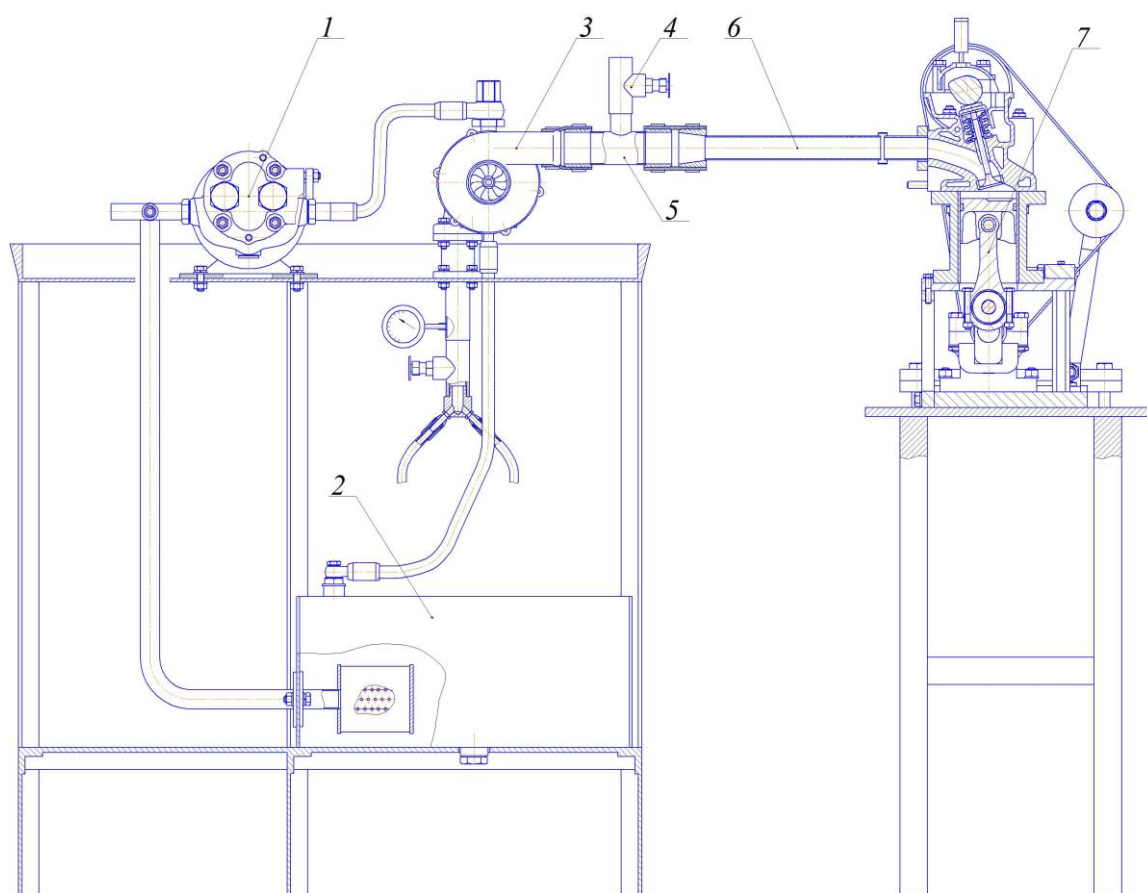


Рис. 1. Поперечный разрез экспериментальной установки:

1 – агрегат маслозакачивающий; 2 – бак масляный; 3 – турбокомпрессор; 4 – регулировочный вентиль; 5 – входной участок трубопровода; 6 – измерительный канал; 7 – поршневая часть

Наддув осуществляется турбокомпрессором размерности ТКР6, турбина которого приводится во вращение сжатым воздухом из магистрали. Турбокомпрессор имеет автономную систему смазки.

Сжатый в компрессоре турбокомпрессора воздух выходит во впускной трубопровод 5 круглого сечения, в котором имеется регулировочный вентиль 4 для выпуска части воздуха. Далее следует измерительный канал длиной 250 мм и внутренним диаметром 32 мм. В нем имеются отверстия для установки датчиков скорости и теплоотдачи, а также бонка для монтажа датчика давления наддува. Измерительный канал присоединяется к вспомогательной трубе того же диаметра, закрепленной на головке поршневой части.

Для проведения исследований на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы *L-Card* модели *E14-140* создана автоматизированная система сбора данных, передающая информацию в персональный компьютер. В ней для определения средней по сечению скорости потока воздуха w и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции, содержащей блок защиты нити от перегрева. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной по оси впускного канала, тогда как при определении α_x применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, он монтировался заподлицо со стенкой впускного трубопровода. Систематическая ошибка измерения w составляла 5,4 %, а локального коэффициента теплоотдачи – 10 %. Замер частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производились тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика, закрепленного на опорной плите. Для измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора использовался цифровой бесконтактный тахометр. Для измерения непрерывного давления наддува использовался цифровой датчик давления фирмы *PROSOFT SYSTEMS* модели *S-10* с диапазоном показаний до 2,5 бар, погрешностью

0,5 %. Сигналы со всех датчиков поступают в АЦП, который преобразовывает аналоговую информацию (напряжение) в цифровой код. Далее сигнал передается в компьютер, где обрабатывается в программе *Lgraph 2.0*.

В третьей главе рассматриваются газодинамические, теплообменные и расходные характеристики потока на начальном участке впускного трубопровода после компрессора турбокомпрессора и во впускном трубопроводе в целом поршневого ДВС с наддувом.

Вначале обосновывается методическая целесообразность рассмотрения при анализе гидравлической характеристики системы впуска поршневого ДВС с наддувом в виде двух составных элементов: турбокомпрессора и присоединенной сети, состоящей в свою очередь из впускного трубопровода и двигателя. Тогда корректировку характеристики сети можно производить, в частности, путем изменения продольного профилирования сечения впускного трубопровода.

Одним из основных технологических показателей турбокомпрессора является массовый расход воздуха. Как известно, изменение расхода воздуха через ТК – эффективный способ согласования режимов работы двигателя и турбокомпрессора. При этом двигатель и ТК подбираются таким образом, чтобы оптимальные их технико-экономические характеристики достигались только в узком диапазоне работы энергоустановки.

Для того чтобы разработать меры корректировки расходных характеристик двигателя и турбокомпрессора, проведено исследование газодинамики потока воздуха в коротком канале за компрессором турбокомпрессора со свободным выпуском, то есть турбокомпрессора как такового без влияния поршневой части 7.

В результате проведенных испытаний установлено, что размещение во впускном трубопроводе за компрессором конфузора (со степенью сужения 1,45) приводит к снижению расхода воздуха в среднем на 10 %, а при дополнительной установке диафрагмы – уже на 50 % по сравнению со сво-

бодным сечением на выходе из компрессора. На этом основании следует полагать, что размещение во впускном канале поршневого ДВС вставки с автоматически регулируемой конфигурацией, например, диафрагмы с изменяемым поперечным сечением (лепестковой диафрагмы) позволит расширить диапазон эффективной работы двигателя с наддувом и получить дополнительную возможность согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора.

Дополнительная информация о природе турбулентных пульсаций и механизме подогрева свежего заряда во впускном трубопроводе после компрессора турбокомпрессора получена путем амплитудно-частотного анализа пульсаций скорости и локального коэффициента теплоотдачи. На рис. 2 представлены собственные спектры пульсаций давления потока воздуха в коротком впускном трубопроводе после компрессора, полученные по программе *Lgraph2* с помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье. Полученные спектры свидетельствуют об образовании уже в проточной части компрессора вихревых структур.

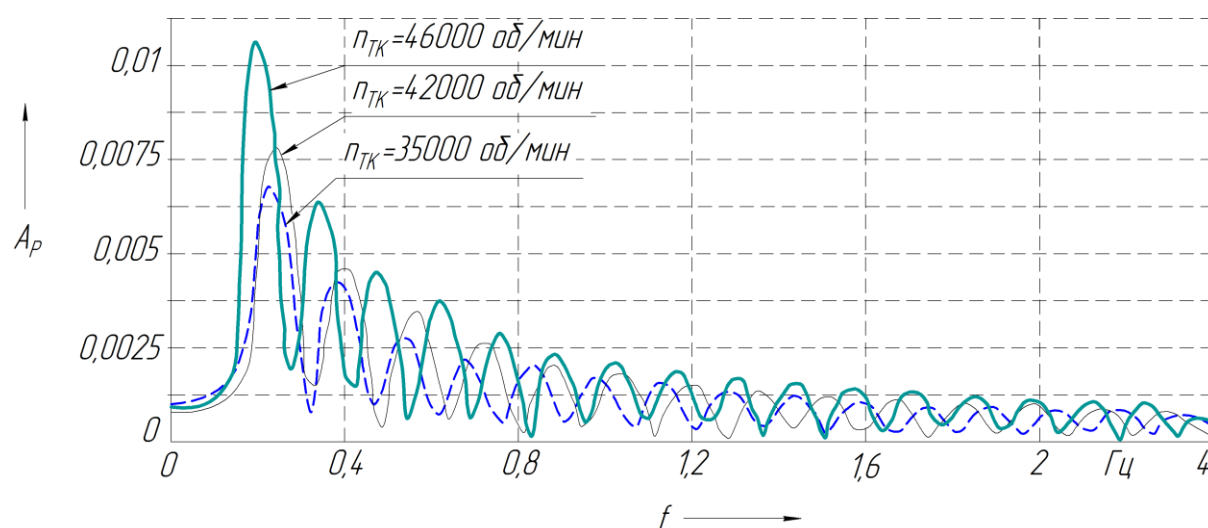


Рис. 2. Амплитудно-частотные спектры пульсации давления A_p при различной частоте вращения ротора n_{TK} свободного турбокомпрессора в коротком трубопроводе с конфузورным сечением

Перед экспериментальным исследованием процессов в полной впускной системе в целях установления характера и диапазона изменения контрольных величин во впускном трубопроводе установки проведено численное моделирование с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК.

Контрольные расчеты показали, что при применении наддува происходит увеличение скорости потока в трубопроводе w , а также смещение ее пика по углу поворота коленчатого вала. Момент достижения максимального значения w наступает раньше на величину до 100 градусов ПКВ. Кроме того, на средних и высоких режимах отсутствует характерная зона перегибов на участке ускорения потока, а протяженность плато максимальной величины скорости в 2-3 раза короче. Все это, по видимому, связано с газодинамическим напорным воздействием компрессора.

Проведенные эксперименты подтвердили известные закономерности: с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора при данной частоте вращения поршневой части среднее давление наддува возрастает; с увеличением частоты вращения поршневой части при данной частоте вращения ротора турбокомпрессора давление и скорость потока становятся больше. Вместе с тем обнаружено, что пик максимума скорости при этом смещается вправо по углу поворота коленчатого вала на величину до 50°, а скачки давления усиливаются (рис. 3). При нарастании частоты вращения ротора турбокомпрессора происходит уменьшение пульсаций скорости, и аналогично с увеличением частоты поршневой части пульсационные эффекты также сглаживаются, тогда как в безнаддувной установке с увеличением частоты поршневой части пульсационные эффекты, напротив, увеличивались. Оказалось, что при низких частотах вращения (600 об/мин) существует небольшой провал скорости в районе НМТ перед участком начала ускорения потока.

С увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора происходит усиление пульсационных эффектов по скорости и давлению, тогда как с увеличением частоты поршневой части пульсационные эффекты сглаживаются. При всех частотах вращения двигателя в период от 180 до 360 градусов ПКВ (после момента открытия впускного клапана до его закрытия) пульсации давления значительно уменьшаются по сравнению с остальным периодом работы двигателя.

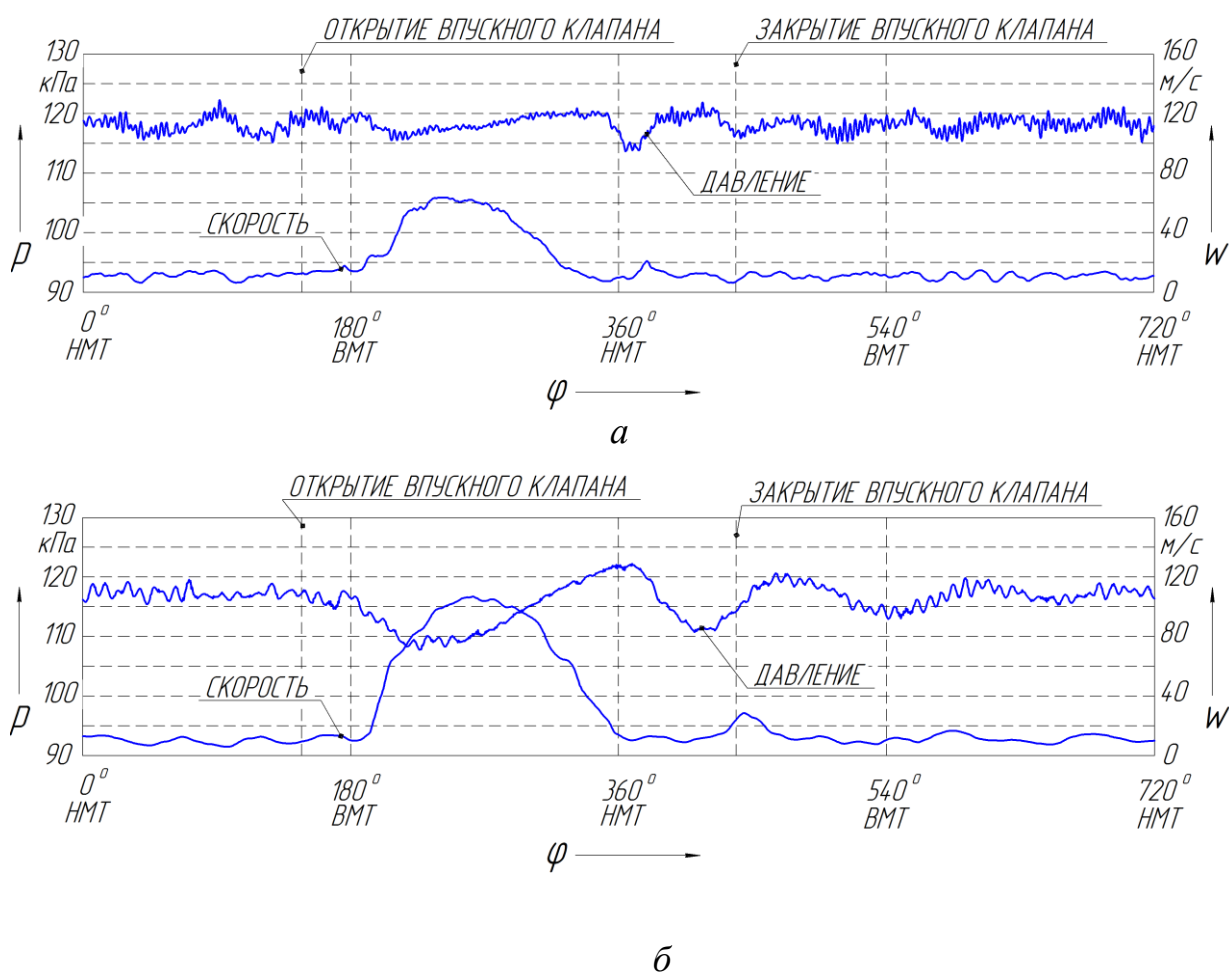


Рис. 3. Зависимость давления p и скорости потока воздуха w во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала φ при $n_{TK}=42000$ об/мин при различных частотах вращения ротора:

$a - n=600$ об/мин; $б - n=1500$ об/мин

Пульсационные явления, наблюдаемые на всех режимах, особенно проявляющиеся при низких и средних частотах вращения поршневой части, приводят к уменьшению наполнения цилиндра воздухом, к неидентичному наполнению цилиндров в многоцилиндровом дизеле, увеличивают уровень шума и уменьшают моторесурс двигателя в целом. Следовательно, необходимо решать проблему их гашения какими-либо конструктивными способами.

В четвертой главе представлены результаты изучения мгновенной локальной теплоотдачи во впускном трубопроводе при наддуве поршневого двигателя внутреннего сгорания в условиях гидродинамической нестационарности (ускорение и замедление потока воздуха).

В коротком круглом трубопроводе после свободного компрессора турбокомпрессора с уменьшением сечения канала на одинаковых режимах работы ТК амплитуда колебаний локального коэффициента теплоотдачи α_x уменьшается (рис. 4): так, при использовании диафрагмы на высоких режимах она уменьшилась в 2,5 раза. В то же время при одинаковых сечениях с увеличением частоты вращения ротора амплитуда колебаний локального коэффициента теплоотдачи также уменьшается (при использовании той же диафрагмы она снижается в 2,5 раза).

Было установлено, что во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом в отличие от безнаддувного даже при низкой частоте вращения ротора ТК (рис. 5) возрастают как максимальные значения α_x в период между открытием впускного клапана (с 95 до 180 Вт/(м²·К) при $n=1500$ об/мин и с 120 до 245 Вт/(м²·К) при $n=3000$ об/мин), так и средние до открытия (с 45 до 60 Вт/(м²·К) при $n=1500$ об/мин и с 50 до 100 Вт/(м²·К) при $n=3000$ об/мин) и после закрытия впускного клапана. При наддуве пик максимума теплоотдачи наступает раньше на угол $\Delta\varphi = 100^\circ$ при $n=1500$ об/мин и уменьшается до угла $\Delta\varphi = 40^\circ$ при $n=3000$ об/мин.

Интенсивность колебаний локального коэффициента теплоотдачи уменьшается с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора. При этом с увеличением частоты вращения коленвала локальный коэффициент теплоотдачи возрастает. Такая же тенденция наблюдается и в безнаддувных двигателях, но там α_x имеет меньшие значения: при $n_{TK}=42000$ об/мин локальный коэффициент теплоотдачи ниже примерно на $50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

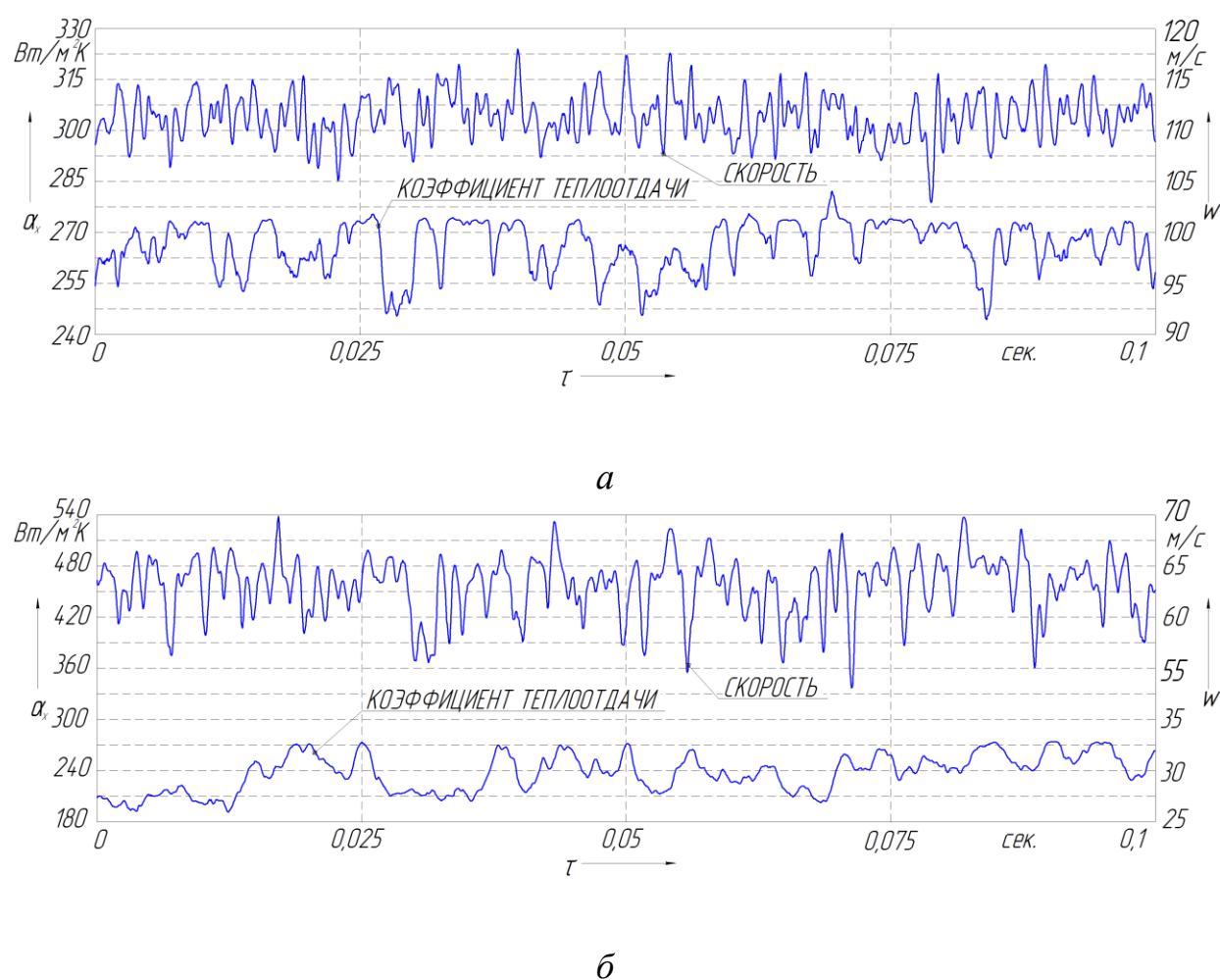


Рис. 4. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x (расстояние от выходного патрубка $l_x=150$ мм) и скорости потока воздуха w от времени τ в трубопроводе после компрессора свободного турбокомпрессора при $n_{TK}=42000$ об/мин:

а) в сечении с конфузором; б) в сечении с конфузором и диафрагмой

Было выявлено, что с увеличением частоты вращения коленвала пик максимума локального коэффициента теплоотдачи смещается вправо по углу поворота коленчатого вала.

С ростом частоты вращения ротора ТК при данной частоте вращения коленчатого вала средний по углу φ локальный коэффициент теплоотдачи возрастает, но мгновенный максимум α_x его при этом уменьшается до 50 %.

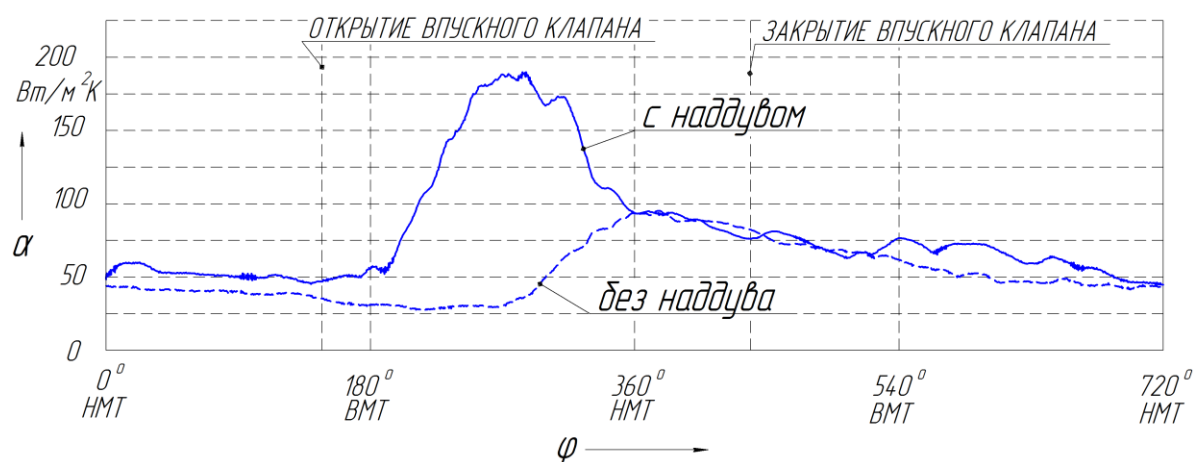


Рис. 5. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи α_x ($l_x = 150$ мм) от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом ($n_{TK} = 35000$ об/мин) и без наддува при $n = 1500$ об/мин

При этом заметное изменение α_x при всех n начинается во всех случаях с угла поворота коленчатого вала $\varphi \geq 190^\circ$, а максимального значения α_x достигает также в одном периоде $270^\circ < \varphi < 320^\circ$, что значительно отличается от двигателя без наддува, у которого максимум α_x лежит в пределах $375^\circ < \varphi < 420^\circ$. Изменение локального коэффициента теплоотдачи становится менее выраженным при $\varphi = 400^\circ$ при всех частотах вращения коленчатого вала. Таким образом, существует общая закономерность изменения α_x во впускном трубопроводе ДВС с наддувом при всех частотах вращения коленчатого вала.

В пятой главе рассматривается разработанный на основе результатов исследования метод гашения пульсаций потока во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом.

Анализ результатов проведенных исследований позволил сделать вывод о том, что причиной интенсивных пульсаций потока может служить избыточная по отношению к двигателю производительность на некоторых режимах.

Стабилизация потока воздуха во впускном трубопроводе (снижения пульсаций скорости и давления) может быть достигнута сбросом определенной доли воздуха из впускного трубопровода, для чего был использован регулировочный вентиль 4 (см. рис. 1).

Для обобщения результатов исследования количество выпускаемого воздуха при различных режимах будем выражать не через конструктивный параметр (относительное раскрытие клапана), а через физический – через относительный сброс:

$$G^* = \frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{пол}}} = \frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{вып}} + G_{\text{двиг}}},$$

где $G_{\text{пол}}$ – расход воздуха, сжатого в компрессоре;

$G_{\text{вып}}$ – средний расход воздуха, выпускаемого через клапан;

$G_{\text{двиг}}$ – расход воздуха, попавшего в двигатель.

Было установлено, что при дозированном сбросе пульсации давления и скорости значительно уменьшаются (рис. 6).

Так, при определенной доле сброса на частоте вращения ротора $n_{\text{TK}}=42000$ об/мин при $n=600$ об/мин и $n=1500$ об/мин (см. рис. 6 а, б) амплитуда пульсаций давления уменьшается в 3 с лишним раза, а при $n=3000$ об/мин до момента открытия впускного клапана – в 4 с лишним раз.

Следует отметить, что при низких частотах вращения ротора ТК $n_{TK}=35000$ об/мин и $n=600$ об/мин имеется падение среднего давления в трубопроводе, оно невелико и составляет 2-3 кПа, то есть 1,6 %. Вместе с тем при сбросе общий расход воздуха через компрессор повышается (будет показано далее), а частота вращения ротора остается неизменной, поэтому можно утверждать, что на характеристике компрессора рабочая точка движется по нисходящей ветви вправо, удаляясь от границы помпажа. На средних и высоких частотах вращения ротора ТК среднее значение давления не изменилось (см. рис. 6), то есть на характеристике компрессора режим прошел по прямой части ветви. Таким образом небольшое снижение давления на малых оборотах при сбросе воздуха вызвано лишь особенностями профилирования проточной части данного компрессора и не влияет на общую картину.

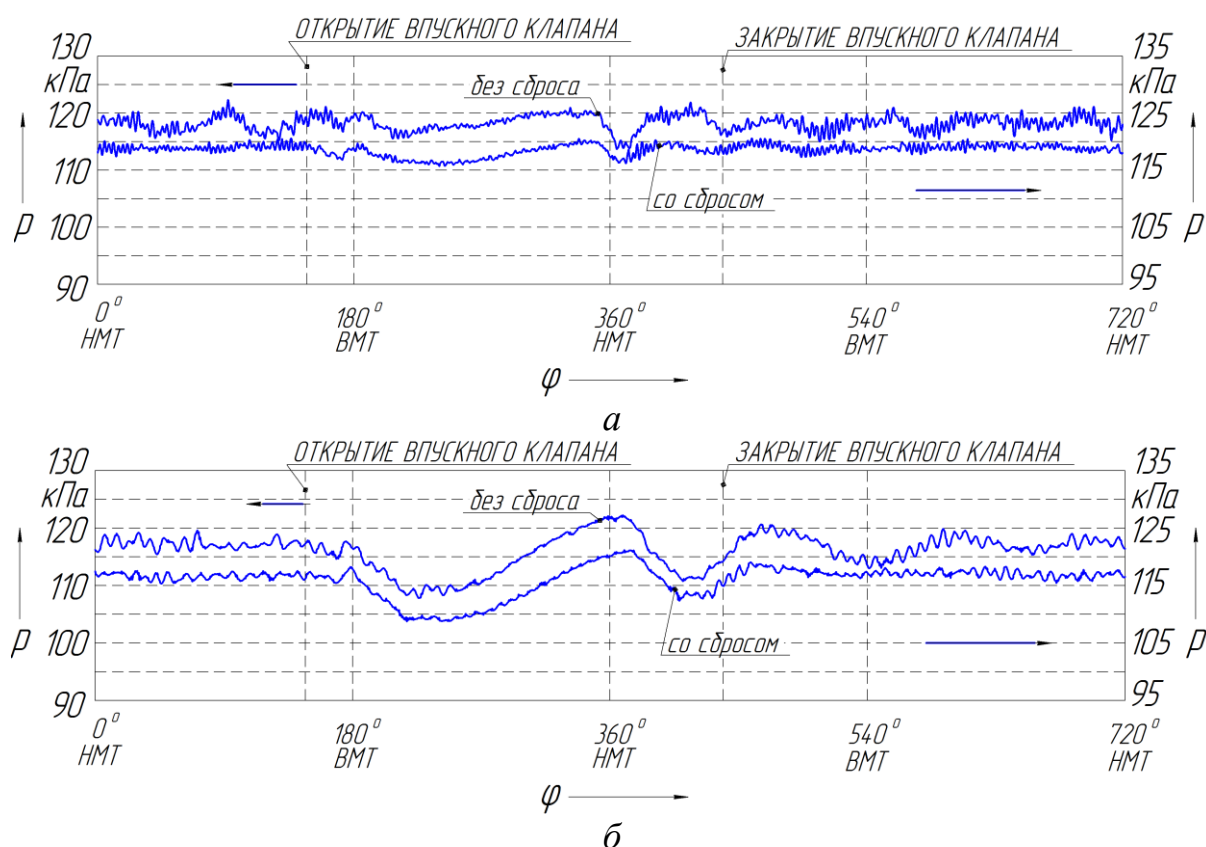


Рис. 6. Сравнение зависимостей давлений потока воздуха p от угла φ во впускном трубопроводе ($l_x=150$ мм) поршневого ДВС с наддувом без сброса ($G=0$) и со сбросом при $n_{TK}=42000$ об/мин (оси смещены):

а) – $n=600$ об/мин; $G=0,3$; б) – $n=1500$ об/мин; $G=0,2$

При дозированном сбросе изменяются также и значения локального коэффициента теплоотдачи (рис. 7). При высоких оборотах коленчатого вала ($n_{TK}=35000$ об/мин и $n=3000$ об/мин) и открытом клапане снижение теплоотдачи может достигать 38 %, что, по видимому, связано с резким снижением интенсивности турбулентных пульсаций в системе впуска.

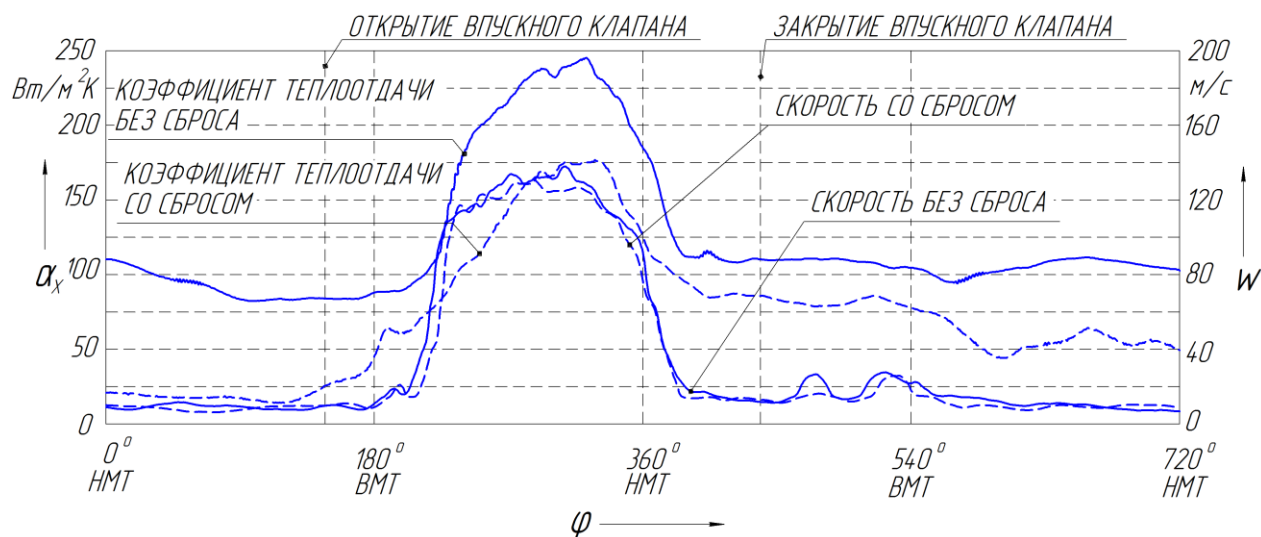


Рис. 7. Сравнение зависимостей скорости потока воздуха w и локального коэффициента теплоотдачи α_x ($l_x=150$ мм) от угла φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом без сброса ($G^*=0$) и со сбросом ($G^*=0,12$) при $n_{TK}=35000$ об/мин и $n=3000$ об/мин

Сравнивая закономерности изменения скорости потока воздуха и локального коэффициента теплоотдачи, можно сделать следующие выводы. Величина скорости потока при регламентированном сбросе воздуха меняется незначительно. Так, при $n_{TK}=35000$ об/мин и $n=600$ об/мин максимальная величина скорости потока снизилась примерно на 6 %, тогда как амплитуда колебаний скорости упала в 5 раз.

Следует подчеркнуть, что регламентированный выпуск сжатого воздуха после компрессора не приводит к существенному изменению массового расхода через двигатель. Это вызвано тем, что средняя скорость потока воздуха во впускном тракте (после регулируемого клапана) не изме-

нилась. Небольшие отклонения расхода $G_{\text{двиг}}$ при подобранных долях сброса находятся в пределах погрешности датчика.

Таким образом, было установлено, что при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока, а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель. Были составлены режимные карты, позволяющие определить оптимальную величину G в зависимости от n и $n_{\text{ТК}}$ (рис. 8).

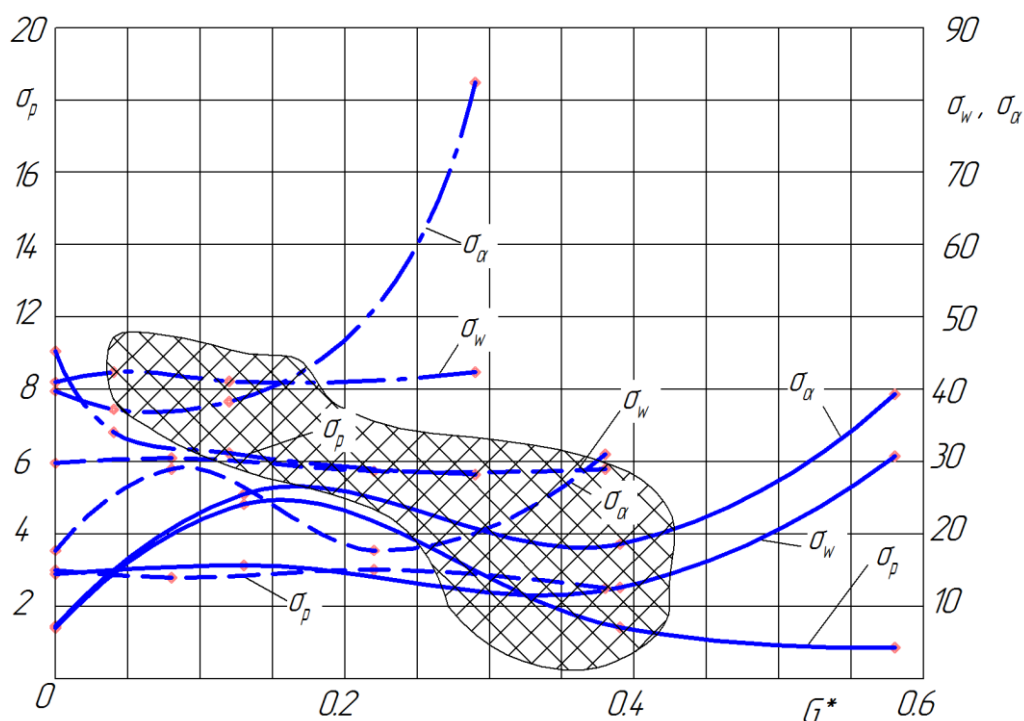


Рис. 8. Зависимости отклонений пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи от относительного сброса при частоте вращения ротора ТК 46000 об/мин (области оптимальных режимов выделены штриховкой):

———— 600 об/мин; — — — — 1500 об/мин; — · — · — 3000 об/мин

В результате аппроксимации экспериментальных данных, проведенной методом наименьших квадратов, получены уравнения для расчета мгновенного локального коэффициента теплоотдачи и давления потока

воздуха с погрешностью 8 %. Для определения распределения α_x по длине впускного трубопровода была использована специальная методика тепловизионной диагностики. При этом, для того, чтобы получить более простое расчетное уравнение, зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была разбита на два участка – подъема ($150^\circ < \varphi < 290^\circ$) и спада ($290^\circ < \varphi < 440^\circ$). Предлагаемые уравнения размерные, поскольку режим течения определяется частотами вращения коленчатого вала n и ротора турбокомпрессора n_{TK} , а рабочей средой является исключительно воздух как обычный окислитель для сжигания топлива.

Расчетное уравнение для вычисления α_x , Вт/(м²·К), во впускном трубопроводе двигателя размерностью 8,2/7,1 с наддувом турбокомпрессором ТКР6 имеет следующий вид:

- для стадии подъема ($150^\circ < \varphi < 290^\circ$)

$$\alpha_x^I = 0,25 \cdot n^{0,06} \cdot n_{TK}^{0,05} \cdot (lgl_x)^{0,5} \cdot (\varphi - 115)^{0,65} \cdot (1 + 0,08 \cdot (T - 273)) \cdot K;$$

- для стадии спада ($290^\circ < \varphi < 440^\circ$)

$$\alpha_x^{II} = 12,5 \cdot n^{0,2} \cdot n_{TK}^{0,15} \cdot (lgl_x)^{0,5} \cdot (\varphi - 115)^{-1,41} \cdot 10 \cdot (T - 273) \cdot K,$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/мин ($600 < n < 3000$);

n_{TK} – частота вращения ротора турбокомпрессора, об/мин ($35000 < n < 50000$);

φ – угол поворота коленчатого вала, град ($150^\circ < \varphi < 290^\circ$);

T – температура окружающей среды, К ($233 < T < 313$);

l_x – расстояние от входа в канал до расчетного сечения, мм ($1 < l_x < 250$);

K – поправочный коэффициент, зависящий от доли сброса воздуха.

Для реализации метода регулирования процесса впуска ДВС с наддувом предложено использовать электромагнитный клапан. Разработан алгоритм автоматического управления этим клапаном. Выполнена конструктивная проработка установки клапана на дизеле 8ДМ-21ЛМ.

Основные результаты работы

Разработаны методики, спроектирована, изготовлена и отлажена экспериментальная установка для исследования газодинамики и теплообмена во впускном трубопроводе в поршневом ДВС с наддувом, оснащенная системой измерений, в состав которой входят термоанемометр, датчики давления, скорости, локального коэффициента теплоотдачи, частоты вращения коленвала и ротора ТК, а также система сбора данных. Проведенный на установке и дополнительных стендах комплекс исследований позволил получить нижеследующие основные результаты.

1. Установлены зависимости мгновенных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом от угла поворота коленчатого вала при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора, в том числе при разных долях сброса нагнетаемого воздуха.

2. Получены амплитудно-частотные характеристики пульсаций скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи в потоке во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, в том числе при разных долях сброса сжатого компрессором воздуха.

3. Выявлены существенные отличия газодинамических и теплообменных характеристик потока во впускном тракте поршневого ДВС с наддувом в сравнении с таковыми для поршневого ДВС без наддува.

4. Определены закономерности изменения скорости, давления и мгновенного локального коэффициента теплоотдачи на коротком участке трубопровода после компрессора свободного турбокомпрессора при различных продольных профилях данного канала.

5. Предложен способ согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора путем изменения геометрии участка трубопровода сразу после ТК.

6. Обобщены в виде эмпирических уравнений экспериментальные данные по мгновенной локальной теплоотдаче пульсирующего потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом.

7. Разработан и исследован эффективный способ уменьшения пульсаций давления и скорости потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом, а также способ снижения локального коэффициента теплоотдачи, что позволит уменьшить различия в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя в целом, а также увеличить КПД компрессора.

8. Предложенные в работе решения по установке электромагнитного клапана приняты к реализации на ООО « Уральский дизель-моторный завод» при модернизации двигателей 6ДМ-21Л, 8ДМ-21ЛМ и 8ДМ-21ЭЛМ и дизель – генераторов на их основе.

Основное содержание диссертации изложено в следующих публикациях:

1. Жилкин Б. П. О необходимости исследования процессов впуска и выпуска в ПДВС в динамике / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Вестник Академии военных наук. – 2010. – №1. – С. 54-57.

2. Жилкин Б. П. Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Тяжелое машиностроение. – 2012. – №2. – С. 48-51.

3. Жилкин Б. П. Повышение энергоэффективности поршневых ДВС за счет совершенствования их рабочего процесса / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-

практической конференции и выставки работ студентов, аспирантов и молодых ученых, 13-16 декабря 2011 г. – Екатеринбург: УрФУ, – С. 268-270.

4. Жилкин Б. П. Определение и корректировка на стенде характеристик компрессора ТК для наддува ПДВС/ Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // Турбины и дизели. 2012. Март - апрель. – С. 32-35.

5. Пат. 81263 RU, МПК F02B29/02. Впускная система поршневого двигателя с наддувом / Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Шестаков Д. С. – заявка № 2012105249 от 14.02.2012.

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16.

Бумага типографская

Плоская печать.

Усл. печ. л. 1,34

Уч. – изд. л. 1,0

Тираж 100 экз.

Заказ

Ризография НИЧ УрФУ

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19