

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

На правах рукописи



ПЛОТНИКОВ ЛЕОНИД ВАЛЕРЬЕВИЧ

**ГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ
ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА УСТРОЙСТВ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ**

Специальность: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

доктора технических наук

Научный консультант:

*доктор физико-математических наук,
профессор Жилкин Борис Прокопьевич*

Екатеринбург – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
ГЛАВА 1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ГАЗОДИНАМИКЕ И ТЕПЛООБМЕНУ ПОТОКОВ В ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ РАЗНЫХ КОНФИГУРАЦИЙ	17
1.1 Влияние газодинамической нестационарности на интенсивность теплообмена в различных технических приложениях	18
1.2 Влияние поперечного профилирования каналов на структуру потоков газа и интенсивность теплообмена в газодинамических системах	26
1.3 Общие аспекты влияния внешней турбулентности на газодинамику и теплообмен газовых потоков в различных приложениях	32
1.4 Особенности газодинамики и теплообмена потоков в турбокомпрессоре для наддува поршневых двигателей.....	45
1.5 Особенности газодинамики и теплообмена нестационарных потоков в системах газообмена поршневых двигателей	60
Выводы к первой главе и постановка задач исследования	80
ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ СТЕНДЫ, ПРИБОРНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ БАЗА, МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ОПЫТОВ	83
2.1 Стенд для безмоторного исследования газодинамики и теплообмена потоков газа в турбокомпрессоре	83
2.2 Экспериментальные установки для исследования газодинамики и теплообмена потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема	88
2.3 Автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных.....	97
2.4 Методики определения мгновенных значений скорости потока газа и локальных напряжений трения на поверхности теплообмена.....	98
2.4.1 Методика определения мгновенных значений скорости потока газа в трубопроводах	98

2.4.2 Методика определения локальных напряжений трения при течении газовых потоков в трубопроводах	104
2.5 Методика определения степени турбулентности стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации	112
2.6 Измерение мгновенных значений статического давления потоков в трубопроводах	114
2.7 Определение скорости вращения коленчатого вала поршневого двигателя и вала турбокомпрессора	115
2.7.1 Определение скорости вращения коленчатого вала и местоположения поршня в цилиндре двигателя	115
2.7.2 Определение скорости вращения вала турбокомпрессора	116
2.8 Расчет неопределенности эксперимента	117
Выводы по второй главе	121
ГЛАВА 3 ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА, ХАРАКТЕРНЫХ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	123
3.1 Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма и клапанного узла	124
3.2 Особенности газодинамики и теплообмена стационарных и пульсирующих потоков в системах газообмена	130
3.3. Верификация экспериментальных данных, полученных в лабораторных условиях	142
Выводы к третьей главе	144
ГЛАВА 4 ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ КАНАЛОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	146

4.1 Газодинамика и теплообмен потоков при поперечном профилировании каналов в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема	149
4.2 Газодинамика и теплообмен потоков при поперечном профилировании каналов в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема	159
4.3 Конструкторская реализация впускных и выпускных систем с профилированными каналами	175
4.4 Результаты стендовых испытаний дизельного двигателя с впускной системой с профилированными каналами	180
4.5 Оценка основных показателей поршневого двигателя с улучшенной системой газообмена на основе моделирования	184
Выводы к четвертой главе	192
ГЛАВА 5 ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ	194
5.1 Сравнительный газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема при наличии и отсутствии внешней турбулентности.....	195
5.2 Сравнительный газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема при наличии и отсутствии внешней турбулентности.....	209
Выводы к пятой главе	222
ГЛАВА 6 СПОСОБЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ.....	224
6.1 Влияние конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков во впускной системе поршневого двигателя.....	225

6.2 Влияние сброса избыточного наддувочного воздуха на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков во впускной системе поршневого двигателя.....	240
6.3 Прикладные аспекты внедрения модернизированных впускных систем применительно к поршневым двигателям с турбонаддувом	251
6.3.1 Оценка положительных эффектов от модернизации впускной системы путем изменения конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора	251
6.3.2 Реализация автоматизированной системы сброса наддувочного воздуха и оценка ее эффективности.....	252
6.4 Создание эффекта эжекции в выпускной системе поршневого двигателя.....	258
6.5 Конструкции выпускных систем с эффектом эжекции и оценка их эффективности.....	274
Выводы к шестой главе.....	278
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	281
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	286
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	288
Приложение А Газодинамика и теплообмен потоков газа в выходном канале компрессора турбокомпрессора.....	319
А.1 Влияние аэродинамического сопротивления выходного канала компрессора на газодинамику и теплообмен потоков	320
А.2 Влияние конструкции выходного канала компрессора на гидрогазодинамику и тепломеханические характеристики потоков газа	329
А.2.1 Особенности нестационарной газодинамики потоков воздуха в выходных каналах разной конструкции	329
А.2.2 Теплообменные характеристики потоков воздуха в выходных каналах разной конструкции в центробежном компрессоре	335
А.3 Прикладной аспект применения выходных каналов разной конструкции в центробежном компрессоре турбокомпрессора	336

Выводы к приложению А	338
Приложение Б Справка о внедрении результатов диссертационной работы в ПАО «Уралмашзавод»	3422
Приложение В Справка о внедрении результатов диссертационной работы в ООО «Уральский дизель-моторный завод»	343
Приложение Г Справка о внедрении результатов диссертационной работы в ООО «Элитгаз»	3444

ВВЕДЕНИЕ

Устройства периодического действия широко используются во всех отраслях техники. К ним можно отнести машины для сжатия и расширения рабочего тела (поршневые и шестеренчатые компрессоры), тепловые двигатели (поршневые, роторные, роторно-поршневые), холодильные машины и тепловые насосы. Основным принципом работы этих устройств состоит в том, что отдельные порции реагентов вводятся в рабочую камеру, а по завершению процесса удаляются из нее. При этом в подающих и отводящих системах подобных машин возникает нестационарное, пульсирующее движение газов с характерным изменением во времени. Ярким примером таких технологий является рабочий цикл в поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС), которые являются самыми распространенными устройствами среди тепловых двигателей. В их системах газообмена движение газообразных сред создается полостью-цилиндром переменного объема. В данной работе именно этот тип устройств выбран в качестве объекта для практической реализации результатов исследований, поскольку эффективность работы поршневых ДВС зависит не только от совершенства процесса сгорания топлива в цилиндре-полости, но и от качества заполнения полости рабочим телом и степени опорожнения ее от отработавших газов, т.е. от процессов, происходящих во впускных и выпускных системах (системах газообмена). В конечном счете, эти процессы во многом определяют количество и качество рабочего тела на момент начала сгорания (его теплофизические характеристики), что оказывает непосредственное влияние на эксплуатационные показатели ДВС.

В процессах заполнения и опорожнения полости двигателя рабочим телом происходит ряд недостаточно изученных теплофизических явлений, таких как: 1) влияние разных физических механизмов создания движения газов (нагнетание или разряжение) на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков; 2) влияние геометрической конфигурации отдельных элементов газодинамической системы на процессы переноса; 3) особенности газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при разных

начальных условиях; 4) влияние внешней турбулентности (механического воздействия лопаточного аппарата) на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков в газодинамических системах. Именно эти фундаментальные задачи были рассмотрены в данной работе.

Проведенные исследования соответствуют приоритетным направлениям развития науки и технологий в РФ по теме энергосбережения, а также критическим технологиям по энергоэффективному преобразованию энергии органического топлива.

Степень разработанности. Вопросами изучения газодинамики нестационарных течений и аналитического и экспериментального описания теплофизических процессов в них работают следующие ученые: Дрейцер Г.Л., Краев В.М., Михеев И., Давлетшин И.А., Матвиенко О.В. (исследования нестационарных, пульсирующих потоков), Фафурин А.В., Кузьмин В.В., Григорьев М.М. (классификация нестационарных турбулентных течений), Исаев С.А., Валуева Е.П. (изучение турбулентных течений на базе математического моделирования), Терехов В.И., Сапожников С.З., Пиралишвили Ш.А., Митяков А.В., Попов И.А., Лобода Е.Л. (экспериментальные методы измерений турбулентных течений). Исследованием влияния газодинамической нестационарности на уровень теплоотдачи также занимаются зарубежные ученые: Gündogdu M.Y., Carpinlioglu M.Ö. (общая теория нестационарных потоков в газодинамических системах), Fallen M., Miao J.J., Wang R.H., Jian T.W. (исследование теплообмена пульсирующих потоков на входном участке), Wang X., Zhang N. (численный анализ теплообмена при пульсирующем турбулентном течении в трубе), Yuan H., Tan S., Zhuang N. (аналитический анализ теплообмена потоков в каналах), Kim S.Y., Kang B.H., Hyun J.M. (теплообмен в термически развивающейся области пульсирующих потоков), Moschandreaou T., Zamir M. (теплообмен в трубах с пульсирующим течением и тепловым потоком), Mehta V., Khandekar S. (локальный теплообмен пульсирующего ламинарного потока в квадратном канале) и др.

Фундаментальными исследованием аэродинамики и теплофизики потоков в каналах с разными поперечными сечениями занимались следующие специалисты:

Кутателадзе С.С., Идельчик И.Е., Emery A.F., Neighbors P.K., Altemani C.A.C., Sparrow E.M., Aly A.M., Trupp A.C., Melling A., Whitelaw J.H и др. В них показано наличие вторичных течений в углах профилированных каналов, а также представлены математические модели для описания физики процессов переноса. Следует подчеркнуть, что эти исследования были выполнены в основном для стационарного течения газа. Прикладными исследованиями по управлению термомеханикой потоков в профилированных каналах: Şenay G., Kaya M., Liu J., Hussain S., Kumar R., Kumar A., Sharma N., Tariq A., Schindler A. и др.

Влияние внешней турбулентности на интенсивность теплообмена в различных случаях изучалось многими исследователями. Турбулентный пограничный слой в условиях высокой внешней турбулентности потоков рассматривали: Kestin J., Junkhan G.H., Serovy G.K., Simonich J.C., Bradshaw P., Дыбан Е.П., Эпик Э.Я., Пядишюс А., Шланчяускас А., MacMullin R., Maciejewski P.K. и др.

В области поршневого двигателестроения вопросами совершенствования процессов в системах газообмена ДВС путем доводки их конструкций занимаются несколько научных школ: МГТУ имени Н.Э. Баумана (Гришин Ю.А., Грехов Л.В., Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О. и др.), АлтГТУ им. И.И. Ползунова (Балашов А.А., Свистула А.Е., Сеначин П.К.), ЮУрГУ (Шароглазов Б.А., Кукис В.С., Малоземов А.А., Лазарев Е.А.), УГАТУ (Рудой Б.П., Гарипов М.Д., Еникеев Р.Д.), ВлГУ (Эфрос В.В., Гуськов В.Ф., Гоц А.Н., Клевцов В.С.). Следует выделить авторов основополагающих монографий по данной тематике: Круглова М.Г., Дьяченко В.Г., Роганова С.Г., Мизернюк Г.Н., Вихерта М.М., Грудской Ю.Г., Драганова Б.Х. и др. Активно проводят исследования термомеханики в системах газообмена поршневых двигателей: Takizawa K., Tezduyar T.E., Ootoguro Y., Tang H., Copeland C., Akehurst S. (разработка численных методов теплофизических процессов), Khairuddin U.B., Costall A.W. (аэродинамика потоков в коллекторах), Wang T.J. (совершенствование конструкций систем газообмена).

Цель работы – выявить особенности процессов теплопереноса пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, создаваемых при заполнении и опорожнении полости переменного объема при разных

начальных условиях, а также при механическом воздействии на такое течение, и на этой основе разработать технические решения по управлению газодинамикой и, как следствие, теплообменом в системах газообмена для повышения эффективности поршневых двигателей.

Задачи исследования:

1) оценить влияние газодинамической нестационарности на интенсивность теплоотдачи потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, возникающих при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

2) провести сравнительный анализ газодинамики и теплоотдачи стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах при разных механизмах создания движения потоков и для различных граничных условий;

3) установить влияние геометрии каналов в системах газообмена на газодинамические и теплообменные характеристики потоков газа при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

4) на основе стендовых испытаний оценить влияние конфигурации (формы поперечного сечения) впускной системы на мощностные характеристики поршневого дизельного двигателя;

5) оценить влияние внешней турбулентности, создаваемой лопаточным аппаратом компрессора ТК, на газодинамику и теплообмен потоков в выходном канале турбокомпрессора;

6) выявить физические и режимные факторы, определяющие газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых двигателей с турбокомпрессором (ТК) и без него при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

7) разработать способы управления тепломеханическими процессами в газодинамических системах поршневых ДВС с турбокомпрессором и без него с целью улучшения заполнения и опорожнения полости переменного объема;

8) на основе аналитических расчетов и численного моделирования рабочих процессов двигателей в специализированном программном обеспечении оценить

эффективность предлагаемых способов совершенствования конструкций газодинамических систем на технико-экономические и эксплуатационные показатели ДВС.

Объект исследования – газодинамика и теплообмен стационарных и пульсирующих потоков газа

Предмет исследования – газодинамические системы, конфигурация которых характерна для впускных и выпускных систем поршневых двигателей

Научная новизна основных положений работы:

– выявлены отличия в тепломеханических характеристиках стационарных и пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости, в частности, имеет место как подавление, так и интенсификация теплоотдачи в диапазоне $\pm 40\%$;

– показаны особенности газодинамики и теплообмена потоков в системах газообмена поршневых двигателей при разных условиях течения газов: 1) избыточное давление (нагнетание, процесс выпуска) и 2) разрежение в системе (всасывание, процесс впуска); например, отличия в величине степени турбулентности достигают 10 раз при разных условиях движения, а разница в относительном коэффициенте теплоотдачи не превышает 30 %;

– выявлено влияние квадратного и треугольного участка трубопровода в газодинамических системах на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков при заполнении и опорожнении полости переменного объема: изменение степени турбулентности на $\pm 25\%$, отличия в интенсивности теплоотдачи на $\pm 35\%$, рост расхода воздуха на 5-17 %;

– определены мощностные характеристики дизельного двигателя с впускной системой с участками разного поперечного сечения на основе стендовых испытаний: наличие квадратного или треугольного участка приводит к росту мощности дизеля в диапазоне 3-17 %;

– установлено влияние степени турбулентности Tu нестационарных газовых потоков в выходном канале компрессора турбокомпрессора на локальные напряжения трения (с ростом Tu от 0,08 до 0,16 они снижались в пределах 20 %);

– определены особенности и выявлены отличия тепломеханических процессов для пульсирующих потоков в газодинамических системах при наличии механического воздействия (турбокомпрессора) на течение, а именно, имеет место рост значений T_u в 2,0-2,5 раза, а также как интенсификация, так и подавление теплоотдачи в 1,1-1,7 раза.

– предложены способы управления газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых ДВС с ТК и без него путем изменения их конструкции (нанесения канавок на поверхности каналов, установка выравнивающей решетки), а также на основе газодинамических воздействий (управляемого сброса воздуха после компрессора ТК, создания эффекта эжекции).

Теоретическая и практическая значимость работы:

– показаны отличия в газодинамике и теплообмене пульсирующих и стационарных потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости;

– определены закономерности изменения локальных мгновенных значений скорости, давления и напряжений трения во времени для пульсирующих потоков в газодинамических системах при разных начальных условиях, в т.ч. в трубопроводах с квадратными и треугольными участками;

– установлены физические зависимости изменения мгновенных значений местных скорости и давления, а также локальных напряжений трения во времени для пульсирующих потоков в системах газообмена энергоустановок на базе ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и ТК;

– разработана электронная схема термоанемометра постоянной температуры (патент РФ № 81338);

– предложены новые технические решения (защищенные патентами РФ) для систем газообмена двигателей, улучшающие их технико-экономические характеристики и показатели надежности; предлагаемые технические решения основаны на изменении конструктива газодинамических систем (изменение формы поперечного сечения каналов, создание канавок на поверхности труб, установка

выравнивающей решетки) и на газодинамических воздействиях на поток (управляемый сброс избыточного воздуха из системы, создание эффекта эжекции);

– выполнены эскизные проработки, включая твердотельные 3Д-модели, конструкций впускных и выпускных систем на основе технических решений, разработанных автором, для более, чем 10 бензиновых и дизельных двигателей с турбокомпрессором и без него;

– эффективность предлагаемых решений подтверждена результатами стендовых испытаний дизельного двигателя 1Ч 75/60 с разными конструкциями впускных систем.

Полученные научно-технические результаты расширяют базу знаний о тепло-механических процессах при течении пульсирующих потоков газа в газодинамических системах, уточняют теоретические и прикладные представления о газодинамике и теплоотдаче течений при заполнении и опорожнении полости переменного объема, создают основу для совершенствования инженерных методов расчета систем газообмена для перспективных устройств периодического действия.

Методология и методы диссертационного исследования. При экспериментальном исследовании газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков газа в системах газообмена использовались метод термоанемометрирования (для определения мгновенных значений скорости и локальных напряжений трения), а также термопарный и тепловизионный методы (для определения температуры потоков и поверхностей). Исследования проводились на лабораторных газодинамических системах и натурных моделях поршневых двигателей. Проверка лабораторных данных и положительных эффектов осуществлялась в ходе испытаний на действующих бензиновом и дизельном двигателях. Оценка эксплуатационных показателей двигателей с модернизированными системами газообмена выполнялась с помощью инженерных расчетов (метод Б.А. Шароглазова) и математического моделирования в специализированных программных продуктах (Дизель-ПК, ACTUS).

Основные положения, выносимые на защиту:

– экспериментальные данные и их обобщение по газодинамике и теплоотдаче нестационарных потоков газа в газодинамических системах сложной

конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема через трубопроводы разной конфигурации;

- результаты стендовых испытаний одноцилиндрового дизеля с разными конструкциями впускных систем;

- экспериментальные данные о газодинамике и теплоотдаче газовых потоков в выходном канале компрессора ТК при разных начальных условиях;

- результаты экспериментальных исследований по газодинамике и теплоотдаче нестационарных потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации с турбокомпрессором и без него при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

- теплофизические способы и технические решения по управлению тепломеханическими характеристиками пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации, приводящие к улучшению заполнения полости рабочим телом и ее опорожнению от отработавших газов, а также к изменению уровня теплообмена, что в результате повышает технико-экономические характеристики и показатели надежности двигателей с турбокомпрессором и без него;

- результаты апробации и внедрения рекомендаций по совершенствованию процессов в системах газообмена энергетических установок на базе ДВС.

Степень достоверности результатов определяется применением проверенных, специализированных компьютерных программ для проведения аналитических вычислений, численного моделирования процессов, обработки и визуализации результатов опытов, а также высокой достоверности самих экспериментальных данных, что достигается сочетанием проверенных методов исследования и удовлетворительной воспроизводимостью результатов измерений, использованием измерительных приборов с необходимым метрологическим обеспечением, их регулярной поверкой и хорошим согласованием пилотных опытов с результатами моделирования и данными других авторов.

Личный вклад автора. Все научно-технические результаты исследований получены лично автором или при его участии. Автором определены цели и задачи научной работы, выбраны методы исследования, выполнены аналитические

расчеты (моделирование), разработаны и отлажены экспериментальные стенды, проведены экспериментальные исследования, проанализированы полученные данные. Автором с коллегами подготовлены статьи в отечественные и зарубежные журналы, написаны монографии, получены патенты РФ. Личный вклад автора в опубликованных материалах составляет не менее 65 %.

Апробация работы. Результаты, вошедшие в диссертацию, докладывались и обсуждались на следующих конференциях: I-IV Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (Челябинск, 2016-20); Международной конференции «Двигатель-2010» (Москва, 2010); 6 и 7-й Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2014 и 2018); научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России» (Санкт-Петербург, 2009); 2–9-й Всероссийских межотраслевых научно-технических конференциях «Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург, 2013–20); «Национальный конгресс по энергетике 2014» (Казань, 2014); 14–16-й Всероссийской школе-конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, 2016, 2018 и 2020); XIX–XXI Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» (2013, 2015, 2017); научно-техническом семинаре ABB Turbo Systems (Швейцария, 2015); II Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2017); II и III Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 2017 и 2020); 34–36-й Всероссийских конференциях «Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, 2018–20); XXI Всероссийской научной конференции «Сопряженные задачи механики реагирующих сред, информатики и экологии» (Томск, 2018); 5th International Workshop on Heat/Mass Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control (Новосибирск, 2019); Международной научно-технической конференции «Интеллектуальные Энергетические Системы 2019» (Казань, 2019); Всероссийской научной конференции «XI Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике» (Санкт-Петербург,

2019); Международной конференции «Энергетическое машиностроение и электрические двигатели» (Чехия, 2020).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 63 научных трудах, в том числе в 34 статьях в научных изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий, утвержденных ВАК РФ для докторских диссертаций, 2 монографиях, 21 статье в журналах и материалах конференций, входящие в международные базы SCOPUS и Web of Science, защищены 6 патентами РФ на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы, включающего 286 наименований, и 4 приложений (включая справки о внедрении результатов работы). Текст диссертации изложен на 344 страницах печатного текста, содержит 241 рисунок, 1 таблицу.

Диссертационная работа была выполнена на кафедрах «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института Уральского федерального университета (г. Екатеринбург).

Автор выражает благодарность Жилкину Борису Прокопьевичу и Бродову Юрию Мироновичу за всестороннюю поддержку, конструктивные предложения по улучшению научных подходов исследования, методов обработки и представления результатов работы, а также за теплое и доброе взаимодействие во время совместной работы.

ГЛАВА 1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ГАЗОДИНАМИКЕ И ТЕПЛООБМЕНУ ПОТОКОВ В ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ РАЗНЫХ КОНФИГУРАЦИЙ

Данная глава содержит результаты других российских и зарубежных авторов по фундаментальным и прикладным аспектам газодинамики и теплообмена стационарных и нестационарных газовых потоков для различных теплофизических систем и различных граничных условий. Представлены аналитические и экспериментальные данные о влиянии газодинамической нестационарности на интенсивность теплообмена для различных приложений. Также приводятся сведения о влиянии поперечного профилирования каналов на структуру потока и уровень теплообмена в трубопроводах. Отдельно обсуждается влияние внешней турбулентности (механического воздействия на течение) на формирование газодинамических особенностей потоков и на интенсивность теплообмена применительно к классическим задачам (обтекания цилиндра, лопатки турбин, выпуклой или вогнутой поверхности, течения вдоль пластин и т.д.). В отдельном разделе рассматриваются особенности газодинамики и теплообмена потоков газа в турбокомпрессоре для наддува поршневых двигателей: течения во входных и выходных каналах компрессора и турбины, внутренний теплообмен в турбокомпрессоре, влияние конфигурации каналов на газодинамику и теплообмен и т.д. Дополнительно показаны результаты других авторов по исследованию газодинамики и теплообмена потоков во впускных и выпускных системах поршневых двигателей (в том числе с турбонаддувом) с акцентом на прикладных аспектах, т.е. каковы величины положительных эффектов от тепломеханического совершенствования систем газообмена для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в плане улучшения их технико-экономических характеристик и показателей надежности. В заключении к данной главе сформулированы научно-технические задачи для данной диссертационной работы, а также планы на дальнейшие исследования.

1.1 Влияние газодинамической нестационарности на интенсивность теплообмена в различных технических приложениях

Пульсации вынужденного потока газа вследствие газодинамической нестационарности могут существенно изменить структуру течения, его газодинамику и характеристики теплообмена. Известно, что обстоятельство значительно влияет на функционирование технических устройств, в которых движение рабочего тела осуществляется в пульсирующем режиме [1]. Множество теоретических и экспериментальных исследований пульсирующих потоков газа в различных приложениях обусловлено актуальностью проблем, решаемых в этой области.

Также известно, что процессы в системах газообмена поршневых двигателей являются нестационарными [2, 3]. Очевидно, что пульсационный режим течения заметно влияет на структуру потока, его газодинамику и интенсивность теплообмена, что во многом определяет особенности работы многих устройств периодического действия в том числе и поршневых двигателей [4, 5]. Следует отметить, что до настоящего времени некоторые ученые и специалисты процессы во впускных и выпускных системах двигателей исследуют при стационарном режиме течения газов [6-8]. Очевидно, что такой подход может приводить к неоправданно большим ошибкам при получении тех или иных тепломеханических характеристик в сравнении с реальными показателями поршневых ДВС.

Доступные в настоящее время фундаментальные работы по пульсирующим потокам газа довольно подробно описывают влияние вынужденных пульсаций на профили скорости, напряжение сдвига, ламинарно-турбулентный переход, волновую структуру потока, теплообмен и т.д. [9-11]. Однако, полученные результаты часто имеют ограниченную область применения и являются справедливыми только для некоторых частных случаев из-за многофакторной физической природы проблем в этой области. Поэтому, данные разных авторов могут оказаться противоречивыми. Например, исследования теплообмена в пульсирующих режимах могут продемонстрировать как усиление теплообмена, так и ухудшение. Рассмотрим несколько подробнее публикации по этой теме и относящиеся к ней.

В ряде работ показано, что интенсивность теплообмена газовых потоков в нестационарных условиях может снижаться в 1,2-2,2 раза по сравнению со стационарным случаем. Например, Валуева Е.П. на основе численного моделирования газодинамики и теплообмена [12, 13] пульсирующих потоков газа в трубопроводах разной конфигурации установила существенное снижение интенсивности теплоотдачи по сравнению со стационарным течением (Рисунок 1.1). Однако, следует отметить, что ее результаты относятся к течению жидкости в каналах. Сравнивая результаты экспериментов и математического моделирования Валуева Е.П., делает вывод о том, что наиболее адекватно описывает особенности нестационарного процесса моделирование на базе уравнений для турбулентных напряжений и тепловых потоков. Можно считать подобный подход к изучению процессов перспективным.

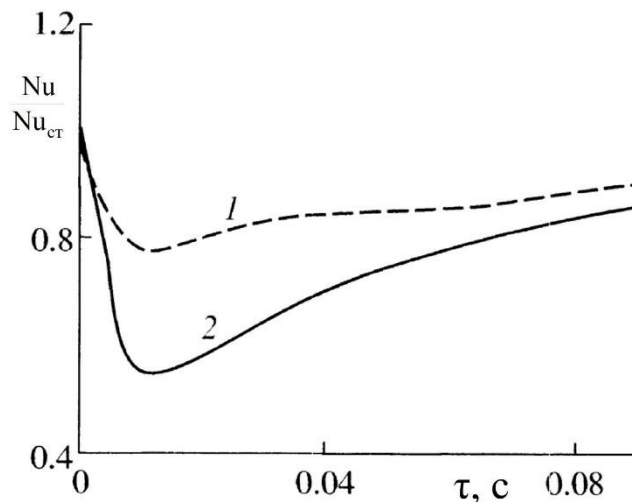


Рисунок 1.1 – Изменение во времени τ относительной теплоотдачи $Nu/Nu_{ст}$

при ускорении потока [12] ($Re = 10^4$, $Pr = 1$, $x/d = 70$):

1 – расчет по модели [12]; 2 – расчет по модели [13]

В работах на основе моделирования Симакова Н.Н. [14] и Holley В. И Faghri А. [15] показано более существенное снижение теплоотдачи в нестационарных условиях применительно к разным теплотехническим задачам и энергетике.

Так, Симаков Н.Н. исследовал газодинамику и теплообмен при обтекании шара свободным потоком на основе численного эксперимента [14]. Обтекание шара потоком газа осуществлялось с температурой потока меньшей, чем у шара.

Результаты расчетов показали, что возникновение раннего кризиса сопротивления при числах Рейнольдса Re порядка 100, выражающееся в значительном (в 4-7 раз) уменьшении гидродинамической силы, сопровождается кризисом теплоотдачи шара газу с уменьшением числа Нуссельта Nu в 3-6 раз. В свою очередь Holley В. И Faghri А. исследовали тепловую трубу со стационарным и пульсирующим потоком жидкости [15]. Были получены существенные отличия в значения теплового потока при разных режимах течения жидкости в рассматриваемой трубе.

Подробным исследованием физического механизма снижения интенсивности теплоотдачи пульсирующих потоков в трубопроводах посвящены ряд работ Краева В.М. [16, 17]. В этих работах отдельно изучено влияние ускорения и замедления течения на интенсивность теплообмена. Обнаружено, что имеет место рост уровня теплоотдачи при ускорении потока и, соответственно, уменьшение – при замедлении (Рисунок 1.2). Краев В.М. объясняет изменение интенсивности теплоотдачи тремя тепломеханическими эффектами: 1) нестационарной теплопроводности, воздействующей на конвективный теплообмен; 2) газодинамическим изменением структуры течения газов в сечении трубы и пограничном слое при неизменном расходе; 3) изменением расхода газа через систему.

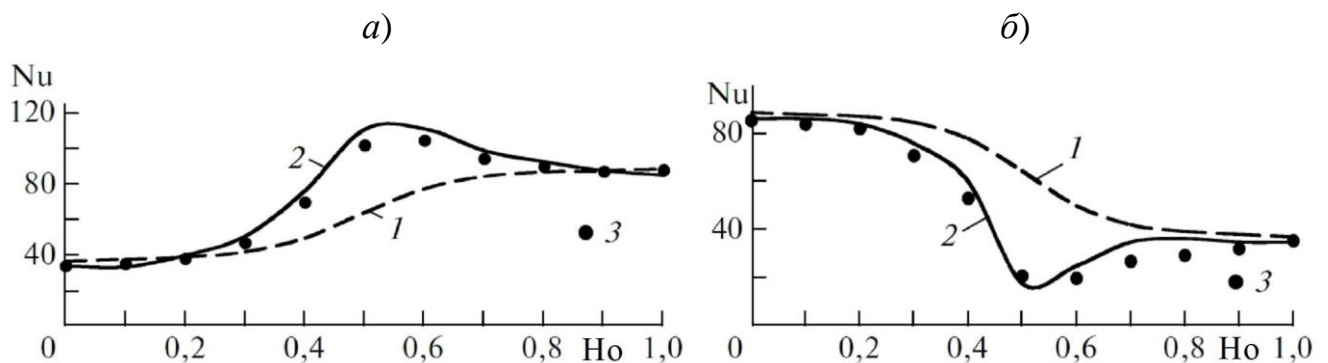


Рисунок 1.2 – Зависимости числа Нуссельта Nu от относительного времени (критерия гомохронности Ho) при ускорении (а) и замедлении (б) потока ($Re = 3100-9300$) [16]: 1 – квазистационарный расчет; 2 – данные [16]; 3 – эксперимент [18]

Более подробное исследование влияния газодинамической нестационарности (ускорения и замедления потока) Краев В.М. представил в статье [17]. Показано,

что коэффициент теплоотдачи возрастает в 2,1 раза при ускорении течения по сравнению с квазистационарным случаем, и уменьшается до 0,65 раза при замедлении течения (Рисунок 1.3). При этом Краев В.М. акцентирует внимание, что на данный момент физический механизм воздействия ускорения и замедления течения на турбулентность не объяснен до конца и необходимы дополнительные опыты.

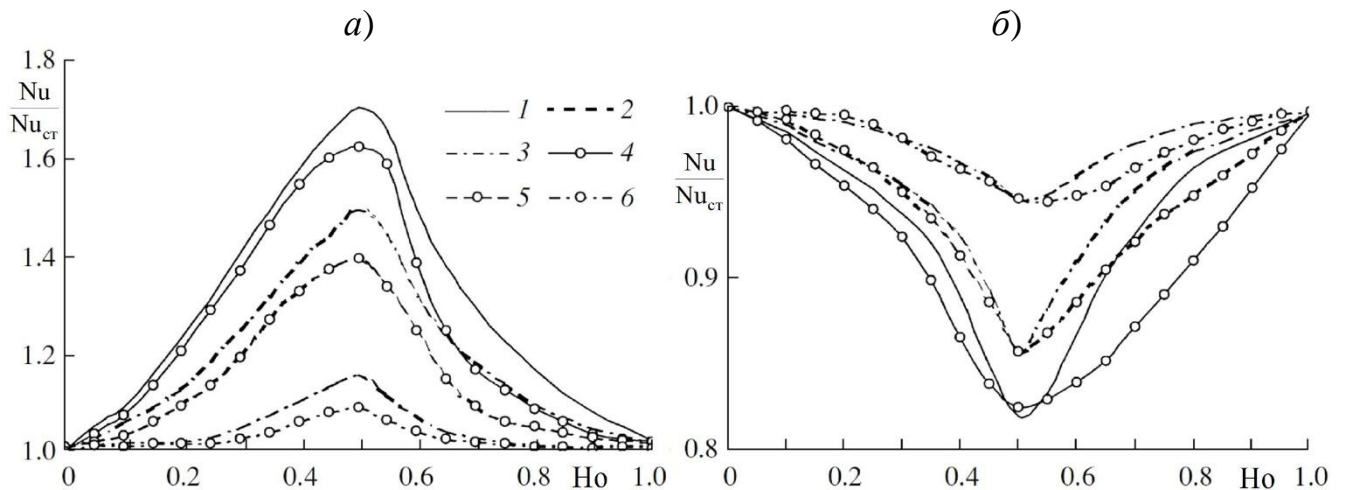


Рисунок 1.3 – Влияние газодинамической нестационарности на относительного числа Нуссельта Nu/Nu_{cr} ($Re = 9300-28000$) [17]: 1, 3, 5 – расчет по структуре течения; 2, 4, 6 – эксперимент [19]; No – критерий гомохронности

а) – 1, 2 – ускорение течения (коэффициент газодинамической нестационарности $K_{GH} = 0-0,111$); 3, 4 – ускорение течения ($K_{GH} = 0-0,067$); 5, 6 – ускорение течения ($K_{GH} = 0-0,022$); *б)* – 1, 2 – замедление течения ($K_{GH} = -0,111-0$); 3, 4 – замедление течения ($K_{GH} = -0,067$); 5, 6 – замедление течения ($K_{GH} = -0,022$)

Подавление теплоотдачи в пределах 10 % при пульсирующем течении газов в сравнении со стационарным случаем также показано в статье Yuan Н. И др. [20, 21]. Установлено, что пульсирующий ламинарный поток может уменьшить среднее число Нуссельта Nu (Рисунок 1.4). Уменьшение Nu потока в трубе немного более заметно, чем уменьшение потока между параллельными пластинами, что в основном вызвано различиями в гидравлических и тепловых характеристиках каналов. Следует отметить, что данные были получены на основе математического моделирования, для ламинарного течения газа и для разных приложений и энергетики. Однако, они требуют дополнительной верификации.

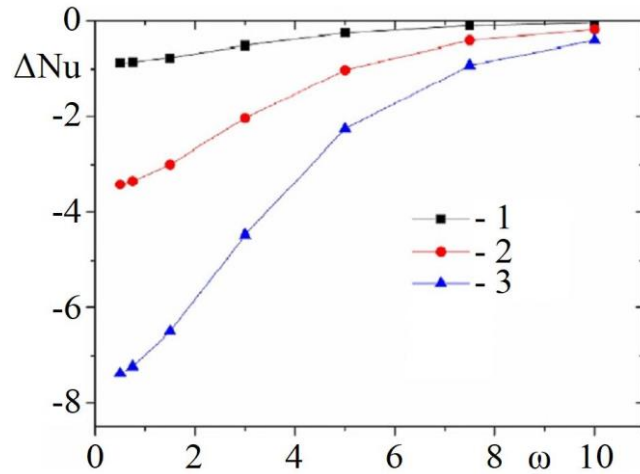


Рисунок 1.4 – Зависимость разностного числа Нуссельта ΔNu от частоты пульсаций ω при разных относительных амплитудах: 1 – 0,25; 2 – 0,50; 3 – 0,75

При этом, в некоторых работах приводятся другие результаты, которые свидетельствуют о том, что газодинамическая нестационарность либо не оказывает существенного влияния на интенсивность теплоотдачи в трубах, либо, наоборот, приводит к ее росту на величину 30-40 % по сравнению со стационарным течением. Так, в исследованиях Wang X. And Zhang N. [22] с помощью численного моделирования установлено, что локальный коэффициент теплоотдачи возрастает в среднем на 30 % при пульсирующем течении газов (Рисунок 1.5).

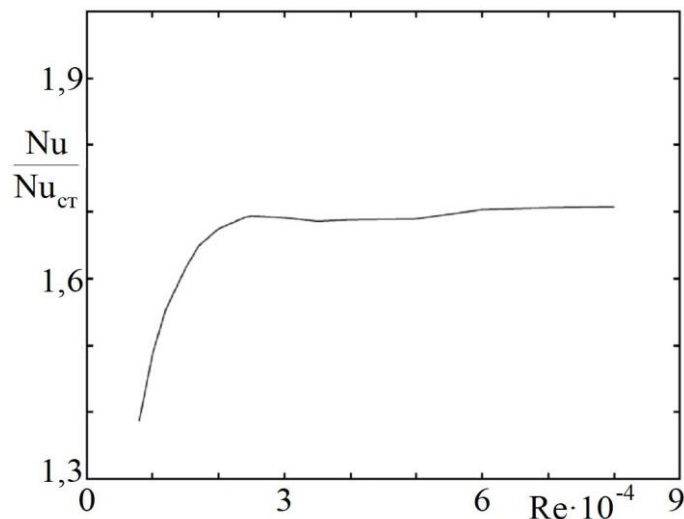


Рисунок 1.5 – Зависимость относительного числа Нуссельта $Nu/Nu_{ст}$ от числа Рейнольдса Re потока газа при числе Уомерсли 40 и относительной амплитуде $A_u = 3$

Wang X. And Zhang N. установили, что газодинамическая нестационарность вызывает существенный рост интенсивности теплоотдачи в пределах 40-70 % в сравнении со стационарным течением для условий, рассмотренных в статье [22].

Подробные экспериментальные исследования газодинамики и теплообмена для стационарных и пульсирующих потоков были проведены российскими учеными Михеев Н.И. и др. [23, 24]. В частности, в статье [23] описаны особенности газодинамических характеристик пульсирующих потоков в трубопроводе. Михеевым и др. было проведено экспериментальное исследование структуры пульсирующего потока воздуха через гладкий канал. Пульсации потока искусственно накладывались на основной поток путем периодической полной блокировки выходного сечения канала. Они предложили оригинальный метод определения дополнительных касательных напряжений из-за наложенных пульсаций потока. Суть метода заключается в определении касательных напряжений на основе выявленной динамики поля скорости потока, измерения которой проводились оптическим методом по результатам цифровой видеосъемки картины течения. В результате они получили профили скоростей, ускорений и дополнительных касательных напряжений в период наложенных пульсаций потока. Исследования по этой теме продолжаются.

В свою очередь, в статье [24] упор сделан на экспериментальном исследовании теплообменных характеристик стационарных и пульсирующих потоков газа в плоском канале. Схема установки и ее рабочего участка показаны на рисунках 1.6 и 1.7. В рассматриваемой работе для оценки коэффициента теплоотдачи использовался метод нагрева стенки и одновременного измерения ее температуры по одной и той же электрической цепи. Распределения коэффициента теплоотдачи были получены после квадратной передней кромки канала и вдоль длины трубопровода (Рисунок 1.8). Было показано, что вынужденные пульсации потока приводят к отклонению коэффициента теплопередачи на $\pm 20\%$ по сравнению с соответствующими значениями установившегося потока, которые наблюдались на расстоянии одного эквивалентного диаметра от входа в трубу и далее. Около входа в канал (менее 1-го эквивалентного диаметра) разница в величине теплопередачи от значений установившегося потока было гораздо более выраженным и немонотонным в

продольном направлении. Наблюдалось локальное усиление теплоотдачи (до 2,5 раз) за счет пульсаций потока непосредственно после передней кромки канала.

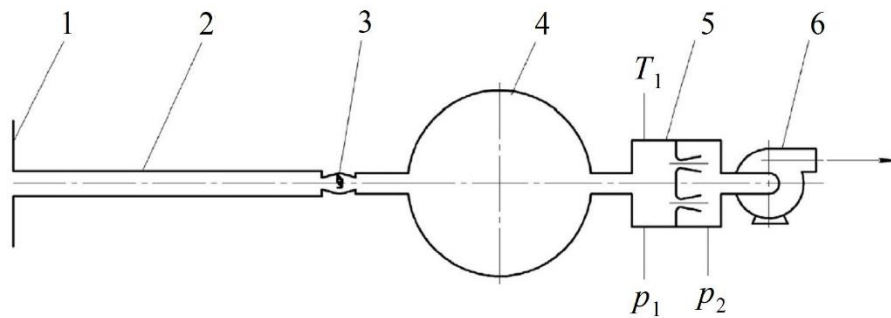


Рисунок 1.6 – Схема экспериментальной установки [24]: 1 – вход в канал; 2 – канал; 3 – пульсатор; 4 – приемный бак; 5 – форсунки; 6 – насос

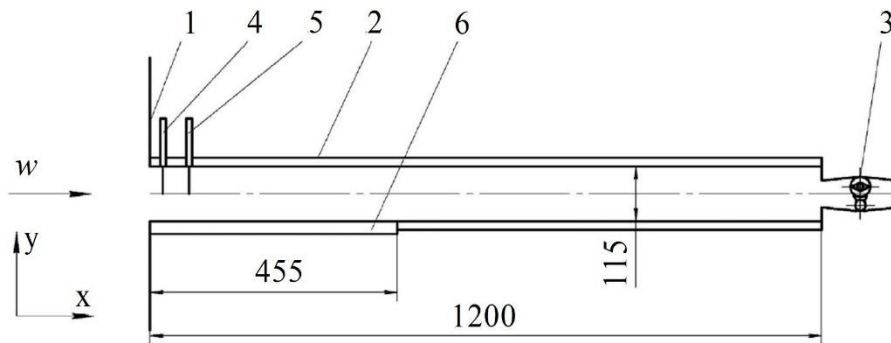


Рисунок 1.7 – Рабочий участок [24]: 1 – вход канала; 2 – канал; 3 – пульсатор; 4 – термоанемометр; 5 – градусник; 6 – обогреваемая секция

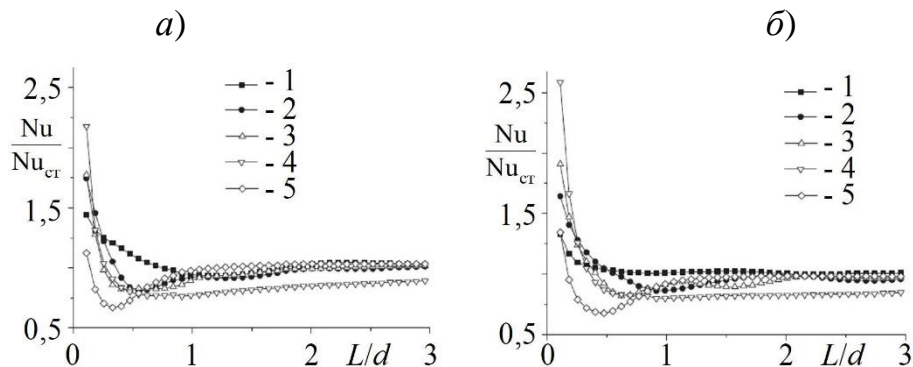


Рисунок 1.8 – Относительный коэффициент теплоотдачи в пульсирующем потоке вдоль длины канала при $Re = 14 \cdot 10^3$ (а) и $Re = 27 \cdot 10^3$ (б) для разных частот пульсаций потока f : 1 – 6 Гц; 2 – 12 Гц; 3 – 20 Гц; 4 – 50 Гц; 5 – 100 Гц [24]

Схожие результаты можно также найти в известных публикациях Park J.S. и др. [25] и Chung Y.M. и др. [26], в которых показано, что газодинамическая нестационарность имеет слабое влияние на теплообменные характеристики потоков газа и вызывает изменение коэффициента теплоотдачи в пределах 10-20 %. Park J.S. и др. исследовали пульсирующий и стационарный турбулентные потоки воздуха через вертикальную круглую трубу в диапазоне чисел Рейнольдса 19000-102000 при числах Маха ниже 0,15. В работе частота пульсаций течения находилась в диапазоне 2,1-3,6 Гц, в то время как амплитуда колебаний давления составлял 9-29 % от среднего давления. В исследованном диапазоне указанных выше параметров относительный (безразмерный) коэффициент теплоотдачи изменялся в диапазоне от 1,038 до 1,077, т.е. незначительно. Эти данные показывают небольшое влияние пульсаций на уровень теплообмена по сравнению со стационарным течением.

Chung Y.M. и др. провели численные исследования нестационарного теплообмена в потоках в желобчатом канале. В результате было получено, что отличия в величинах коэффициентах теплоотдачи при нестационарном и стационарном течении газа для рассматриваемого случая не превышают 20 %. Эти исследования установили несколько более существенное влияние нестационарности на теплообмен.

Некоторые прикладные научные результаты по влиянию газодинамической нестационарности на термомеханику пульсирующих потоков газа применительно к системам газообмена энергетических машин и установок на базе поршневых ДВС можно найти в работах [27, 28].

Можно констатировать, что на интенсивность теплообмена в пульсирующих течениях оказывает влияние большое количество факторов, среди которых можно выделить закон изменения скорости, акустические свойства рабочего тела, геометрия газодинамической системы, расположение пульсатора (устройства, являющегося причиной пульсаций), частота и амплитуда пульсаций. Поэтому, чтобы лучше понимать физический механизм влияния газодинамической нестационарности на теплообмен в газовых потоках, необходимо продолжать исследования в разных областях и при разных граничных условиях с тем, чтобы пополнять базу знаний об этих процессах. Более того, это поможет уточнить методики расчета в энергетике.

1.2 Влияние поперечного профилирования каналов на структуру потоков газа и интенсивность теплообмена в газодинамических системах

Еще в 60-70 года прошлого столетия специалисты и ученые исследовали способы воздействия на структуру течения посредством поперечного профилирования каналов в трубопроводах. Одни из наиболее ярких результатов этого воздействия были получены и описаны в хорошо известных книгах Кутателадзе С.С. и Идельчика И.Е. [29, 30]. Выявлено, что в углах каналов с поперечными сечениями в форме квадрата и равностороннего треугольника возникают продольные вторичные течения (Рисунок 1.9). Несколько позднее было показано, что эти вторичные течения, образуемые преимущественно в углах каналов, являются вихревыми течениями, обладают высокой устойчивостью и существенно изменяют структуру потока (поле скоростей и распределение изотак скорости потока газа). Следует отметить, что Кутателадзе С.С. и Идельчика И.Е. получили эти данные опытным путем и применительно к стационарному течению газов в трубопроводах.

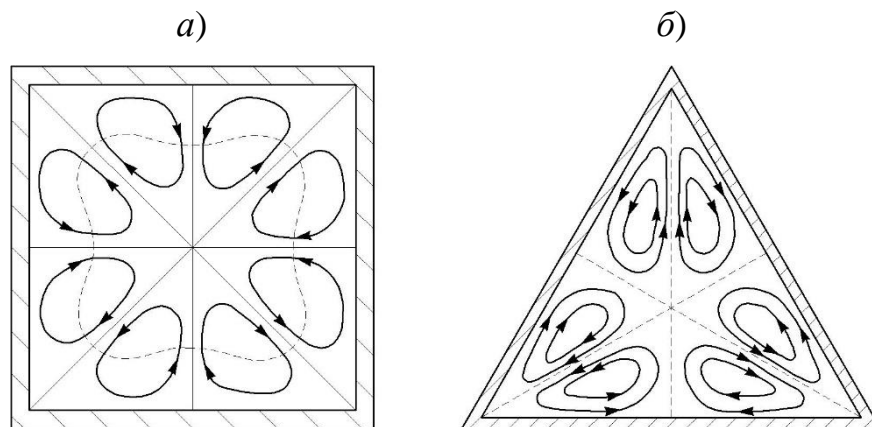


Рисунок 1.9 – Схемы образования вторичных течений в квадратном (а) и треугольном (б) каналах [29, 30]

Также можно найти иностранные статьи по изучению газодинамики и теплообмена в трубопроводах с квадратным поперечным сечениями [31, 32]. Сразу нужно подчеркнуть, что эти исследования были выполнены для стационарного течения газов. В этих исследованиях впервые на основе аналитического подхода

созданы математические модели для описания физики процессов в профилированных трубопроводах. Так, Emery A.F. и др. [31] исследовали профили скорости и температуры были для турбулентного потока в квадратном трубопроводе с постоянной температурой стенок, постоянным тепловым потоком стенок или асимметричным нагревом. В вычислениях использовалась явная схема численного разложения и алгебраическая модель замыкания, основанная на длине трехмерного перемешивания. В результате авторам удалось получить вторичные течения в углах квадратного канала с помощью математической модели (Рисунок 1.10), аналогичные тем, какие были получены ранее Кутателадзе С.С. и Идельчика И.Е. на основе экспериментальных данных (см. Рисунок 1.9). Также было установлено, что интенсивность теплообмена, получаемая с помощью данной математической модели, вполне допустимо согласуется с результатами экспериментальных работ (отличия не превышают 10 %). Исследования выполнены в стационарных условиях.

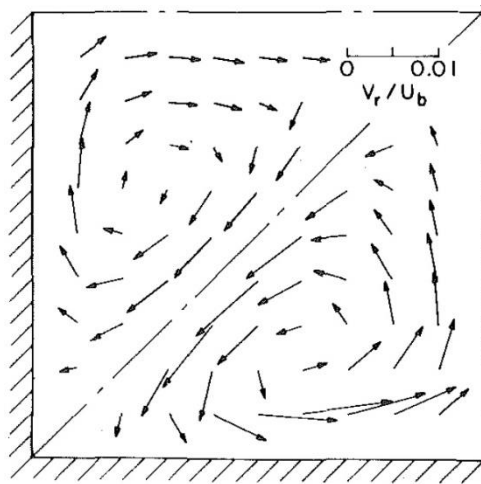


Рисунок 1.10 – Прогнозируемые векторы скорости вторичного потока при $Re = 75000$ ($l/d = 96$) [31]

Sugiyama H. С коллегами [32] провели численный анализ трехмерного турбулентного потока в квадратном канале с использованием модифицированной модели уравнения напряжения Рейнольдса и модели уравнения переноса для турбулентного потока. Особое внимание было уделено связи между константами модели и распределением рейнольдсовых напряжений и развивающимся процессом

вторичного течения второго рода. Следует подчеркнуть, что метод с использованием модели турбулентного теплового потока, разработанный авторами, смог довольно точно предсказать среднее число Нуссельта (Рисунок 1.11).

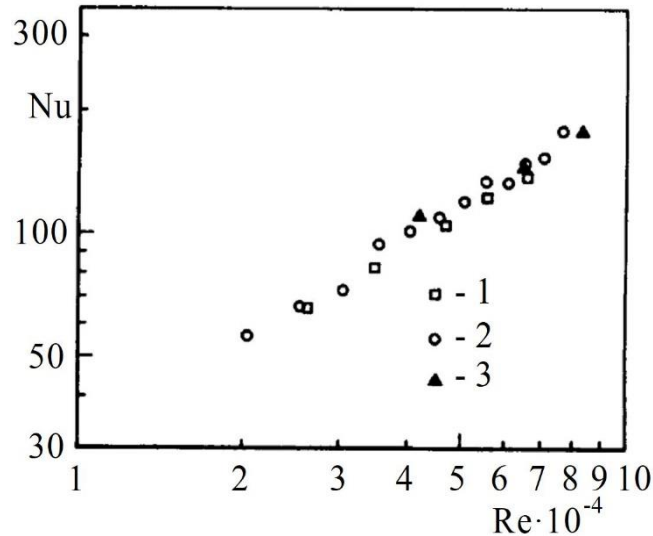


Рисунок 1.11 – Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса в квадратном трубопроводе: 1 – данные [33]; 2 – данные [34]; 3 – данные [32]

Также можно найти ряд научно-технических работ, направленных на изучение гидрогазодинамики и теплообмена в трубопроводах с квадратным поперечным сечением с фундаментальным и прикладным уклоном [35-38].

В свою очередь, не мало работ и по исследованию газодинамики и теплообмена в треугольных трубопроводах, в частности, [39, 40]. Altemani С.А.С. и Spargow Е.М. [39] провели эксперименты по определению входной зоны и полностью развернутых характеристик теплопередачи для турбулентного воздушного потока в равностороннем треугольном трубопроводе. Также были измерены коэффициенты трения. Полученные числа Нуссельта сравнивались с корреляциями круглых трубопроводов из литературы, из которой было показано, что гидравлический диаметр не полностью достаточен для обоснования результатов для круглых и некруглых каналов. Однако отличные предсказания числа Нуссельта были получены с использованием корреляции Петухова-Попова [41] в сочетании с измеренными коэффициентами трения для треугольного трубопровода. Таким образом,

разработанный авторами подход может иметь общее применение для прогнозирования теплопередачи в некруглых каналах, что важно для науки и энергетики.

Интересные результаты по теплообмену получены Aly A.M. и др. в статье [40]. Они исследовали полностью развитые воздушные потоки через равносторонний треугольный канал со сторонами 127 мм в диапазоне чисел Рейнольдса от 53 000 до 107 000. На основе эквивалентного гидравлического диаметра было обнаружено, что коэффициенты трения примерно на 6% ниже, чем для потока в круглой трубе. Установлено, что распределение средней осевой скорости около стенки описывалось внутренним законом стенки (когда основывалось на локальном напряжении сдвига стенки), но константы немного отличаются от констант для потока в круглой трубе. Aly A.M. и др. также подтвердили наличие вторичных токов, которые состояли из шести противоположно вращающихся ячеек, ограниченных биссектрисами угла. Эффекты вторичных токов были очевидны в поперечном сечении распределений средней осевой скорости, напряжения сдвига стенки и напряжений Рейнольдса, а также очень заметны в распределении турбулентной кинетической энергии. В результате, показано хорошее согласие экспериментальных и прогнозируемых характеристик течения на основе математического моделирования.

Турбулентный поток через равнобедренные треугольные каналы был исследован Usui H. и др. в диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 50 000 [42]. В их исследовании угол при вершине треугольника варьировался от $5,7^\circ$ до 60° . Для прогнозирования потока условия образования завихренности были выражены путем моделирования напряжения Рейнольдса с точки зрения градиентов средней осевой скорости и геометрически рассчитанного масштаба длины турбулентности. Примечательно, что результаты моделирования распределения скоростей и распределения напряжений сдвига хорошо согласуются с экспериментальными результатами других авторов, за исключением очень близкой к вершине. Была смоделирована вторичная структура потока в широком диапазоне углов при вершине (Рисунок 1.12). Максимальная вторичная скорость была менее 2% от объемной скорости.

Cope R.C. и Hanks R.W. детально изучали газодинамику и структуру потоков в треугольных трубопроводах [43]. Полученное распределение средней скорости и

измерений интенсивности турбулентности в каналах с равнобедренным треугольным поперечным сечением выявило существование диапазона чисел Рейнольдса для среднего потока, для которого имеет место выраженный нетурбулентный вторичный поток. Показано, что приводной механизм возникает из-за трехмерного характера ламинарного потока. Вторичный поток приводит к увеличению сопротивления трения примерно на 6-8% по сравнению с прямолинейным ламинарным потоком. Переход от прямолинейного ламинарного потока к трехмерному ламинарному потоку с вторичными циркуляциями происходит при критическом числе Рейнольдса, точно предсказываемом теорией устойчивости импульса Хэнкса.

/

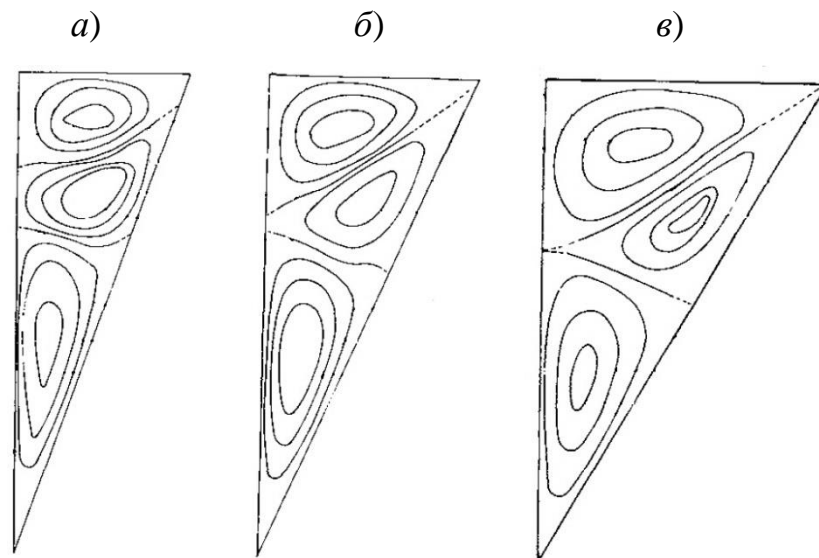


Рисунок 1.12 – Схемы образования вторичных течений в треугольном канале при разных углах вершины [42]: а) – 19,5 градусов; б) – 23,6 градусов; в) – 30 градусов

Таким образом, многие ученые с помощью визуализации потока показали, что поток через канал с треугольным поперечным сечением по своим характеристикам сильно отличается от потока через канал с круглым поперечным сечением. Среди прочего они выявили, что в углах канала существует чисто ламинарный поток, хотя основная масса жидкости движется в турбулентном режиме. Измерения теплоотдачи в таком трубопроводе, по-видимому, указывают на то, что турбулентный перенос в направлении высоты канала значительно меньше, чем ожидалось из измерений круглой трубы. Cremers C.J. и Eckert E.R.G. в статье [44] представили

результаты измерений турбулентных корреляций для турбулентного потока через треугольный канал. Эти измерения были выполнены с помощью термоанемометра и датчика с горячей нитью очень малых размеров. Они подтвердили существование ламинарной угловой области. В основной массе жидкости различия корреляций с таковыми в круглой трубке оказались меньше, чем предполагалось изначально.

Eckert E.R.G. и Irvine T.F. измеряли коэффициенты трения для трубопровода, поперечное сечение которого имеет форму равнобедренного треугольника с отношением сторон 5:1 в полностью развитой области потока для ламинарных, переходных и турбулентных условий [45]. Кроме того, они определили локальный и средний коэффициенты теплоотдачи для условия постоянного тепловыделения на единицу объема стенок воздухопровода. Факторы трения в ламинарном потоке хорошо согласуются с аналитическими расчетами. В диапазоне турбулентного потока они были на 20% ниже, чем значения, рассчитанные по соотношениям для круглой трубы с использованием эквивалентного гидравлического диаметра.

Rapley C.W. и Gosman A.D. [46] представили результаты моделирования турбулентного потока и теплоотдачи в узком равнобедренном треугольном канале, полученные с помощью математической модели, в которой напряжения Рейнольдса рассчитываются из алгебраических форм их уравнений переноса, впервые полученных для расчетов квадратного канала. Управляющие уравнения сформулированы в ортогональной криволинейной системе координат, которая соответствует форме поперечного сечения трубопровода, и решаются методом конечных объемов. Представленные решения показывают, что для условий исследуемого канала с малым углом при вершине, на местную и общую теплоотдачу почти не оказывает воздействие вторичный поток, но они подвержены влиянию от температурных граничных условий (в частности, градиент давления). Результаты моделирования удовлетворительно сравниваются с экспериментами (собственными и других авторов).

Hassan A.K.A. и Barrow H. [47] предложили оригинальные теплообменные характеристики потоков при их движении в некруглых трубопроводах, которые помогают лучше интерпретировать результаты моделирования и эксперимента, а также сравнивать различные случаи (граничные условия) и геометрию.

Следует отметить, что существует большое количество научно-исследовательских работ по изучению газодинамики и теплообмена при течении воздуха в трубопроводах с разным поперечным сечением. Например, подобные исследования, но для прямоугольного трубопровода были выполнены Melling A. и Whitelaw J.H. [48]. Они провели детальное экспериментальное исследование развития турбулентного течения в прямоугольном канале выполнено с помощью лазерно-доплеровского анемометра. При этом, наиболее наглядные и интересные результаты в основном были получены при использовании трубопроводов с поперечным сечением в форме квадрата и равностороннего треугольника, реже прямоугольника.

При этом можно выделить ряд современных работ, посвященных прикладному использованию каналов с разными поперечными сечениями для различных технических применений (солнечная энергетика, нано-жидкости, теплообменные аппараты и др.) [49-53]. Из этих работ видно, что профилированные каналы применяются во многих областях науки и техники. При этом, исследователи вводят дополнительные факторы для управления газодинамикой и теплообменом, например, канавки, лунки, перфорация, траншеи, закрутки, выступы, поверхности.

Анализ литературных данных показал, что за счет использования профилированных каналов в системах газообмена устройств периодического действия также можно управлять газодинамикой и теплообменом и тем самым повышать их эффективность. Также получение этих данных важно для уточнения расчетов.

1.3 Общие аспекты влияния внешней турбулентности на газодинамику и теплообмен газовых потоков в различных приложениях

Известно, что конвективный перенос теплоты в значительной мере определяется характером течения жидкости, которое может быть ламинарным или турбулентным [54]. Во многих транспортных энергоустановках имеет место турбулентный режим течения рабочего тела (в данной монографии будет в основном рассматриваться газовые потоки). При турбулентном течении кроме поступательного движения жидкости имеются нерегулярные перемещения «комков» жидкости. Основная

особенность турбулентного потока состоит в том, что в каждой его точке основные параметры потока (скорость, температура и др.) изменяются во времени (обычно эти изменения параметров называются пульсациями). Часто параметры потока изменяются во времени неравномерно и описать их аналитически не представляется возможным. Поэтому для удобства исследования турбулентного течения его параметры представляют как сумму осредненных во времени параметров и их пульсационных составляющих [54]. Интервал времени для осреднения Δt выбирается такой, чтобы результат осреднения не зависел от этого интервала. Связь актуальных (действительных) величин параметров с осредненными и пульсационными составляющими выражается уравнениями [54]: $w_x = \bar{w}_x + w'_x$; $w_y = \bar{w}_y + w'_y$; $w_z = \bar{w}_z + w'_z$; $p = \bar{p} + p'$, в которых w_x, w_y, w_z – проекции актуальной скорости потока на оси координат; $\bar{w}_x, \bar{w}_y, \bar{w}_z$ – осредненные во времени значения проекций скорости; w'_x, w'_y, w'_z – пульсационные составляющие проекций скорости; p – давление; \bar{p} и p' – осредненное давление и его пульсационная составляющая.

Для количественной оценки пульсационных составляющих скорости движения используется параметр, называемый степенью турбулентности Tu . В общем случае неизотропной турбулентности Tu определяется как [54]:

$$Tu = \sqrt{\frac{1}{3}(\bar{w}'_x{}^2 + \bar{w}'_y{}^2 + \bar{w}'_z{}^2)} / \bar{w}, \quad (1.1)$$

где \bar{w} – осредненная скорость потока (или скорость потока за пределами пограничного слоя).

В данном исследовании степень турбулентности определялась в предположении об изотропной турбулентности ($\bar{w}'_x{}^2 = \bar{w}'_y{}^2 = \bar{w}'_z{}^2 = \bar{w}'^2$) как отношение среднеквадратичной пульсационной составляющей скорости к средней скорости исследуемого потока:

$$Tu = \sqrt{\bar{w}'^2} / \bar{w}, \quad (1.2)$$

где \bar{w}' – пульсационные составляющие проекций скорости; \bar{w} – средняя скорость потока газа.

В аэродинамических трубах $Tu \sim 0,01$, но с помощью спрямляющих решеток ее можно довести до $\sim 0,0002$. В каналах значение Tu обычно составляет несколько сотых долей и даже тысячных долей процента.

Турбулентность возникает в так называемых течениях со сдвигом, т.е. в течениях с неоднородным полем скоростей. Неоднородность скоростного поля может быть обусловлена диссипативными потерями при взаимодействии потока со стенкой; в этом случае турбулентность называют пристенной. Неоднородность скоростного поля может быть вызвана и другими причинами – закруткой потока, струйным вдувом и т.д., в этом случае турбулентность называют свободной.

Поток может быть турбулентным и до начала взаимодействия его с рассматриваемой поверхностью. Такую турбулентность называют внешней. Именно этот случай, в основном, будет рассматриваться в данной монографии. То есть будет исследоваться влияние внешней турбулентности на пульсирующие потоки газа в системах газообмена поршневых двигателей, а источником внешней турбулентности будет являться лопаточный аппарат компрессора или турбины турбокомпрессора. В перспективе эти данные могут применяться в области турбиностроения.

Как уже упоминалось выше, в большинстве случаев естественная турбулентность потока, которую он имеет до начала взаимодействия с поверхностью теплообмена, составляет величину менее 0,01. Этот уровень естественной турбулентности особо не влияет на интенсивность теплоотдачи. Однако в некоторых транспортных энергоустановках наблюдается более высокий уровень турбулентности. Например, известно, что за камерой сгорания газовой турбины возможно значение $Tu = 0,2$ [54]. Иногда этот уровень искусственно увеличивают с целью интенсификации процессов тепло- и массообмена. В частности, с помощью турбулизирующих решеток можно получить $Tu = 0,3 \dots 0,4$ и больше (до 0,75).

Известно, что начальная внешняя турбулентность влияет на характер развития и структуру пограничного слоя [54-56]. Воздействие внешних возмущений на пограничный слой приводит к более ранней потере устойчивости ламинарным пограничным слоем и формированию турбулентного пограничного слоя. Возмущения, проникающие в ламинарный пограничный слой, гасятся ламинарным потоком. При

безнапорном течении эти возмущения не оказывают заметного влияния на теплоотдачу, но при наличии продольного градиента давления это влияние может быть существенным. В переходной части пограничного слоя внешняя турбулентность приводит к интенсификации теплоотдачи, а в турбулентной части этого влияния не обнаружено вплоть до степени турбулентности на входе в канал $Tu = 0,37$.

Дыбаном Е.П. и Мазуром А. И. [57, 58] было исследовано натекании осесимметричной струи воздуха при $Re = 2,0-9,0 \cdot 10^4$ (рассчитывалось по параметрам сопла) на пластину. В результате было установлено, что происходит увеличение интенсивности теплоотдачи, обусловленное повышенной турбулентностью потока с $Tu = 0,09-0,2$ (рассчитывалось по продольным скоростям на оси струи).

Аналогичные данные были получены Kestin J. И др. [59] для теплоотдачи вблизи передней критической точки при обтекании цилиндра воздухом. Kestin J. И др. также исследовали влияние внешней турбулентности на газодинамические характеристики потоков [60] при обтекании цилиндра воздухом с разной степенью турбулентности. Было установлено, что внешняя турбулентность влияет на положение точки отрыва потока от поверхности обтекаемого цилиндра. При увеличении Tu от 0,005 до 0,23 наблюдалось увеличение угла отрыва потока от 81 до 85°.

В работе [61] Kestin J. И др. исследовали уровень теплоотдачи пластины при условии, когда угол атаки равен нулю (градиент давления также равен нулю), а внешняя турбулентность набегающего потока воздуха имеет значения от 0,04 до 0,17. Было установлено, что даже небольшие изменения в интенсивности турбулентности набегающего потока вызывают большие изменения в коэффициенте теплоотдачи (Рисунок 1.13). Они составляют десятки процентов (10-40 %).

Следует отметить, что подобные результаты были получены Simonich J.C. и Bradshaw P. [62], которые также экспериментально исследовали уровень теплоотдачи пластины при нулевом градиенте давления и с разной степенью турбулентности потока воздуха, которая генерировалась посредством решетки. Результаты показали, что влияние внешней турбулентности в свободном потоке заключается в увеличении коэффициента теплоотдачи примерно на 5 % на каждое среднеквадратичное увеличение продольной интенсивности турбулентности.

Тогда как в другой статье Vüyükür A.R. и др. [63] представили результаты экспериментов по одновременному воздействию отрицательного градиента давления и степени турбулентности потока на локальный теплообмен изотермической плоской пластины с потоком воздуха как при ламинарном, так и турбулентном режиме течения в пограничном слое. Установлено, что с ростом степени турбулентности увеличивается и интенсивность теплоотдачи (Рисунок 1.14).

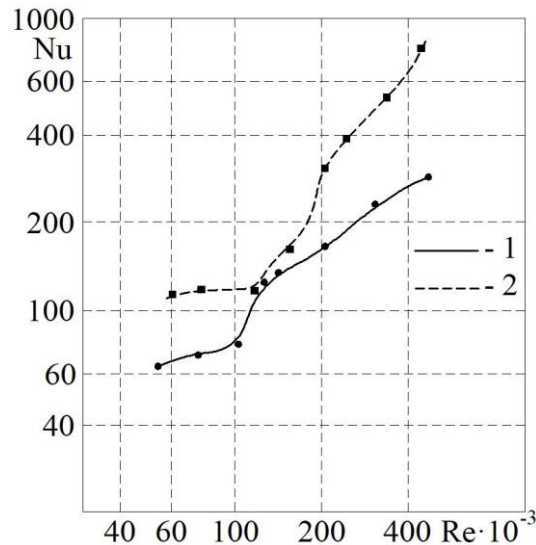


Рисунок 1.13 – Интенсивность теплоотдачи от плоской пластины для потока воздуха с нулевым углом атаки и разными величинами степени турбулентности:

$$1 - Tu = 0,04-0,06; 2 - Tu = 0,11-0,17 [61]$$

/

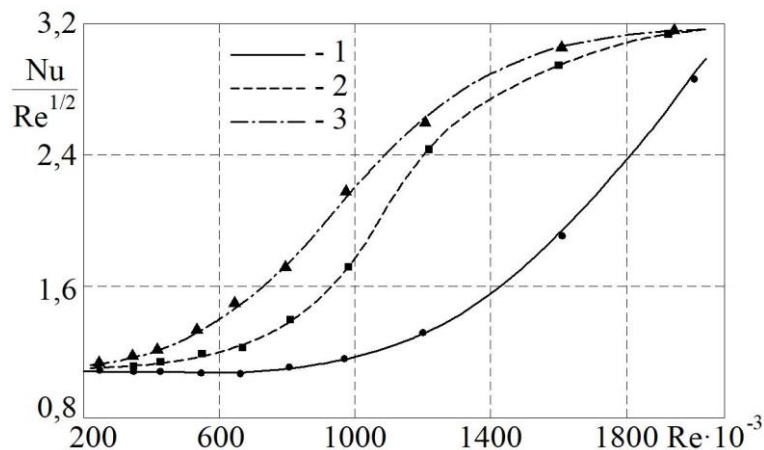


Рисунок 1.14 – Интенсивность теплоотдачи от плоской пластины для потока воздуха с разными величинами степени турбулентности:

$$1 - Tu = 0,01; 2 - Tu = 0,054; 3 - Tu = 0,069 [63]$$

Junkhan G.H. и Serovy G.K. [64] также экспериментально изучали влияние интенсивности турбулентности в свободном потоке на средние по времени профили скорости пограничного слоя и на теплообмен от плоской пластины с постоянной температурой с положительным градиентом давления. Исследования проводились для чисел Рейнольдса от $4 \cdot 10^4$ до $4 \cdot 10^5$ и для Tu в свободном потоке от 0,004 до 0,083. Для диапазона переменных, охватываемых экспериментами, было установлено, что: 1) влияние степени турбулентности потока на теплообмен через ламинарный слой с нулевым градиентом давления является незначительным; 2) для данного диапазона Re локальное число Нуссельта увеличивается с ростом степени турбулентности в свободном потоке, когда присутствует градиент давления; 3) не происходит роста числа Нуссельта при увеличении степени турбулентности в свободном потоке для турбулентных пограничных слоев с положительным градиентом давления. Эти выводы справедливы для многих энергетических устройств.

Аналогичные результаты были получены MacMullin R. и др. [65, 66]. Ученые также исследовали влияние параметра интенсивности продольной турбулентности в свободном потоке на теплообмен над поверхностью пластины с постоянным тепловым потоком. Экспериментально проводились измерения профиля скорости и температуры стенки при разных величинах степени турбулентности (от 0,07 до 0,18). Установлено, что интенсивность теплоотдачи увеличивается с ростом Tu . При этом рост теплоотдачи сопровождается до значения $Tu = 0,12$, затем имеет место стабилизация коэффициента теплоотдачи до значения $Tu = 15$, а после чего даже несколько снижается. Объяснение этой закономерности еще предстоит найти.

Можно выделить работы, в которых исследуется влияние внешней турбулентности набегающего потока на теплообмен применительно к поверхностям сложной формы, которые близки к геометрии лопаток турбомашин [67-70].

Kestoras M.D. и др. [67, 68] исследуют газодинамику и теплообмен в турбулентном пограничном слое над вогнутой стенкой при разной интенсивности начального потока газа. Так, в работе [67] эксперименты проводятся в пограничном слое над вогнутой стенкой при степени турбулентности свободного потока Tu приблизительно 0,08. Это исследование имитирует некоторые особенности потока при

обтекании лопатки газовой турбины. Установлено, что коэффициент теплоотдачи при T_u около 0,06-0,08 увеличивается примерно на 2 % по сравнению со случаем низкого T_u . Числа Стентона показывают очень небольшое увеличение в верхней части вогнутой стенки (рост примерно на 5 %) по сравнению со значениями при низком T_u . По мнению авторов, это считается результатом влияния крупномасштабных вихрей в потоке с высокими T_u . Другие результаты показывают, что турбулентные числа Прандтля на стенке восстановления уменьшаются до $\pm 0,9$ при повышении T_u , что согласуется с ростом чисел Стентона на стенке восстановления.

В свою очередь, в статье [68] описаны результаты по влиянию внешней турбулентности на особенности газодинамики в пограничном слое над вогнутой стенкой. Степень турбулентности в свободном потоке в данном исследовании также составляла около 0,08 в начале кривой и около 0,045 по всей стенке восстановления. В настоящем исследовании пограничный слой естественным образом растет в условиях высокой T_u , оставаясь турбулентным, по существу, от переднего края вогнутой стенки. Обнаружено, что турбулентность пограничного слоя усиливается проникновением крупномасштабных вихрей с высоким импульсом извне. Измерения в ядре потока показывают, что высокие уровни поперечного переноса импульса по вогнутой стенке вверх по потоку прекращаются, когда отсутствует искривление стенки. Также измерения в ядре потока показывают, что поперечный перенос импульса, который повышает застойное давление вблизи вогнутой стенки, активен как внутри, так и снаружи вогнутого пограничного слоя, создавая более мелкие градиенты скорости. Эти физические явления нашли применение в турбинах.

Moffat R.J. и др. [69] выполнили исследование влияния высокоинтенсивной крупномасштабной турбулентности потока газа на теплообмен пограничного слоя для изогнутой поверхности. Авторы создавали течения с интенсивностью турбулентности до 0,4 и длиной, в несколько раз превышающей толщину пограничного слоя. Кроме того, в исследовании сравнивалось 3 различных типа турбулентности (то есть турбулентности, создаваемые тремя разными устройствами), чтобы увидеть, оказывают ли они одинаковое влияние на пограничный слой. Установлено, что с ростом степени турбулентности имеет место рост интенсивности

теплоотдачи. При этом, на уровень теплообмена оказывает влияние как масштаб турбулентности, так и ее частота пульсаций, что справедливо для многих случаев.

Maciejewski P.К. и др. [70] выполнили аналогичные исследования по оценке влияния степени турбулентности потока на уровень теплообмена применительно к поверхности сложной конфигурации (подобно лопатки турбины). Показано, что вариация степени турбулентности Tu в пределах 0,05-0,4 приводит к изменению уровня теплообмена на исследуемой поверхности $\pm 15\%$.

Аналогичные результаты были получены Slanciauskas и Pedesius [71] при исследовании влияния степени турбулентности (от 0,011 до 0,135) свободного потока на интенсивность теплоотдачи при постоянной скорости течения газа. Их данные показаны на рисунке 1.15. Эффект степени турбулентности четко различим и упорядочен, и предполагает увеличение числа Нуссельта до 20% с ростом Tu .

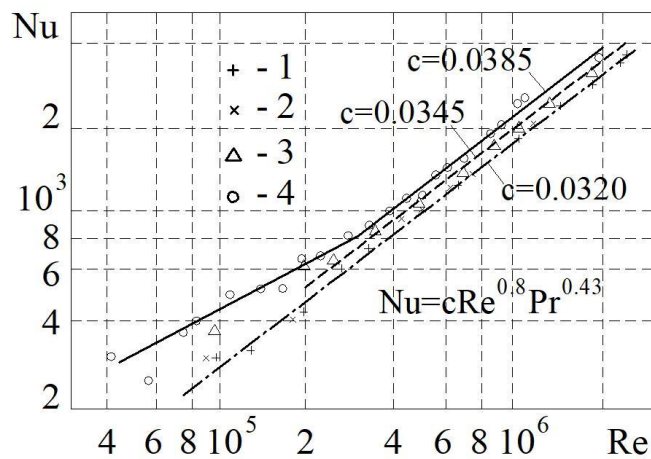


Рисунок 1.15 – Влияние турбулентности свободного потока на теплоотдачу при отсутствии градиента давления [71]: 1 – $Tu = 0,011$; 2 – $Tu = 0,022$; 3 – $Tu = 0,072$; 4 – $Tu = 0,135$;

При этом, можно отметить исследования по влиянию внешней турбулентности поток газа на теплообмен лопаток турбин и турбокомпрессоров [72, 73].

Maciejewski P.К. и др. [72] исследовали теплообмен в пограничном слое с очень высокой степенью турбулентности в свободном потоке применительно к газотурбинной промышленности, где актуально прогнозирование уровня теплообмена на лопатках турбины первой ступени. Коэффициент три для некоторых

конструкций двигателей. Задача была изучена экспериментально путем размещения поверхности теплообмена с постоянной температурой в различных местах на границе свободной турбулентной струи и измерения скорости поверхностного теплообмена и турбулентности в свободном потоке. Обнаружено, что турбулизация потока воздуха с Tu от 0,2 до 0,6 увеличивает теплопередачу в 1,8-4,0 раза по сравнению с величиной, рассчитанной по известным методикам.

York R.E. [73] провели экспериментальные исследования для получения локального распределения коэффициента теплоотдачи на типичной лопатке газотурбинного двигателя в аэротермодинамическом каскадном устройстве. Данные по теплопередаче были получены для ряда чисел Маха и Рейнольдса. Каскад был тесно связан с камерой сгорания двигателя, поэтому испытание включало эффекты высокой турбулентности в свободном потоке. Установлено, что уровень локальной и интегральной теплопередачи при обтекании потоком газа лопатки турбины достаточно чувствительны к аэродинамическим условиям эксплуатации. В пределах диапазона турбулентности свободного потока для условий данного эксперимента ($Tu = 0,06-0,08$) не было обнаружено никакой разницы ни в локальной, ни в интегральной теплоотдаче. Соответственно, авторы делают заключение, что увеличение теплоотдачи в полностью ламинарных или турбулентных зонах не имеет большого значения в исследованном диапазоне Tu . Возможно, это связано с небольшим диапазоном изменения степени турбулентности в данном исследовании.

В свою очередь, в работе [74] выполнено численное моделирование влияния начальной, внешней турбулентности ($Tu = 0-0,05$) потока газа на интенсивность теплоотдачи к поверхности лопаток турбомашин. Показано, что внешняя турбулентность оказывает значимое влияние на коэффициент теплоотдачи к поверхности лопатки турбины, вдоль образующей которой реализуются ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения (Рисунок 1.16).

Можно отметить работы Isomoto K. И Nonami S. [75, 76] по исследованию газодинамики отрывных течений на ступени при разных начальных уровнях турбулентности (Рисунок 1.17). Isomoto K. И Nonami S. экспериментально исследовали поведение разделяющего сдвигового слоя и его повторное присоединение, когда

турбулентность свободного течения обеспечивается для шести отдельных случаев для ступенчатого потока. Точка присоединения определялась термическим пучком. Для измерения средней скорости и турбулентности потока использовался термоанемометр. Степень турбулентности в данном исследовании находилась в диапазоне от 0,0025 до 0,74. Установлено, что чем выше уровень турбулентности перед ступенью, тем короче длина присоединения, в то же время никакого влияния геометрии ступени на присоединение не наблюдается. Эти данные требуют верификации.

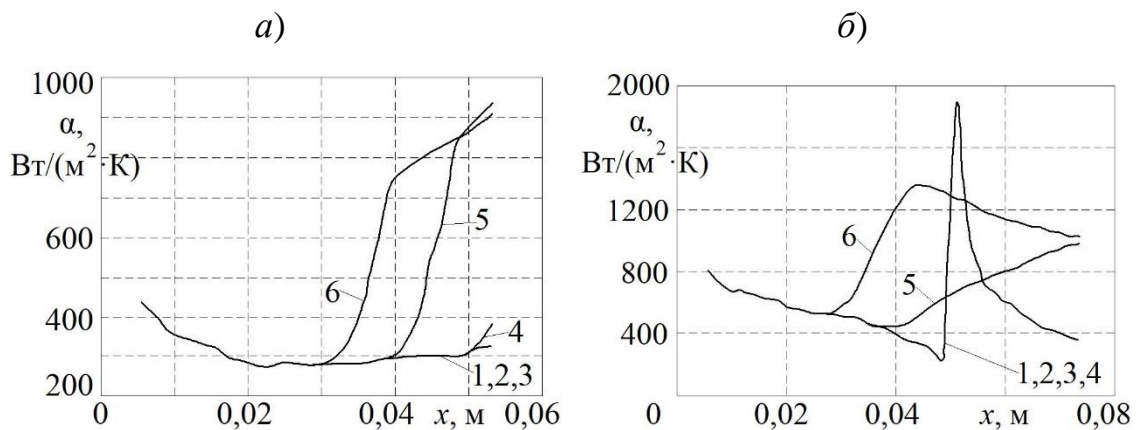


Рисунок 1.16 – Изменение вдоль корыта (а) и спинки (б) лопатки локальных коэффициентов теплоотдачи при разных значениях Tu [74]:

1 – $Tu = 0$; 2 – 0,01; 3 – 0,02; 4 – 0,03; 5 – 0,04; 6 – 0,05

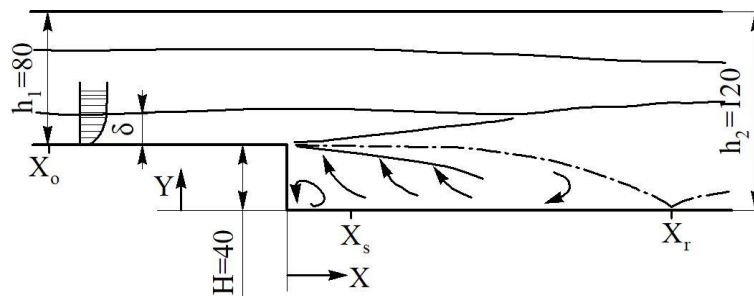


Рисунок 1.17 – Схема исследуемой ступени [75]

Также можно отметить современные исследования по влиянию начальной внешней турбулентности на газодинамику и теплообмен при течении газа в каналах разной конструкции с учетом различных элементов в них [77, 78].

Rahbari I. и Paniagua G. [77] на основе математического моделирования исследовали течение газа в канале под влиянием акустических волн, которые создавали

повышенную турбулентность потока, и оценивали их влияние на передачу тепла и импульса. Моделирование выполнялось при 2-х числах Маха равных 0,75 и 1,5, и умеренных числах Рейнольдса равных 3000 и 6000. Частота акустического возбуждения выбирается в соответствии с анализом линейной устойчивости фонового (невозбужденного) потока. В результате было обнаружено акустическое (устойчивое) течение, возникающее в результате нелинейных взаимодействий между периодической внешней волной и фоновым потоком. Это вызывает устойчивое усиление теплообмена с интенсивностью, превышающей увеличение гидравлического сопротивления потока. Полученные данные можно рассматривать как новую технологию, направленную на усиление теплообмена с минимальным ростом гидравлического сопротивления. Однако, очевидно, что полученные данные требуют экспериментальной проверки в реальных условиях с учетом чисел Маха.

Duan Y.C. и др. [78] с помощью PIV-метода изучали структуру потоков газа в открытых каналах при наличии крупномасштабной турбулентности. Авторы проводят анализ влияния степени турбулентности на газодинамические характеристики потока. Установлено, что турбулизация потока оказывает существенное влияние на поведение и структуру течения в каналах, что важно для уточнения физики процессов о влиянии газодинамики на уровень теплообмена.

Особо выделяются известные работы Терехова В.И., Ярыгина Н.И., Дьяченко А.Ю. и др. [79-82]. Они изучали газодинамику и теплообмен потоков в отрывных течениях газа разного технического приложения. Ими выявлено, что исходная турбулентность потоков газа, создаваемая перфорированной решеткой ($Tu \approx 0,05-0,06$) и флажковым генератором турбулентности ($Tu \approx 0,13-0,15$), оказывает значимое влияние на вихреобразование и теплообмен в отрывных течениях за различными преградами. При этом, турбулентность воздействует в основном на крупномасштабное движение в слое смешения, вызывая увеличение пульсаций скорости, и через него на поток в основном и во вторичном вихревом течении. Обнаружено, что уровень начальной турбулентности понижает размер вихревых структур, сокращает длину отрывной области и уменьшает величину вторичного вихря как за уступом, так и за ребром. Более того, имеет место угасание влияния торцевых

стенок на рециркуляционную зону (область). Также имеет место интенсификация теплоотдачи в зоне отрыва и рост давления по абсолютному значению.

Установлено, что при высоких значениях Tu входного течения имеет место увеличение коэффициента теплоотдачи до 70 % в точке присоединения потока за уступом (Рисунок 1.18) [79]. При этом, максимальное влияние имеет место за небольшими уступами (по высоте). За ребром той же высоты влияние исходной степени турбулентности потока на теплоотдачу немного снижается (рост уже не более 30 %). Примечательно, что возникает четкая зависимость этого влияния от положения угла ребра к направлению потока – максимальный эффект имеет место, когда положение угла ребра к течению составлял семьдесят или восемьдесят градусов).

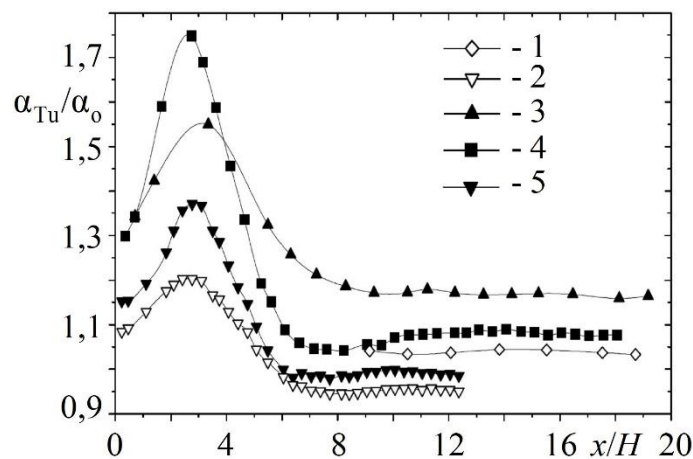


Рисунок 1.18 – Влияние внешней турбулентности на теплоотдачу в отрывном течении за уступом [79]: 1 – $H = 6$ мм, $Tu = 0,05$; 2 – $H = 30$ мм, $Tu = 0,05$; 3 – $H = 10$ мм, $Tu = 0,134$; 4 – $H = 20$ мм, $Tu = 0,134$; 5 – $H = 30$ мм, $Tu = 0,134$

Также установлено, что интенсивность теплоотдачи возрастает до 70 % по всей поверхности в прямоугольной камере при угле наклона боковых стенок 70-80 градусов при Tu более 0,15 (Рисунок 1.19) [82]. При этом, авторы подчеркивают, что такие значения теплоотдачи являются большими, чем за уступом, если вычислить среднюю величину коэффициента теплоотдачи на поверхности рециркуляционной зоны (области). Эти данные важны в области микроэлектроники.

Можно выделить работы Дрейцера Г.А., Лобанова И.Е. [83, 84], в которых исследуется предельная интенсификация теплоотдачи в трубах за счет начальной

турбулизации потока. Авторы предложили математическую модель для расчета предельных изотермических параметров теплообмена и гидравлического сопротивления потоков газа в прямолинейном канале, которая учитывает начальную степень турбулентности Tu . Модель содержит описание процессов переноса для широкого диапазона чисел Рейнольдса и Прандтля, а также степени турбулентности. Эта модель позволяет прогнозировать потенциал интенсификации теплообмена с высокой точностью, что особенно важно для расчета и проектирования электронных плат в компьютерной и космической технике.

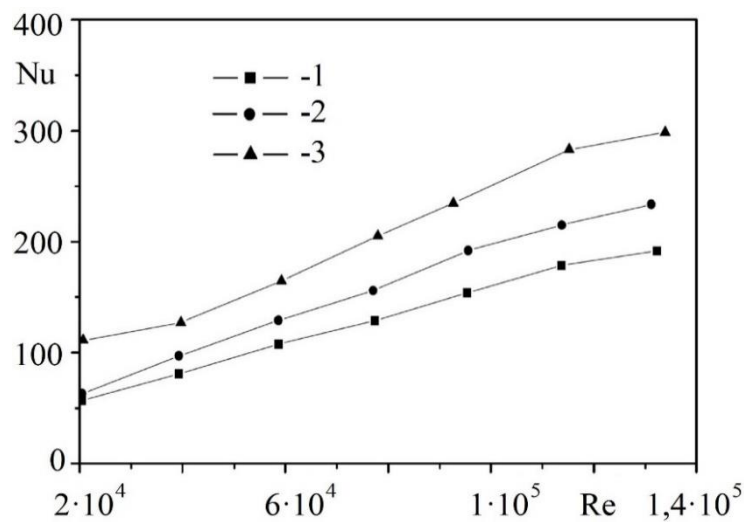


Рисунок 1.19 – Зависимость числа Нуссельта (Nu) от числа Рейнольдса (Re) при разной степени турбулентности набегающего потока и угле наклона боковых стенок каверны 60 град [82]: 1 – $Tu = 0,015$; 2 – $Tu = 0,065$; 3 – $Tu = 0,158$

Также следует отметить прикладные исследования по влиянию внешней турбулентности на пленочное охлаждение плоской поверхности с системой наклонных отверстий в траншее [85-87]. Авторы на основе экспериментальных исследований и численного моделирования изучали газодинамику и теплообмен при пленочном охлаждении плоской поверхности с однорядной и парной системами наклонных отверстий, расположенных в траншее, при разных уровнях внешней турбулентности. Установлено, что эффективность охлаждения подобных систем имеет лучшую эффективность, чем систем с наклонными отверстиями, поскольку обеспечивается более полное покрытие поверхности пленкой охладителя. Исходная турбулентность Tu на уровне $\sim 0,07$ еще улучшает охлаждение на 4,5-8,05 %.

Анализ научно-технических результатов показал, что исходный уровень внешней турбулентности течения с $Tu > 0,05$ заметно воздействуют на газодинамику и теплообмен потоков газа применительно к многим устройствам, в частности, транспортным энергетическим установкам. Зафиксировано, что обычно имеется тенденция – с ростом Tu наблюдается интенсификация теплообмена.

1.4 Особенности газодинамики и теплообмена потоков в турбокомпрессоре для наддува поршневых двигателей

Известно, что одна из основных тенденций совершенствования современных транспортных энергоустановок на базе поршневых двигателей – повышение их технических и экономических характеристик при сохранении массогабаритных показателей [88-90]. Установка на двигатель турбокомпрессора (ТК) – один из распространенных и эффективных способов решения этой задачи. При этом, специалисты в области поршневых ДВС рассматривают установку ТК только как действенный способ повышения массового расхода воздуха через цилиндры двигателя и, соответственно, улучшения его эксплуатационных показателей. Однако, можно предположить, что установка турбокомпрессора будет оказывать значимое влияние на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков газа в газодинамической системе поршневого ДВС вследствие того, что лопаточный механизм ТК является источником внешней турбулентности для основного напорного течения.

Как было показано в разделе 1.3, в выходном канале центробежного компрессора турбокомпрессора степень турбулентности потоков может иметь значения 0,2 и даже более. В этом случае начальная внешняя турбулентность существенно влияет на характер развития и структуру пограничного слоя [91-93], а соответственно, и на интенсивность теплообмена. Поэтому при разработке конструкций впускных и выпускных систем транспортных энергомашин на базе поршневых двигателей с турбонаддувом необходимо иметь максимально полную информацию о тепломеханических процессах в одном из самых важных элементов системы – турбокомпрессоре и его возможном влиянии на газодинамическую систему ДВС.

Рассмотрим основные научно-технические результаты других авторов по этой тематике. Обзор научно-технических данных по современным исследованиям в области гидрогазодинамики и теплообмена потоков в системах турбонаддува позволяет сделать вывод об актуальности и заметном интересе ученых и инженеров к данной тематике. При этом, они в своих исследованиях уделяют внимание всем аспектам, связанным с производительностью и эффективностью работы ТК и ДВС.

В первую очередь обращают на себя внимания исследования, связанные с анализом эффективности различных систем наддува для ДВС [94-97]. В рассматриваемых работах проводилось сравнение разных типов систем наддува применительно к дизельным, бензиновым и газовым двигателям. Показано, что системы наддува на основе турбокомпрессора еще не исчерпали свой потенциал и, соответственно, они способны улучшать показатели энергетических машин на базе поршневых ДВС. Остановимся несколько подробнее на некоторых результатах этих работ. Svensson E. и др. [94] проводили эксперименты и численное моделирование различных конфигураций турбокомпрессора для оценки эффективности двигателя с турбонаддувом. В базовой конфигурации использовался многоцилиндровый дизель с одноступенчатым ТК. Экспериментально полученные скорости теплового потока и другие граничные условия использовались для проверки и настройки имитационной модели. Затем эта модель использовалась для сравнения трех различных турбокомпрессоров: 2-х одноступенчатых ТК и одного двухступенчатого. При моделировании весь диапазон режимов работы ДВС и ТК, а также нагрузки был рассмотрен для определения характеристик двигателя. Результаты моделирования показали, что двухступенчатый ТК смог обеспечить максимальную нагрузку во всем диапазоне частот вращения вала со средним эффективным давлением 2,56 МПа, тогда как два одноступенчатых ТК достигли 2,22 и 2,31 МПа, соответственно. Было обнаружено, что снижение температуры отработавших газов на входе в турбину имеет решающее значение для получения высоких значений эффективности системы. Полученные данные также применимы в области турбиностроения.

В статье [94] обсуждаются возможные подходы к повышению мощности поршневых ДВС путем осуществления наддува посредством центробежных

компрессоров с принудительным перемещением, центробежных компрессоров, турбокомпрессоров и комбинированных систем повышения давления на базе механических и электрических компрессоров. В статье подтверждено, что системы повышения давления во впускной системе ДВС оказывают положительное влияние на его эксплуатационные параметры. Также авторами проведен сравнительный анализ систем по занимаемому объему, эффективности его компрессорных и приводных агрегатов и коэффициенту сжатия, который выявил преимущества и недостатки рассматриваемых способов наддува. В заключении авторы делают выводы о наиболее эффективных и перспективных направлениях дальнейших исследований, направленных на улучшение эксплуатационных характеристик двигателей с системой наддува. В частности, разработка оригинальных технологий наддува.

В работе Tang Q. и др. [96] также рассматриваются различные способы наддува поршневых ДВС и производится оценка их эффективности. В статье изучены несколько видов турбонаддува, включая турбонаддув с паровым турбированием (SAT), турбонаддув с электронным управлением (ECT) и турбонаддув нагнетаемого газа (SET). В качестве объекта исследования использовался бензиновый двигатель с турбонаддувом, который сначала испытывали на стенде, чтобы получить базовые данные для построения и калибровки имитационной модели. Затем была разработана математическая модель в программе GT-Power. Затем, на основе моделирования были исследованы двигатели с рассмотренными выше системами турбонаддува. Результаты показывают, что SET, SAT и ECT могут уменьшить время отклика и расход топлива на переходных режимах работы ДВС. Наибольшую топливную эффективность показали двигатели, оснащенные системами SAT и ECT (удельный расход топлива снижается до 38,2 % по сравнению с базовым ДВС). Соответственно, авторы делают заключение о перспективности данных систем.

Так, можно выделить ряд работ, которые посвящены изучению теплообмена отработавших газов во впускных и выпускных каналах турбины турбокомпрессора. По данному направлению исследований можно выделить работы Franzke и др. [98] и Huang и др. [99], в которых на основе математического моделирования

осуществлялось прогнозирование температуры отработавших газов на входе и на выходе из турбины, а также их влияние на эксплуатационные показатели ДВС.

В статье [98] была разработана подробная одномерная модель термопар, которая фиксирует принцип измерения физическим подходом, для определения температуры выхлопных газов перед турбиной в расчетах газообмена для двигателей с турбонаддувом. Поскольку температура, измеренная термопарой на входе в турбину, обычно используется в качестве критерия для оценки экологичности и является основным критерием прочности ТК, то точное прогнозирование этого значения является решающим в разработке будущих концепций двигателя. Основной сложностью данного подхода является интеграция подробных данных о конвективном теплообмене вдоль длины выступов термопары из трехмерного моделирования нестационарного течения выхлопных газов в канале. В статье подробные исследования с помощью трехмерного и одномерного моделирования представлены для стационарного потока. Для проверки результатов моделирования были проведены натурные испытания на двигателе с турбонаддувом. Анализ значений температур показывает, что при входе в турбину может быть достигнуто отклонение предсказания температуры выхлопных газов с помощью математической модели на величину до 10 К по сравнению с результатами опытов, что довольно точно.

В статье [99] также разрабатывалась математическая модель для прогнозирования температуры отработавших газов, но уже на выходе из турбины ТК. Следует отметить, что для верификации математической модели использовались результаты испытаний ТК на безмоторном стенде, компоновка которого показана на рисунке 1.20. Точное прогнозирование температуры на выходе из турбины важно для проектирования систем диагностики ДВС, двухступенчатых турбокомпрессоров и восстановления энергии выхлопных газов. Для прогнозирования температуры на выходе турбины необходимы точные модели ТК (турбины и компрессора), а также двигателя в целом. Отличительная особенность, разработанной авторами математической модели, состоит в том, что эта модель учитывала теплопередачу внутри турбокомпрессора. Известно, что различия между прогнозируемыми и фактическими температурами газа на выходе из турбины зависят от трех параметров:

1) скорости вращения ротора ТК, 2) коэффициента расширения турбины и 3) температуры на входе в турбину. Поэтому их нужно обязательно учитывать.

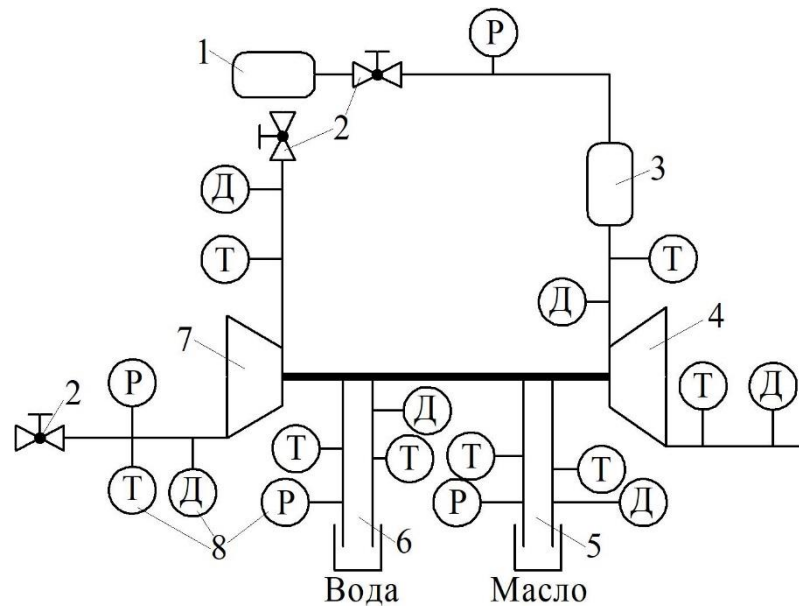


Рисунок 1.20 – Компоновка безмоторного стенда для испытаний ТК [99]: 1 – объемный компрессор; 2 – специальные клапаны; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – система смазки ТК; 6 – система охлаждения ТК; 7 – компрессор; 8 – датчики: Т – измерение температуры; Д – измерение давления; Р – измерение расхода газа / жидкости

Другая особенность данного исследования состояла в том, что нейронная сеть использовалась для коррекции теплопередачи внутри ТК на основе этих трех параметров, а затем она сочеталась с одномерной (1D) моделью турбокомпрессора в программе GT-Power (Рисунок 1.21).

/

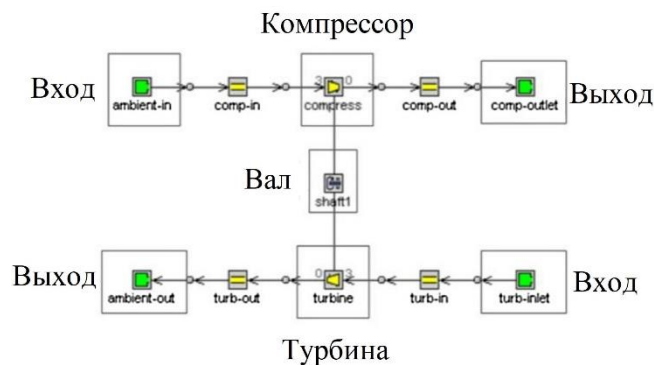


Рисунок 1.21 – Модель турбокомпрессора в программе GT-Power [99]

Кроме того, результаты моделирования (прогноза температуры) были подтверждены путем проведения экспериментов. В результате, погрешность предсказания температуры на выходе из турбины составляла менее 15 К (Рисунок 1.22).

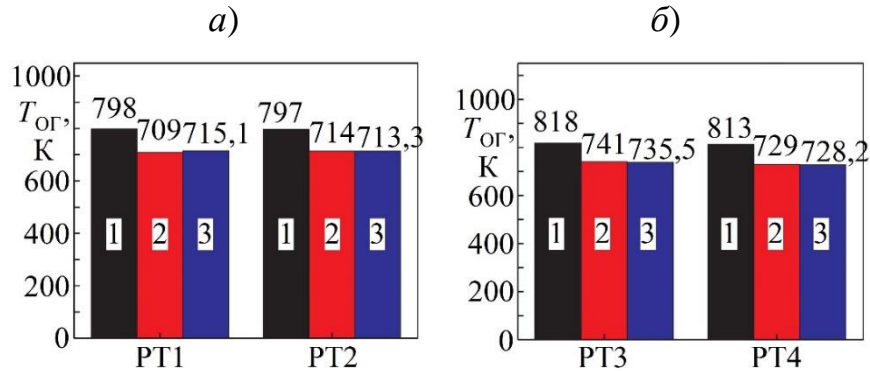


Рисунок 1.22 – Величины температуры газов на выходе из турбины $T_{ог}$ для разных рабочих точек (РТ) при частоте вращения ротора ТК равной 100000 мин⁻¹ (а) и 160000 (б): 1 – результаты моделирования; 2 – результаты измерений; 3 – коррекция $T_{ог}$ с помощью нейронной сети [99]

В других статьях исследовались процессы теплообмена и газодинамики в турбине ТК с учетом пульсаций отработавших газов [100-102]. Например, в статье Lee S.P. и др. [100] производился анализ влияния формы импульсов отработавших газов в выпускной системе на эффективность турбины. Известно, что рабочий процесс поршневого двигателя является периодическим (возвратно-поступательным) в связи с чем турбина ТК работает в крайне нестабильной среде (пульсирующие потоки газа, высокие температуры, вибрация). Соответственно, авторы на основе математического моделирования рассматривали влияние формы импульса на производительность турбины ТК импульсного типа. В то время как влияние частоты и амплитуды импульсов на нестационарные рабочие характеристики турбины ТК в прошлом уделялось значительное внимание, но мало изучен вопрос о воздействии формы импульса. В рассматриваемой работе были исследованы 4 формы входного импульса, которые, как показано, оказывают значительное влияние на мгновенные расходные характеристики турбины. Например, квадратный импульс показал

наиболее отчетливое влияние, при котором нормализованная средняя эффективность цикла уменьшалась на 1,37 % по сравнению с синусоидальной волной.

В статье [101] авторами предлагается оригинальный метод расчета турбины турбокомпрессора с учетом существенных пульсаций газов на входе. В этой статье оценивается роль математических уравнений для законов сохранения массы, энергии и энтропии в нестационарной постановке задачи для идеального газа, чтобы убрать несогласованность в квазистационарном подходе, и соответственно, улучшить точность расчетов. Важность и полезность выполнения моделирования в нестационарных условиях осуществляется для случая турбины турбокомпрессора, подвергнутой значимой пульсации потока газа на входе.

Далее остановимся на направлениях и результатах исследований, относящихся к совершенствованию процессов в компрессоре турбокомпрессора. Так, можно найти публикации, где с помощью численного моделирования гидровгазодинамики и теплообмена изучалось влияние конструкции входных и выходных каналов центробежного компрессора ТК на его эффективность [103-106]. Так, Zhang M. И др. в своей работе [103] использовали полномасштабное нестационарное моделирование для изучения входных и выходных искажений импульсов газов путем добавления специальной модели искажения компрессора. Известно, что центробежный компрессор – очень распространенный тип устройства преобразования энергии, которое используется в ряде промышленных обрабатывающих устройств и турбокомпрессоров. Часто ввиду ограниченного пространства для установки центробежные компрессоры соединяются со сложными системами впуска и выпуска ДВС, которые имеют изгибы, препятствия, сужения и расширения с асимметричной геометрией. Эти асимметричные компоненты вызывают искажения потоков газа на входе в компрессор и выходе, которые оказывают сильное влияние на производительность компрессора. Результаты показывают, что применение модели искажения может нейтрализовать входные и выходные искажения, сохранить однородность параметров потока в крыльчатке и диффузоре, а также подавить колебание массового расхода в компрессоре. Кроме того, максимальная эффективность

при наилучшем согласовании может быть увеличена на 0,67 % и 1,16 % при 80 % и 100 % номинальной скорости вращения ротора ТК, соответственно.

В свою очередь, статье [104] представлена валидация одномерной математической модели компрессора (1DCM), применяемой для моделирования ТК работы с глубокими волнами пульсирующего потока воздуха. Компрессор описывается на основе блок-схемы, где соответствующие «виртуальные трубы» размещаются вверх и вниз по компрессору, чтобы обеспечивать массовым расходом и эффектам распространением волн. Предлагаемая методология, учитывает физические особенности основного потока воздуха и тепловые потери внутри ТК. Валидация модели компрессора 1DCM была проведена, сравнивая результаты моделирования с экспериментальными данными. Разработанная нестационарная версия компрессора 1DCM дала удовлетворительное согласование в отношении частоты, амплитуды и формы импульсов потоков воздуха. Таким образом, предлагаемая авторами модель, сочетающая в себе низкую вычислительную мощность расчетов, типичную для 1D-моделирования, с использованием дополнительных функций, таких как «виртуальная труба» и расширенная карта компрессора, что увеличивает точность расчета процессов в компрессоре. Практическая значимость бесспорна.

Подобные результаты были получены также на основе экспериментальных исследований. Например, Galindo J. И др. [107] экспериментально исследовали влияние разных геометрических форм входных каналов компрессора на его расходные характеристики, а также на показатели шума и механической прочности. Для этого был разработан испытательный стенд – поршневой двигатель, оснащенный центробежным компрессором в составе турбокомпрессора. Для обеспечения полного представления о влиянии каждой конфигурации входного канала компрессора выполнялись испытания двигателя как на установившихся, так и на переменных режимах работы. Результаты показывают четкую чувствительность параметров компрессора и ДВС к изменениям геометрии перед входом в компрессор ТК.

В статьях Hirano и др. [108] и Gancedo и др. [109] для разных видов центробежных компрессоров ТК были исследованы гидрогазодинамика и теплообмен течений во входных и выходных устройствах, чтобы улучшить их эффективность. В

экспериментальной работе [108] была исследована возможность выравнивания поля скоростей потоков на входе в компрессор ТК путем создания инъекции. При работе центробежного компрессора ТК часто возникают явления неустойчивости, такие как вращающийся затвор и обратная волна, что особенно характерно при низких расходах воздуха. В этом исследовании сжатый воздух на выходе из центробежного компрессора повторно подавался на вход ТК, а точнее вводился во входное отверстие крыльчатки с использованием двух инжекционных сопел для подавления отрицательных газодинамических явлений, описанных выше. Было исследовано наиболее эффективное периферическое положение сопел для снижения скорости потока в начале всплеска и выравнивания поля скоростей. Более того, влияние инъекции на пульсирующую составляющую скорости потока воздуха до и после всплеска (импульса) было исследовано путем изучения частоты колебаний статического давления на поверхности стенки и визуализации поверхности стенки компрессора методом масляной пленки. Предлагаемое решение позволило существенно стабилизировать течение на входе в компрессор, что привело к росту КПД ТК. Это потенциально должно вызвать рост КПД энергоустановки на базе ДВС.

В свою очередь в работе [109] оптическими методами (PIV) исследуется структура потока во входных и выходных каналах центробежного компрессора ТК. Известно, что основная задача при работе двигателя и турбокомпрессора заключается в согласовании диапазона изменения расхода воздуха динамической турбомшины (компрессора в ТК) с насосом с принудительным вытеснением (поршневой ДВС), поскольку диапазон расхода последнего обычно выше. Соответственно, основным интересом представляет рабочий диапазон именно компрессора. При низком массовом расходе (MFR) диапазон компрессора ограничен появлением помпажа. Для контроля и совершенствования использовались многочисленные и разнообразные методы. Однако, в большинстве случаев требуется, чтобы метод борьбы с помпажом был относительно простым и предпочтительно пассивным. В большинстве случаев для этого используется рециркуляция воздуха ТК, т.е. сжатый в компрессоре воздух подается обратно на вход в компрессор. В рассматриваемом здесь компрессоре имеется такое устройство. Авторами изучалось влияние временного

интервала рециркуляции на работу компрессора. Исследования проводились на компрессоре с рециркуляцией и без нее. В ходе опытов осуществлялось измерение расхода воздуха разными методами (для сравнения и повышения достоверности результатов) во всем диапазоне нормального режима работы и во время помпажа с использованием метода фазовой синхронизации для получения средних полей потока. Когда рециркуляция отсутствовала, было обнаружено, что сильный обратный поток развивается во входном канале компрессора при низком массовом расходе, нарушающей входящий поток и вызывающий значительное гидравлическое сопротивление. Рециркуляция устраняет большую часть обратного потока, делая работу компрессора более стабильной. Визуализация с помощью PIV-метода показала, что движение потока на входе является нестационарным и трехмерным.

Статья Torregrosa и др. [110] посвящена экспериментальному исследованию структуры потоков с помощью PIV-метода в проточной части, колесе компрессора ТК, а также в выходном устройстве. Авторы в своем исследовании сделали упор на режим работы ТК, когда неустойчивые рабочие условия приводят к переходу потока из диффузора во впускную трубу. Предыдущие исследования успешно использовали PIV-метод и аналогичные ему, но наиболее важные результаты этого исследования были получены в открытом компрессоре, где обратный поток может диффундировать в окружающую среду. В этой работе использовалась стеклянная трубка, достаточно длинная, чтобы ограничить всю длину обратного потока (Рисунок 1.23а). Пример фотографии, сделанной с помощью PIV-метода, показан на Рисунок 1.24 Преимущество такого проведения опытов заключалось в том, что этот обратный поток находится при более высокой температуре из-за процесса сжатия, что позволяло провести дополнительные измерения, когда для оценки ее максимальной длины по карте компрессора использовалась матрица термопар (Рисунок 1.23б). В этом случае данные получаются более полные и достоверные.

Используя эти результаты в качестве эталона, были измерены как осевые, так и поперечные поля скорости в выходном канале ТК. Описаны проблемы, связанные с каждым из них, а также соответствующие результаты, которые показывают,

насколько предлагаемый метод правильно идентифицирует обратный поток (Рисунок 1.25). Это важно учитывать при проектировании элементов компрессора.

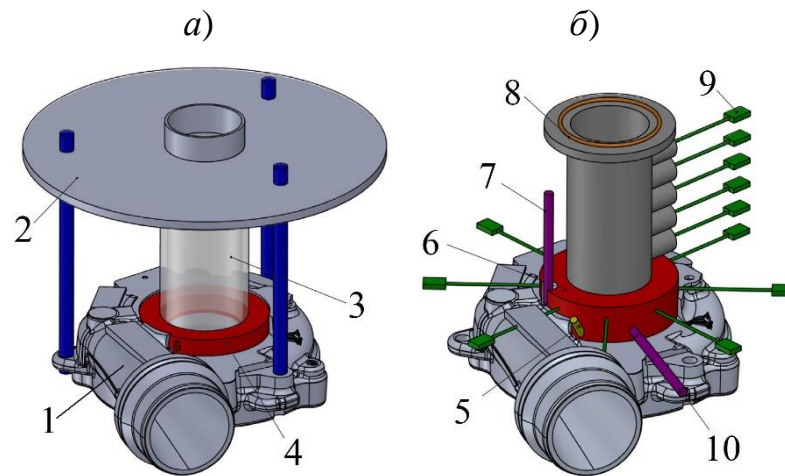


Рисунок 1.23 – 3Д-модель экспериментального турбокомпрессора для PIV-измерений (а) и локальных измерений температуры и давления (б) [110]: 1 – турбокомпрессор; 2 – фланец для крепления трубки; 3 – прозрачная стеклянная трубка; 4 – переходник; 5 – датчик частоты вращения вала ТК; 6 – адаптер; 7 – датчик давления; 8 – O-образное кольцо; 9 – термопара; 10 – датчик давления

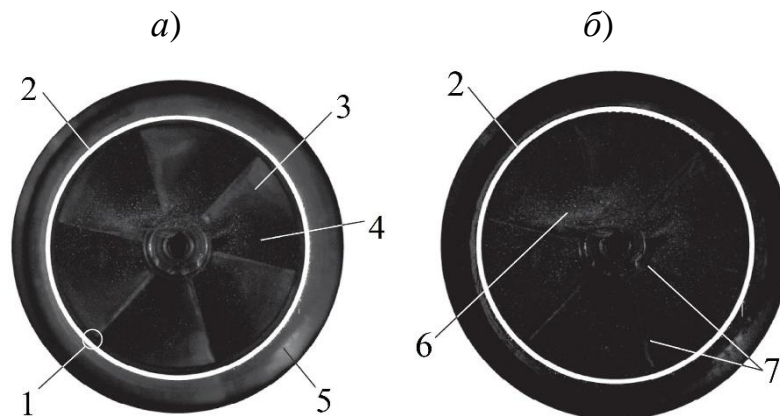


Рисунок 1.24 – Необработанный снимок поперечной плоскости в выходном канале ТК (а) и такой же снимок после постобработки удаления фона (б) [110]: 1 – зазор между наконечниками; 2 – исследуемая область; 3 – лопатки; 4 – посев частиц для PIV-метода; 5 – труба; 6 – улучшенная видимость посева частиц; 7 – передние кромки лопаток и гайка вала ТК

В свою очередь, Deng и др. [111] и Leufvén др. [112] разработали математические модели целого турбокомпрессора для наддува ДВС (т.е. с учетом взаимного тепломеханического воздействия компрессора и турбины друг на друга), чтобы оценить гидрогазодинамику и теплообмен течений, а также рассчитать эффективность самого ТК. Подобные исследования также проводились в работах [113, 114].

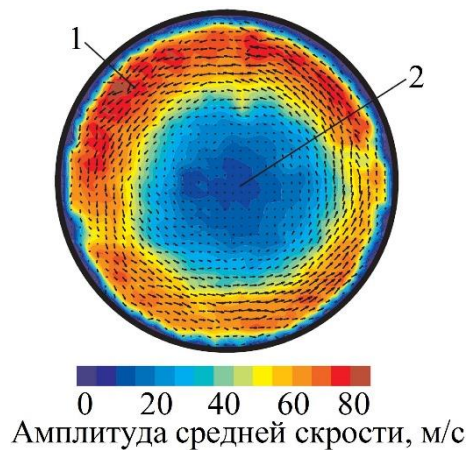


Рисунок 1.25 – Результаты усредненного поля поперечных скоростей для низкого массового расхода воздуха вдоль измеренной длины обратного потока в выходном канале ТК [110]: 1 – обратный поток; 2 – ядро потока

В статье [111] подчеркивается, что турбокомпрессоры являются ключевыми компонентами систем газообмена, теплофизические особенности которых необходимо учитывать в процессе разработки ДВС. Комбинация газодинамических, механических и тепловых явлений делает ТК динамичным и нелинейным элементом в процессе моделирования. В статье приводятся данные на основе математического моделирования о количественной оценке динамического отклика системы турбо-нагнетателя в частотном спектре от 0,003 Гц до 500 Гц, т.е. в диапазонах пульсаций выхлопных газов, характерных для установившегося режима работы ДВС с ТК, а также периодах нагружения и запуска холодного двигателя. Разработанная модель была проверена с помощью экспериментальных измерений. В численных исследованиях пульсации давления и температуры на входе в турбину и на выходе из нее задавались во всем диапазоне частот. Были исследованы динамические характеристики температуры корпуса турбины, скорости вращения вала ТК, массового

расхода и температуры / давления газа при разных частотах. Изменение массового расхода демонстрирует значительное динамическое поведение при частотах выше 100 Гц, что свидетельствует о том, что квазистационарное предположение недействительно в этом частотном диапазоне. Механическая система ТК (ротор с колесами компрессора и турбины) показала квазистационарное поведение ниже 10 Гц, а механическая инерция турбины уменьшила колебания частоты вращения вала на частотах от 0,1 до 10 Гц. Колебания температуры корпуса подавлялись на частотах выше 0,01 Гц (тепловая инерция корпуса ТК имела место при частотах больше 0,01 Гц). Таким образом, данное исследование еще раз подтверждает, что турбокомпрессор в газодинамической системе поршневого двигателя следует рассматривать не как статический элемент с соответствующим гидравлическим сопротивлением, а как динамическую систему со своими газодинамическими и теплофизическими свойствами. И он создает особые газодинамические условия, которые надо учитывать при изучении термомеханики потоков газа в системах энергомашин.

В статье [112] также приводится описание математической модели турбокомпрессора, описывающей все или почти все возможные режимы работы ДВС и ТК в автомобильном приложении. Основное внимание в исследовании уделяется разработке моделей, которые могут описывать центробежные компрессоры, которые работают как на установившемся режиме, так и в условиях разгона от холостого хода до максимальной скорости вращения ротора ТК. Результаты моделирования основаны на анализе 305 карт автомобильных компрессоров, полученных экспериментальным путем. В результате авторы предлагают простые эмпирические модели, позволяющие хорошо описывать динамические свойства центробежного компрессора ТК на стационарных и переходных режимах работы ДВС, которые удобно применять на практике при расчете и проектировании систем газообмена.

В некоторых исследованиях уделялось внимание влиянию внутреннего теплообмена турбокомпрессора на эффективность компрессора при разных граничных условиях на входе и выходе из компрессора [115, 116].

Burke R.D. и др. [115] разработали математическую модель ТК, учитывающую внутренний теплообмен между компрессором и турбиной. При этом, одномерный

подход уточнялся с помощью трехмерного моделирования в отдельных элементах ТК. Настоящая работа направлена на оценку обоснованности одного из ключевых допущений в простых моделях теплопередачи, а именно, что передача тепла между корпусом компрессора и всасываемым воздухом происходит только после процесса сжатия. Авторами был введен новый параметр раздела α_A , который делит внутреннюю смачиваемую область корпуса компрессора на пре- и пост-сжатие. Чувствительность тепловых потоков к α_A была определена количественно относительно чувствительности к температуре на входе в турбину (ТТ). Анализ трехмерной вычислительной гидродинамики проводился с использованием ряда случаев с различными величинами α_A . Было установлено, что при рассмотрении случая $\alpha_A = 0$, что означает, что передача тепла со стороны компрессора считается только после процесса сжатия, в области рабочего колеса корпуса компрессора может возникать значительная температура, что указывает на важность учета теплового потока в ТК на этапе пре-сжатия. Трехмерное моделирование использовалось для оценки реалистичного значения для α_A , которое предположительно находилось между 0,15 и 0,3. Используя значение этой величины в модели с сосредоточенной емкостью, было показано, что при малых скоростях вращения вала ТК $n_{\text{ТК}}$ влияние внутреннего теплообмена на характеристики компрессора не превышают 1%, тогда как при высоких $n_{\text{ТК}}$ точность снижается до 8 %. Соответственно, использование параметра α_A способно повысить результаты моделирования газодинамических систем в ДВС с ТК за счет учета внутреннего теплообмена в турбокомпрессоре.

В свою очередь в статье Tanda G. И др. [116] описаны результаты экспериментального исследования теплообмена, проведенного на небольшом компрессоре ТК для автомобильного применения. В статье основное внимание уделяется эффектам внутреннего теплообмена на эффективность компрессора, рассчитанным для разных значений входного давления, массового расхода и скорости вращения ротора компрессора. Инфракрасная термография была использована для оценки скорости теплопередачи от турбины до компрессора и для коррекции измеренной эффективности компрессора. Подход подтвержден путем проведения дополнительных измерений в квазиadiaбатических условиях, избегая искажения карты из-за

теплопередачи. В результате, авторы предложили простые соотношения для прогнозирования внутреннего теплообмена, проверенные на основе экспериментов.

Существуют работы, посвященные решению задачи согласования характеристик турбокомпрессора и поршневого двигателя на этапе проектирования [117-120]. В них на основе экспериментальных исследований и численного моделирования разработаны математические модели турбокомпрессора с целью улучшения согласования ДВС и ТК, что является актуальной задачей для автомобильных ДВС.

В работе [117] Schinnerl M. И др. на основе обширного экспериментального исследования разработали одномерную модель теплообмена в турбокомпрессоре с целью повышения точности согласования характеристик ДВС и ТК. Известно, что карты характеристик турбокомпрессора, используемые для согласования с двигателем внутреннего сгорания, определяются на испытательных стендах, которые не имеют тех же граничных условий, что и ДВС. Однако эти карты впоследствии используются при моделировании рабочих процессов двигателей, игнорируя, что аэродинамические характеристики компрессора и турбины получены на основе величин, которые были измерены в неподходящих условиях. В частности, в диапазоне частот вращения коленвала двигателя n от низких до средних соотношение между тепловым потоком и работой турбины и компрессора намного больше, чем на высоких скоростях n , где явления теплопередачи со стороны компрессора обычно можно пренебречь. Более того, тепловые потери на стороне турбины должны учитываться даже при более высоких скоростях вращения коленвала. Разработанная авторами математическая модель ТК учитывает по отдельности особенности компрессора и турбины и включает отдельные элементы, такие как секции входа, колеса, выпускного отверстия, диффузора и спирали. Соответственно, предлагаемая модель способна учитывать влияние теплопередачи в ТК и тем самым повышает точность прогноза температур при согласовании ДВС и ТК.

Marelli S. и др. [118] также провели исследование влияния явлений теплообмена на экспериментальное определение карт турбокомпрессора с акцентом на расходные характеристики компрессора. В статье представлена оригинальная математическая модель для коррекции скоростных карт компрессора. Основным

преимуществом этого метода является простота обработки результатов моделирования, уменьшенное количество необходимых геометрических и физических входных параметров и точность решения. Кроме того, эта модель не нуждается в данных натурных испытаний для получения карт компрессоров. В статье также приводятся результаты экспериментов в квазиadiaбатических условиях, проведенные для проверки предложенной модели. Показано удовлетворительное соответствие данных между измеренными и рассчитанными картами компрессоров.

Можно выделить сугубо прикладные исследования по доводке и совершенствованию систем турбонаддува [121, 122]. В статьях описан опыт разработки агрегатов и систем турбонаддува для российского поршневого двигателестроения.

На основе проведенного анализа литературы можно сделать вывод, что на сегодняшний день недостаточно внимания уделяется экспериментальному исследованию газодинамики и теплообмена нестационарных потоков в выходном канале центробежного компрессора. При этом, многие ученые и инженеры рекомендуют рассматривать ТК именно как динамический элемент впускной системы поршневого двигателя и, соответственно, применять для его исследования необходимо нестационарные подходы (а не стационарные или квазистационарные методы).

1.5 Особенности газодинамики и теплообмена нестационарных потоков в системах газообмена поршневых двигателей

Как было показано в предыдущем разделе, одной из тенденций в повышении удельных показателей поршневых двигателей является оснащение их газотурбинным наддувом на основе турбокомпрессора [123, 124]. Очевидно, что установка турбокомпрессора (ТК) приведет к существенному изменению физических процессов в системах газообмена поршневых ДВС, в частности, вследствие изменения физического механизма движения воздуха. В газодинамической системе двигателя появляется мощный источник механического воздействия на основное течение – лопатки компрессора и турбины турбокомпрессора. Это приводит к появлению внешней турбулентности в пульсирующем потоке, которая может оказать

существенное влияние на процессы переноса в системах газообмена двигателя, а соответственно, и на его эксплуатационные показатели.

Исследованию гидрогазодинамики и теплообмена течений во впускных и выпускных системах энергоустановок на базе поршневых двигателей с турбонаддувом и без него посвящено большое количество отечественных и зарубежных исследований. Рассмотрим некоторые научно-технические результаты других авторов.

Можно выделить исследования, направленные на разработку оригинальных математических моделей для моделирования процессов во впускных и выпускных системах транспортных энергомашин на базе двигателей [125-127]. Основные цели, которые преследуют авторы состоят в повышении точности результатов моделирования, уменьшении трудоемкости расчетов, учете тех или иных физических особенностей процессов газообмена в энергомашинах на базе поршневых ДВС.

Так, Buhl S. и др. [125] проводили численные исследования разных конфигураций впускного и выпускного коллекторов на основе известного механизма Дармштаута, который требует гораздо меньших вычислительных мощностей для обработки результатов моделирования. По сравнению с часто используемыми нестационарными усредненными по Рейнольдсу (подходами Навье-Стокса) моделирование с разрешением масштаба требует значительно больших вычислительных затрат из-за их высокого пространственного и временного разрешения, а также необходимости вычисления нескольких циклов для получения достаточных статистических данных. Их основная цель состояла в том, чтобы определить требования к моделированию с разрешением масштаба с точки зрения обработки впускного и выпускного коллекторов для получения точных статистических данных (среднее значение и дисперсия) и межцилиндровых вариаций поля (структуры) потока в цилиндре. В этом исследовании сравниваются три разные конфигурации коллекторов, а именно: версия с длинными трубопроводами, версия с короткими трубами и версия с короткими и временно отключенными каналами на основе механизма Дармштадта. Результаты могут быть полезны для науки и практики.

Цель исследования Bordjane M. И др. [126] заключалась в изучении характеристик потоков во время процессов газообмена, которые оказывают решающее

влияние на производительность ДВС, а также на выбросы загрязняющих веществ и уровень шума. В этом исследовании проверяются два различных подхода, связанных с моделированием двигателей: моделирование CFD с использованием стратегии движущейся сетки и модель нулевого измерения, так называемая инерциальная емкостная модель. Для первого подхода использовалась динамическая сетчатая модель для моделирования движения поршня, впускного и выпускного клапанов во время рабочего цикла двигателя. Вторым подходом, использованным в этом исследовании, заключался в разработке новой инерциальной емкостной модели (0D-модели), основанной на первом законе термодинамики, втором законе Ньютона и других законах механики жидкости и газа для процессов во впускном и выпускном коллекторах двигателей. Предметом второго подхода является проверка достоверности анализа CFD и калибровка некоторых параметров, полученных из процесса настройки рассматриваемой проблемы. Разработанная авторами математическая модель не требует серьезных вычислительных ресурсов, при этом, позволяет получить довольно точные результаты, что важно в инженерных расчетах и практике.

Известно, что при моделировании процессов в системах впуска и выпуска поршневых ДВС используется большое количество нелинейных моделей конечных объемов. В этом случае на эффективность моделирования оказывает влияние переизбыток уравнений при разрывах и численная дисперсия, если не используются специальные ограничители потока. Соответственно, Torregrosa A.J. и др. [127] оценивали влияние наиболее релевантных из таких ограничителей потока на нелинейную конечно-объемную модель с шахматной сеткой. Для такой модели были представлены схемы скорректированного по потоку переноса (FCT) и уменьшения полной вариации (TVD) вместе с диффузионным членом импульса (MDT). Эффективность предлагаемого подхода проверялась применительно к качеству процессов газообмена, КПД двигателя и шум впуска и выпуска. В статье было рассмотрено два одномерных случая: 1) задача об ударной трубе и распространение импульса давления конечной амплитуды; 2) газодинамика в трехмерной геометрии системы выпуска. Из полученных результатов можно сделать вывод что, метод FCT обеспечивает наилучшую общую производительность выполнения моделирования.

Существуют прикладные исследования по тепломеханическому совершенствованию конфигурации впускных и выпускных систем двигателей с наддувом исключительно на основе традиционных или авторских математических моделей [128-130]. Минус этих исследований – отсутствие подтверждения опытами.

Ma С.-С. и др. [128] разработали математическую модель дизельного двигателя модели CA6DL в программе GT-POWER, которая была подтверждена данными испытаний. С помощью этой модели были исследованы разные конфигурации выхлопных систем: 1) система постоянного давления; 2) система МРС; и 3) импульсная выхлопная система. Было указано, что подходящий диаметр выхлопной трубы может не только снизить расход топлива двигателем, но и повысить мощность и эффективность турбины. Сравнение результатов также показывает, что три системы выпуска отработавших газов по-разному влияют на характеристики двигателя и турбины. В условиях полной нагрузки двигателя рабочие характеристики двигателя с импульсной системой выпуска лучше, чем у двигателей с системами МРС и постоянного давления. В условиях низкой и средней скорости выхлопная система МРС достигает более высокой эффективности турбины, чем две другие выхлопные системы. Они могут применяться для разных типов двигателей.

Wang T.J. [129] на основе численного моделирования осуществлял оптимизацию конструкций впускной и выпускной систем дизельного двигателя с использованием методологии «шести сигм» (DFSS). В данной работе оптимизация учитывала четыре фактора, такие как, размер турбокомпрессора, диаметр впускных и выпускных труб и эффективность ОНВ. В результате оптимизации было успешно выполнено снижение выбросов Nox при минимальном расходе топлива, а также улучшена конструктивная прочность газодинамических систем двигателя. Важно, что результаты моделирования были верифицированы с помощью реальных испытаний поршневого ДВС. Более того, были проведены ходовые испытания.

Giannakopoulos G.K. и др. [130] с помощью прямого численного моделирования исследовали поток несжимаемой жидкости во впускной трубе ДВС при числах Рейнольдса, соответствующих реалистичным условиям эксплуатации. Условия моделирования заключались в том, что массовый поток через систему оставался

постоянным, а впускной клапан удерживался неподвижным в наполовину открытом положении, как это обычно делается в экспериментах на испытательном стенде двигателя для оптимизации впускного коллектора. Особенности потока были определены по мере того, как поток развивается в изогнутой впускной трубе и взаимодействует с цилиндрическим штоком клапана. Было обнаружено, что поток может стать турбулентным очень быстро в зависимости от профиля скорости на входе в систему (Рисунок 1.26). Переход к турбулентности является результатом конкурирующих и взаимодействующих механизмов неустойчивости как на внутренней изогнутой части впускной трубы, так и на следе штока клапана. Также авторами определены азимутальные колебания локального массового расхода, выходящего из впускной трубы, которые, как известно, играют важную роль при дальнейшем движении потока внутри цилиндра ДВС (процессы смесеобразования и сгорания).

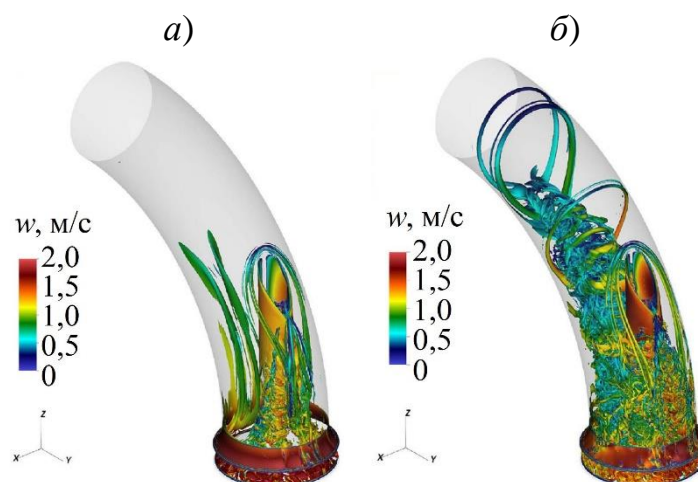


Рисунок 1.26 – Мгновенные изоповерхности, окрашенные величиной скорости потока при моделировании течения с числом Рейнольдса $Re = 16000$ и степенным (а) и параболическим (б) профилем скорости на входе в канал [130]

В свою очередь, Kong K.J. и др. [131] разработали 1D-3D математические модели процессов газообмена в ДВС с учетом газодинамической нестационарности процессов с целью снижения вредных выбросов в отработавших газах. В данном случае анализ нестационарных газовых потоков в трехмерной постановке задачи был неэффективным из-за необходимости в рабочей станции с высоким разрешением и огромного времени для анализа. Поэтому авторами для решения этой

проблемы был разработан метод связи 1D-3D. В этом методе использовалась пользовательская функция для разделения вычислений между 1D и 3D. Численный анализ нестационарного газового потока в трубопроводной системе был выполнен в четырех условиях, включая 1D, 3D, 1D-3D и 3D-1D. В результате характеристики газового потока, включая распределение давления и скорости, были схожими, и время расчета модели связи 1D-3D было в 11,46 раза быстрее, чем в 3D.

Можно выделить также ряд отечественных исследований, основанных на математическом моделировании процессов во впускных и выпускных системах энергоустановок на базе поршневых двигателей [132-134].

В противовес численным исследованиям, можно найти сугубо экспериментальные работы по доводке геометрии отдельных элементов газодинамической системы двигателя с целью повышения его технико-экономических и экологических показателей, а также показателей надежности [135, 136].

Вае M.W. и др. [135] исследовали показатели качества газообмена и экологичность бензинового двигателя с различными настройками и конфигурациями газодинамической системы. Авторы сделали упор на режимах работы ДВС на низких оборотах (холостого хода) и ускорения. Изменения коснулись следующих элементов двигателя: впускной коллектор, впускная труба, воздушный фильтр, выпускной коллектор, выхлопная труба и глушитель. Было обнаружено, что доводка указанных выше деталей и узлов ДВС приводит к снижению выбросов CO (углекислого газа), CH (углерода) и Nox (оксидов азота) по сравнению с базовым двигателем.

Jang J. И др. [136] на основе экспериментальных исследований повышали эффективность системы охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ) в поршневом двигателе с ТК. Известно, что ОНВ является типичным методом снижения температуры воздуха на впуске, увеличения плотности воздуха и улучшения наполнения цилиндров. Обычно наддувочный воздух охлаждается окружающим воздухом, который пересекает теплообменник, установленный в передней части автомобиля. Соответственно, его охлаждающая способность зависит от скорости автомобиля и других ограничений (в частности, наличия основного радиатора). Это приводит к снижению температуры всасываемого воздуха на 30-80 °С, в зависимости от

нагрузки двигателя, условий окружающей среды и скорости автомобиля. Авторы предлагают повысить эффективность ОНВ с помощью специальной охлаждающей жидкости, работающей при более низкой температуре по сравнению с внешним воздухом (окружающей средой). Было предложено установить испаритель параллельно с кондиционером, используемой для охлаждения кабины, во впускной системе дизельного двигателя с турбонаддувом. Результаты исследования были получены на испытательном динамометрическом стенде. Положительные эффекты от дополнительного охлаждения наддувочного воздуха были оценены с точки зрения расхода топлива и количества вредных выбросов в отработавших газах. В результате, авторам удалось достигнуть снижения удельного расхода топлива на 1 % в режиме малой нагрузки, а также уменьшения выбросов оксида азота и сажи в пределах 5-7 % по сравнению с базовым двигателем. Это существенные результаты.

Наиболее интересные работы включают в себя комплекс численного моделирования, подтверждаемый экспериментальными исследованиями в лабораторных условиях или на моторных стендах [137-139]. В большинстве своем подобные исследования направлены либо на совершенствование геометрических характеристик отдельных элементов газодинамических систем с целью снижения гидравлического сопротивления и, тем самым, увеличивая их расходные характеристики, либо на изменение интенсивности теплообмена с целью повышения эффективности работы турбины турбокомпрессора и снижения тепловых напряжений в деталях впускных и выпускных систем. Практическая отдача – самое ценное в такого рода исследованиях, поэтому они выполняются для конкретных двигателей.

Oghabneshin Y. и др. [137] изучали влияние геометрии впускных и выпускных каналов головки блока на вихревое движение потока внутри цилиндра в поршневых ДВС с наддувом. Исследования проводились экспериментальными и численными методами моделирования. В численном моделировании авторы использовали множественную систему отсчета (MRF-метод), а также метод конечных объемов при трехмерном численном моделировании газодинамики потоков. Результаты моделирования хорошо согласуются с экспериментальными результатами и являются хорошей альтернативой для компенсации ограничений условий эксплуатации

испытательного стенда. Исследование также показало, что при увеличении разности давлений между входом и выходом цилиндра скорость вихревого потока в цилиндре увеличивается по экспоненциальному закону.

Mezher Н. И др. [138] проводили анализ нестационарной газовой динамики на входе в ДВС с ТК. Их цель состояла в том, чтобы настроить впускной трубопровод на низкие рабочие скорости, когда выхлопным газам не хватает энтальпии, необходимой для работы турбокомпрессора на номинальных скоростях и для обеспечения необходимого давления наддува. Предлагаемая авторами методика компенсирует отсутствие давления наддува за счет использования существующего волнового воздействия на входе. OD-модель использовалась для исследования геометрических параметров, которые оказывают максимальное влияние на низко- и высокочастотную акустическую настройку системы впуска ДВС. Посредством опытов на стендах были подтверждены данные моделирования и расчетов. Также исследованы различные конфигурации входного устройства системы впуска и 2-е конфигурации ОНВ. Были найдены оптимальные конфигурации впуска для низкого крутящего момента, а также для работы на высоких скоростях, где снижение потерь давления является наиболее важным. Двигатель с модернизированной системой впуска показал более высокие КПД, улучшение приемистости и снижение уровня шума.

Подобные результаты также были описаны в работах [140, 141].

При этом, существуют научно-технические работы, в которых авторы предлагают те или иные технические решения, позволяющие повысить эффективность двигателей с наддувом. Рассмотрим несколько примеров таких исследований ниже.

Например, в статье [142] предлагается повысить эффективность системы турбонаддува на низких частотах вращения коленчатого вала (КВ) двигателя путем использования турбокомпрессора с электроприводом. Авторы предлагают использовать устройства с волнами давления типа Comprex с электрическим двигателем постоянного тока. Скорость электродвигателя изменяется с помощью электронной системы управления в зависимости от режима работы и нагрузки дизельного двигателя. В статье представлены экспериментальные результаты, полученные при исследовании дизельного двигателя с наддувом с приводом типа Comprex. Показано,

что эта система наддува позволяет улучшить экологические характеристики двигателя, а также его приемистость, что важно в автомобилестроении.

Yang S. и др. [143] предложили оригинальную систему турбонаддува, повышающую экономичность и экологичность поршневых двигателей. Ее основная цель – повысить производительность и экономичность низкоскоростных режимов работы с высоким крутящим моментом применительно к дизельному двигателю с турбонаддувом и ОНВ. Представлен принцип работы авторской системы турбонаддува. Также была разработана математическая модель двигателя с этой системой наддува. В этом коде используются 0D-модель сгорания в цилиндрах, одномерная модель метода конечных объемов и метода уменьшения суммарного изменения нестационарного потока газа во впускном и выпускном коллекторах, а также модель турбокомпрессора. Моделирование выполнялось для двух дизелей для грузовых автомобилей. Результаты моделирования показывают, что количество наддувочного воздуха в дизельном двигателе с авторской системой турбонаддува увеличивается при низкоскоростных условиях с высоким крутящим моментом, а экономия топлива улучшается при высокоскоростных условиях работы. Результаты экспериментальных исследований подтвердили данные моделирования.

Работа Wang D. и др. [144] посвящена совершенствованию процессов газообмена в ДВС, имеющих систему рециркуляции отработавших газов (EGR). Известно, что EGR это эффективный метод сокращения выбросов оксида азота (No_x), используемый в поршневых двигателях. Рециркулируя часть выхлопа двигателя, инертный газ вытесняет горючие вещества в цилиндре. Поскольку No_x образуется, главным образом, когда смесь азота и кислорода подвергается воздействию высокой температуры, то более низкие температуры в камере сгорания, вызванные EGR, уменьшают количество генерируемого No_x . Соответственно, исследование посвящено оптимизации расположения каналов EGR, которые имеют решающее значение для работы и эффективности системы EGR. Код вычислительной гидродинамики на базе программы ANSYS FLUENT использовался для анализа тепломеханических процессов во впускном и выпускном коллекторах. С помощью моделирования были получены данные о характеристиках потоков в коллекторах и

цилиндре ДВС, а также распределение EGR на разных режимах работы двигателя были детально проанализированы и сделаны яркие выводы.

Можно выделить ряд работ, в которых на основе экспериментальных исследований и математического моделирования производится оценка влияния спирального канала в головке цилиндра на процессы смесеобразования и сгорания, тепло-механические, технико-экономические и экологические показатели ДВС [145-147].

Известно, что спиральный канал в головке блока ДВС более эффективен, чем тангенциальный, для достижения требуемого коэффициента завихрения с минимальным ущербом для коэффициента наполнения (степени заполнения цилиндра воздухом) [145]. Оптимальный коэффициент завихрения необходим при всех режимах работы ДВС для оптимального сгорания и снижения выбросов вредных веществ. Следовательно, двигатель нуждается в переменном завихрении, чтобы улучшить сгорание в цилиндре в соответствии с его условиями работы, например, при частичной нагрузке или в условиях низкой скорости вращения коленвала требуется более интенсивное завихрение. Следует отметить, что интенсивность завихрения можно регулировать также с помощью высоты подъема клапана на том или ином режиме работы ДВС. Следовательно, Jebamani D.R. и др. [145] проводили оценку коэффициента завихрения конструкции спирального впускного канала для различных условий эксплуатации с помощью экспериментальных исследований для стационарных потоков газа. В свою очередь, для расчета расхода воздуха через впускную систему со спиральным каналом использовалась методология вычислительной гидродинамики. Показано, что применение в поршневом двигателе спирального канала в головке блока и оптимизация величины подъема клапана приводят к существенному росту коэффициента завихрения, снижению вредных выбросов при сохранении коэффициента наполнения. Это открывает новые возможности ДВС.

Wang G.X. и др. [146] на основе методологии вычислительной гидродинамики (CFD) исследовали расходные характеристики впускной системы и структуру потоков газа в цилиндре в двигателе со спиральными каналами в головке блока. Математический метод использовался для получения формулы, которая может рассчитывать основные характеристики впускной системы двигателя со спиральным

каналом. Также было изучено влияние коэффициента завихрения на характеристики процесса сгорания. Установлено, что коэффициент завихрения оказывает значительное влияние на мощность дизеля. Когда коэффициент завихрения увеличивается с 0,4 до 1,2, мощность увеличивается на 5,79 % при сохранении удельного расхода топлива. Примечательно, что результаты моделирования были подтверждены натурными испытаниями на действующем поршневом ДВС.

Sadeq A.M. и др. [147] представили несколько способов, направленных на повышение производительности дизельного двигателя и улучшение его экологичности. Три оригинальных спиральных впускных коллектора с различными диаметрами спирали и конструкцией были использованы для создания существенной турбулентной кинетической энергии и сильного вихревого завихрения потока внутри цилиндра ДВС. Экспериментально показано, что применение новых конструкций привело к улучшению в работе двигателя и заметное снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. В частности, было достигнуто сокращение выбросов NO_x на 47 % и сокращение выбросов твердых частиц на 37 % при частичной нагрузке по сравнению с базовым дизелем. Сегодня это серьезный результат.

Следует отметить, что совершенствование процессов смесеобразования и сгорания, а также конструкций впускных и выпускных систем ДВС с ТК с целью улучшения их экологических показателей является актуальной задачей, которая решается большим количеством инженеров и исследователей [148-150].

Hanriot S.D. и др. [151] для газодинамического совершенствования впускной системы двигателя с наддувом использовали резонатор Гельмгольца. Известно, что применение геометрических модификаций во впускном коллекторе для улучшения газообмена в поршневом двигателе дает положительные результаты. Резонаторы Гельмгольца являются одними из самых известных акустических моделей и широко используются в инженерных приложениях. При этом, большинство представленных в литературе работ посвящено использованию резонатора в области акустики. В настоящей работе экспериментально исследуются характеристики пульсирующего потока во впускном коллекторе двигателя и влияние на них резонатора Гельмгольца с переменным внутренним объемом. Исследуемая впускная система

включала в себя первичную и вторичную впускные трубы, а также резонатор. Эксперименты проводились на прямой впускной трубе, соединенной с головкой блока цилиндров двигателя, установленной на испытательном стенде, специально предназначенном для динамических исследований систем впуска ДВС при пульсирующем режиме течения газа. В ходе экспериментов внутренний объем резонатора изменялся и регулировался в зависимости от частоты работы впускных клапанов, а также от собственной частоты впускного коллектора (собственная частота системы была определена из численной модели впускного коллектора). Результаты показали, что внутренний объем резонатора и настройка частоты работы клапанов влияют на массовый расход всасываемого воздуха в широком диапазоне режимов работы ДВС. Для фиксированного объема резонатора среднее увеличение массового расхода воздуха через систему впуска составляло 17,8 %. В случае, когда объем резонатора регулировался в соответствии с частотой работы клапана, то среднее увеличение расхода составляло 24,7 %. Эти результаты имеют большой потенциал.

Galindo J. И др. [152] изучали влияние различных конфигураций впускного канала на производительность компрессора ТК, включая эффективность компрессора, уровень шума и запас по помпажу, а также эффективность ДВС. В последние годы производительность центробежного компрессора ТК при низких массовых расходах стала проблемой из-за уменьшения размеров поршневого двигателя и необходимости увеличения крутящего момента на низких оборотах КВ. Основным недостатком этой рабочей области является явление помпажа, который сильно зависит от геометрии впускного канала компрессора. Стенд для испытания двигателя оснащен турбокомпрессором с центробежным компрессором (Рисунок 1.27). Исследования проводились на установившихся и переходных режимах работы ДВС с ТК, чтобы получить полное представление о влиянии каждой конфигурации. Результаты показывают четкую чувствительность параметров ТК и ДВС к изменениям геометрии канала перед входом в компрессор.

Часто специалисты не ограничиваются исследованием отдельных элементов газодинамических систем, а проводят исследования газодинамики и теплообмена потоков газа во впускной системе и одновременно в цилиндре двигателя [153-155].

Таким образом авторы проводят оценку влияния конфигурации газодинамической системы на процессы внутри цилиндра (процессы смесеобразования и сгорания, т.е. однородность топливно-воздушной смеси за счет турбулизации потока).

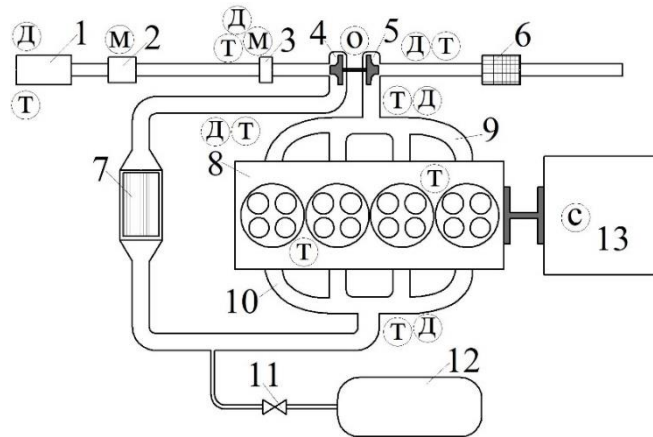


Рисунок 1.27 – Схема испытательного стенда с указанием мест установки датчиков [152]: 1 – воздушный фильтр; 2 – датчик массового расхода воздуха; 3 – расходомер двигателя; 4 – компрессор; 5 – турбина; 6 – сажевый фильтр; 7 – охладитель наддувочного воздуха; 8 – двигатель; 9 – выпускной коллектор; 10 – впускной коллектор; 11 – регулирующий клапан; 12 – источник высокого давления; 13 – динамометр; д – датчик давления; т – датчик температуры; м – датчик расхода воздуха; о – датчик измерения числа оборотов; с – датчик измерения силы

Известно, что важной задачей в оптимизации процессов сгорания для поршневых двигателей является создание подходящего потока в цилиндрах, что приводит к хорошему смесеобразованию, благоприятным условиям воспламенения и низким выбросам загрязняющих веществ. Следовательно, актуальной задачей является определение газодинамических характеристик течений во впускном коллекторе и самом цилиндре двигателя, а также влияние различных внешних факторов, влияющих на эти гидрогазодинамику и теплообмен. Изучение тепломеханических показателей течения газа во впускном коллекторе и цилиндре двигателя необходимо, чтобы избежать нежелательных изменений потока и улучшить подготовку топливно-воздушной смеси. Kapitza L. и др. [153] с помощью PIV-метода (Particle Image Velocimetry) исследовали мгновенные поля скоростей потока во впускном тракте ДВС. Исследованные поля потока генерировались головкой блока

двигателя, имеющей четыре клапана на испытательном стенде при стационарном режиме продувки впускной системы. Авторы исследовали переходное поведение потока в цилиндре путем восстановления полей потока с помощью процедуры разложения по сингулярным числам (SVD). В результате получены уникальные данные о структуре потоков газа во впускном коллекторе, головке блока и цилиндре двигателя, которые расширяют базу знаний о газодинамике течений в ДВС.

Следует отметить, что для визуализации потоков газа в цилиндре и системах газообмена поршневых ДВС используются различные оптические методы, некоторые из них описаны в [156, 157]. Они позволяют детально изучить структуру пламени, а также стационарных и пульсирующих течений газа и на этой основе предложить способы совершенствования конструкции поршня (камеры сгорания) и систем газообмена с целью повышения эффективности ДВС и ТК.

Micklow G.J. и др. [154] также исследовали газовые потоки во впускной системе и внутри цилиндра применительно к дизельному двигателю. Однако, в данном случае это было выполнено с помощью численного моделирования. Успешное моделирование процессов в ДВС в значительной степени зависит от создания качественной сетки с правильными граничными условиями. Конфигурация впускной системы состояла из четырех подвижных клапанов, двух впускных каналов и двух выпускных каналов в головке блока, а также впускного коллектора. Интегральные расходные характеристики впускной системы сравнивались с экспериментальными данными. Было обнаружено, что сложные структуры потока развиваются во время такта впуска. В то время как многие из этих структур разрушаются во время такта сжатия, однако, при этом, крупномасштабные вихри могут сохраняться. В этом исследовании четко прослеживается влияние коэффициента завихрения на структуру потока газа в цилиндре, что важно для хорошего перемешивания воздуха и топлива. Показано, развитие и разрушение потока, способствующего увеличению турбулентной кинетической энергии в конце такта сжатия. Также авторами была исследована однородность газодинамических характеристик потока в цилиндре и температурное поле. Результаты этого моделирования способствуют лучшему пониманию процесса впуска и его влияние на эксплуатационные показатели дизеля.

В свою очередь, Yilmaz E. и др. [155] с помощью численного моделирования исследовали теплообмен во впускной системе и цилиндре поршневого двигателя и его влияние на расходные характеристики. Авторы разработали оригинальную математическую модель с двумя новыми эмпирическими уравнениями с введением чисел Грейца и Струхаля. Также улучшения модели были сделаны путем добавления отношения давления между впускным коллектором и атмосферным давлением, а также числа Рейнольдса, чтобы охарактеризовать влияние заброса отработавших газов во впускную систему на температуру воздуха на впуске. По сравнению с экспериментальными результатами максимальные погрешности оценок температуры воздуха внутри коллектора в процессе впуске составили 2,9 %.

Можно выделить, работы по комплексному совершенствованию геометрических размеров систем впуска и выпуска, режимов работы ТК и особенностей энергомашин на базе ДВС, чтобы улучшить их эксплуатационные показатели [158-160].

Ноу Н. И др. [158] исследовали эффекты вихревых искажений, вызванных различными конфигурациями каналов с изгибами и препятствиями, на аэродинамические характеристики компрессора турбокомпрессора и поршневого ДВС, как с помощью трехмерного численного моделирования, так и экспериментально. Было обнаружено, что впускные каналы могут создавать различные вихревые искажения, двойные вихри и объемные вихри с разными направлениями вращения. Установлено, что объемные вихри не только серьезно влияют на распределение давления в колесе компрессора ТК, но также значительно ухудшают расходные характеристики компрессора, особенно при высоких частота вращения вала ТК (высоких расходах воздуха). При этом, направление вращения объемных вихрей также тесно связано с снижением эффективности ТК и ДВС (ухудшение смесеобразования).

Tang Q. и др. [159] оценивали эффективность разных способов турбонаддува применительно к двигателю. Исследования проводились для стандартной системы наддува на основе ТК (EGT), а также, так называемый, паровой турбонаддув (SAT) (Рисунок 1.28) и системой наддува с электроприводом (ECT) (Рисунок 1.29).

Особенность исследования состояла в том, что эффективность наддува и ДВС оценивались на переходных режимах работы двигателя. Сначала проводились

стендовые испытания для получения основных данных для построения и калибровки имитационной модели в программе GT-Power (Рисунок 1.30).

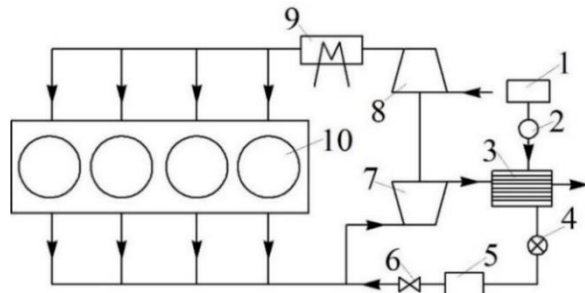


Рисунок 1.28 – Схема системы парового турбонаддува (SAT) [159]: 1 – резервуар для воды; 2 – насос; 3 – теплообменник; 4 – обратный клапан; 5 – газовый бак; 6 – паровой клапан; 7 – турбина; 8 – компрессор; 9 – охладитель наддувочного воздуха; 10 – двигатель

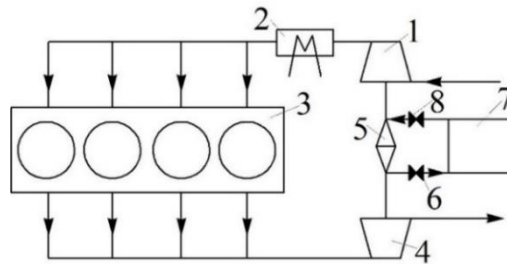


Рисунок 1.29 – Схема системы наддува с электроприводом (ЕСТ) [159]: 1 – компрессор; 2 – ОНВ; 3 – поршневой двигатель; 4 – турбина; 5 – катушка индуктивности; 6 – переключатель зарядки; 7 – электрический двигатель; 8 – переключатель разрядки

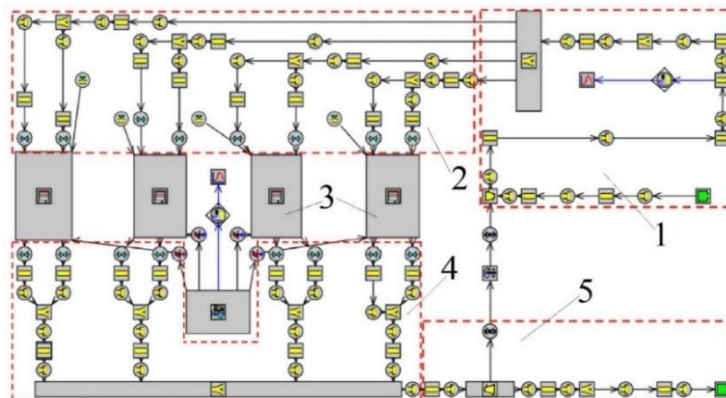


Рисунок 1.30 – Схема поршневого двигателя с турбонаддувом, выполненная в программе GT-Power [159]: 1 – элементы программы, описывающие впускной трубопровод; 2 – элементы, описывающие впускной коллектор; 3 – цилиндры двигателя; 4 – выпускной коллектор; 5 – выпускной трубопровод

Результаты показывают, что системы наддува SAT и ECT могут уменьшить время отклика и расход топлива в переходном режиме при наборе мощности. Удельный расход топлива у двигателя с системами наддува SAT и ECT можно уменьшить на 38,2 % и 36,3 %, соответственно, по сравнению с базовым двигателем (EGT). Эти результаты открывают новые возможности в улучшении ДВС.

Подобные исследования по влиянию различных видов наддува на эксплуатационные показатели и экологию ДВС также представлены в работе [161].

Takizawa и др. [162] показали новаторский метод моделирования процессов в турбине ТК, который учитывает особенности работы лопаточного аппарата и геометрию конструкции. Они разработали математическую модель на основе комбинаций разных подходов: 1) метод пространственно-временного вариационного многомасштабного (ST-VMS), который служит моделью турбулентности; 2) метод ST-Slip-интерфейс (ST-SI), который определяет представление границ граничных слоев с высоким разрешением вблизи вращающихся твердых поверхностей и 3) изометрический анализ (IGA), для задания базовых функций расчета в пространстве и времени. Таким образом, была разработана подробная математическая модель турбины турбокомпрессора, учитывающая физические и геометрические особенности работы ТК с высокой точностью. Пример визуализации результатов моделирования для одного из режимов работы ДВС и ТК показан на рисунке 1.31.

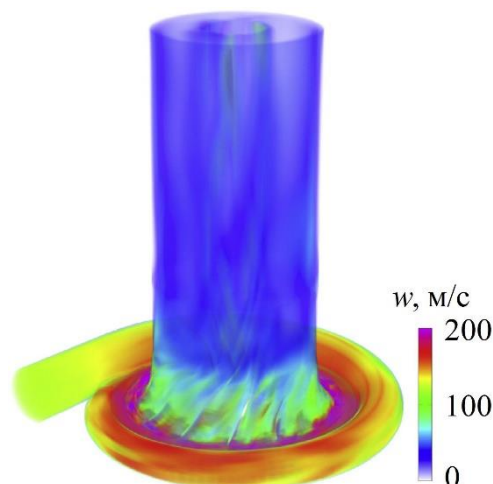


Рисунок 1.31 – Распределение величин скорости потока газа в канале турбины в конце седьмого оборота ротора ТК [162]

Tang и др. [163] разработали схему управления турбиной ТК с изменяемой геометрией с целью совершенствования приемистости, экологичности и экономичности транспортных энергоустановок на базе двигателей на переходных режимах работы. Предлагаемая авторами стратегия управления способна учитывать сложные переходные режимы ДВС и ТК и вырабатывать оптимальные настройки турбины с изменяемой геометрией. Это улучшило время отклика турбокомпрессора более чем на 14 % (при росте приемистости ДВС на 5,5 %) по сравнению с базовым двигателем. При этом, наблюдалось существенное снижение вредных выбросов в ОГ.

В работе Khairuddin и Costall A.W. [164] экспериментально произвели газодинамическое совершенствование выпускной системы с целью повышения КПД турбины (при двухступенчатом турбонаддуве) применительно к дизельному ДВС. Исследования проводились с помощью численного моделирования с применением искусственного интеллекта для оптимизации конструкции отдельных элементов турбины. Разные режимы работы ТК и ДВС были рассмотрены в статье. В результате было показано, что наиболее эффективная конструкция турбины приводит к повышению КПД турбокомпрессора до 2,15 %. При этом КПД двигателя увеличивается в диапазоне от 0,2 до 0,5 % в зависимости от частоты вращения вала ТК и КВ энергомашины (двигателя). Величины незначительны, но имеют важное значение.

Также интересные результаты были получены в работах [165-167], в которых помимо впускных и выпускных систем, производится совершенствование других деталей и узлов энергоустановок на базе поршневых двигателей.

Wang G.X. и др. [165] исследовали синергетические эффекты от совершенствования системы впрыска топлива, системы впуска (со спиральным каналом в головке блока) и процесса смесеобразования на эксплуатационные характеристики дизельного двигателя. Было выполнено как численное моделирование (CFD) газодинамики и теплообмена, так и натурные эксперименты на одноцилиндровом двигателе. Таким образом, авторы уточнили физический механизм процесса распыла топлива, а также процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре ДВС с учетом особенностей газодинамики и теплообмена потоков газа во впускной системе. Были предложены оптимальные конструкции топливных форсунок, и была

получена соответствующая скорость впрыска топлива, которая использовалась в качестве исходных параметров для численных исследований процесса перемешивания впускного воздуха и топлива с помощью CFD. При этом за счет оптимизации радиуса спирального впускного канала удалось увеличить коэффициент завихрения на 16,5 %, а коэффициент наполнения увеличился на 4 %. Наконец, за счет комплексной оптимизации системы впуска и впрыска топлива эффективная мощность двигателя увеличилась на 3,5 % по сравнению с базовым дизелем, тогда как удельный расход топлива уменьшился на 1,8 г/(кВт·ч). Если пересчитать в годовой эффект для сотен двигателей, то получится ощутимая величина выигрыша.

Jemni M.A. и др. [166] изучили влияние геометрии двух впускных коллекторов на газодинамику потоков в цилиндрах дизельного ДВС с помощью численного моделирования с стендовых испытаний. Численно и экспериментально. Первый коллектор являлся базовым, в то время как второй коллектор имел оптимизированную конфигурацию с меньшим коэффициентом гидравлического сопротивления для улучшения степени заполнения цилиндра воздухом (Рисунок 1.32).

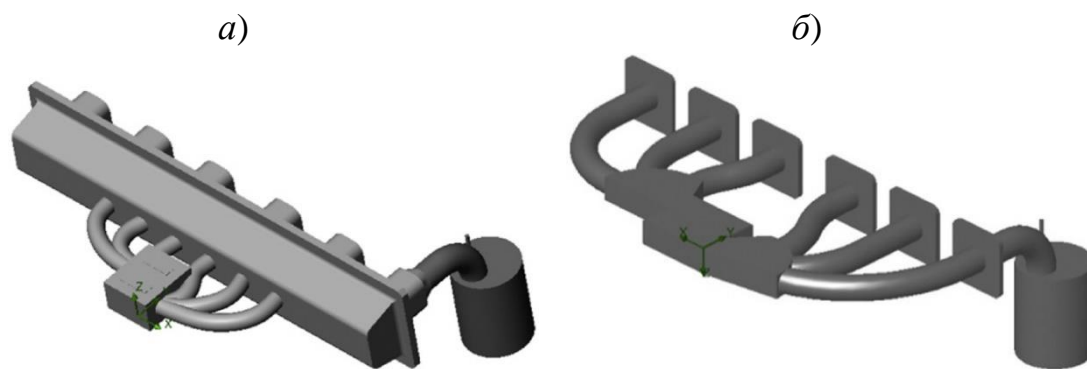


Рисунок 1.32 – Трехмерные модели базового (а) и модернизированного (б) впускного коллектора [166]

Авторами было выполнено трехмерное численное моделирование турбулентного потока воздуха, поступающего в цилиндры через эти два коллектора – базовый и модернизированный. Модель основана на решении уравнений Навье-Стокса и уравнений энергии в сочетании со стандартной моделью турбулентности $k-\epsilon$ с использованием трехмерного кода CFD. Это моделирование позволило получить данные об особенностях течения и структуре потоков воздуха (Рисунок 1.33 и 1.34).

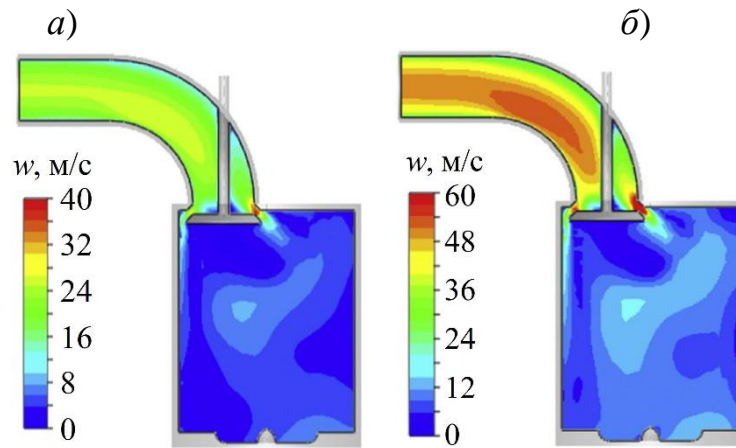


Рисунок 1.33 – Трехмерные модели базового (а) и модернизированного (б) впускного коллектора [166]

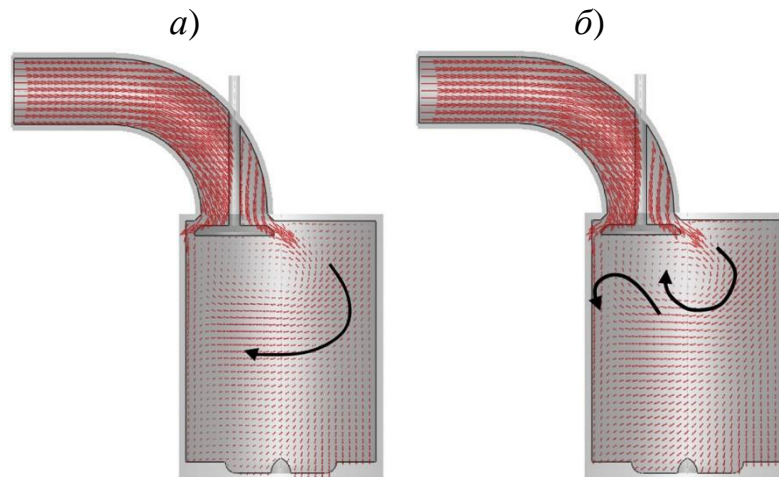


Рисунок 1.34 – Распределение векторов скорости потока воздуха в двигателе с базовым (а) и модернизированным (б) впускным коллектором [166]

Экспериментально установлено, что эффективная мощность, эффективный крутящий момент и эффективный КПД двигателя с оптимизированным впускным коллектором увеличиваются на 16 %, 13,9 % и 2,5 %, соответственно.

Таким образом, на основании выполненного обзора научно-технических достижений ученых и специалистов можно заключить, что качество процессов газообмена и технико-экономические показатели поршневых двигателей существенно зависят от газодинамики и теплообмена потоков газа во впускной и выпускной системах. Поскольку газодинамическое и тепломеханическое совершенство процессов в системах газообмена во много определяет процессы в цилиндре двигателя, что оказывает влияние и на эксплуатационные показатели поршневых ДВС.

Соответственно, есть необходимость в дальнейшем исследовании газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков газа в газодинамических системах энергомашин на базе поршневых двигателей с турбонаддувом.

Выводы к первой главе и постановка задач исследования

На основе анализа научно-технических результатов других авторов можно сформулировать следующие основные выводы:

1. Показано, что газодинамическая нестационарность оказывает заметное влияние на интенсивность теплообмена в газодинамических системах. Примечательно, что для разных технических приложений газодинамическая нестационарность может вызывать как рост теплоотдачи, так и его падение. Интенсификация или подавление коэффициента теплоотдачи в пульсирующих потоках в сравнении со стационарным течением зависит от большого количества факторов. Отмечается нехватка экспериментальных данных в этой области.

2. Установлено, что поперечное профилирование трубопроводов (применение некруглых поперечных сечений) приводит к формированию вторичных течений в углах каналов, что оказывает существенное влияние на гидрогазодинамику, структуру потока, а соответственно, и на интенсивность теплообмена.

3. Турбулизация потока газа за счет механического воздействия на течение в большинстве случаев вызывает значимое изменение газодинамики и интенсификацию теплообмена, что наиболее заметно при величинах степени турбулентности более 0,05, а сильно проявляется при значениях от 0,11 и выше.

4. Исследование и совершенствование процессов в турбокомпрессоре для наддува двигателей является актуальной темой. При этом, можно отметить явный дефицит экспериментальных исследований нестационарных потоков газа в элементах компрессора и турбины ТК. Центробежный компрессор и турбина турбокомпрессора являются динамичным элементом систем газообмена поршневых двигателей, который оказывает существенное влияние на газодинамические и теплофизические процессы, которые определяют эффективность ДВС в целом.

5. Газодинамическое и тепловое совершенствование процессов во впускных и выпускных системах транспортных энергомашин на базе поршневых двигателей с турбонаддувом – это действенный способ улучшения их технико-экономических и экологических показателей, а также показателей надежности за счет газодинамического совершенствования и улучшения теплообмена (в т.ч. процессов смесеобразования и сгорания). Недостаточно внимания уделяется исследованию влияния установки турбокомпрессора на нестационарную газодинамику и теплообмен в системах газообмена ДВС. На сегодняшний день процессы в газодинамических системах необходимо рассматривать при пульсирующем течении газов с граничными условиями, характерными для поршневых двигателей.

Таким образом, на основе обзора литературы и пилотных опытов были сформулированы цель и задачи для данного исследования.

Цель работы – выявить особенности процессов теплопереноса пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, создаваемых при заполнении и опорожнении полости переменного объема при разных начальных условиях, а также при механическом воздействии на это течение, и на этой основе разработать технические решения по управлению газодинамикой и теплообменом для повышения эффективности систем газообмена тепловых двигателей.

Основные задачи исследования:

1) провести сравнительный анализ интенсивности теплоотдачи стационарных и нестационарных (пульсирующих) потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при разных механизмах создания движения потоков и для различных граничных условий;

2) оценить влияние газодинамической нестационарности на интенсивность теплоотдачи потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации, возникающих при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

3) установить влияние геометрии каналов в системах газообмена на газодинамические и теплообменные характеристики потоков газа при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

4) на основе стендовых испытаний оценить влияние конфигурации (формы поперечного сечения) впускной системы на мощностные характеристики поршневого дизельного двигателя;

5) выявить физические и режимные факторы, определяющие газодинамику и теплообмен нестационарных газовых потоков в газодинамических системах энергомаши на базе поршневых двигателей с турбокомпрессором (ТК) и без него при заполнении и опорожнении полости переменного объема; оценить влияние внешней турбулентности, создаваемой лопаточным аппаратом турбины и компрессора ТК, на интенсивность теплообмена в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости;

6) провести анализ пульсаций местных скорости и давления, а также локальных напряжений трения, возникающих в нестационарных потоках газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема;

7) разработать способы управления тепломеханическими процессами в газодинамических системах поршневых ДВС с турбокомпрессором и без него с целью улучшения заполнения и опорожнения полости переменного объема; на основе аналитических расчетов и численного моделирования рабочих процессов двигателей в специализированном программном обеспечении оценить эффективность предлагаемых способов совершенствования конструкций газодинамических систем на технико-экономические и эксплуатационные показатели поршневых ДВС.

Дальнейшее развитие темы может представлять собой разработку новых способов управления тепломеханическими характеристиками потоков в газодинамических системах аппаратов периодического действия и прикладных изысканий по улучшению эксплуатационных показателей транспортных энергоустановок на базе поршневых двигателей с турбонаддувом и без него за счет совершенствования процессов в системах газообмена и цилиндра.

ГЛАВА 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ СТЕНДЫ, ПРИБОРНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ БАЗА, МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ОПЫТОВ

В данной главе дано описание экспериментальных стендов и измерительных приборов, применяемых в данном исследовании. Приводятся схемы и данные о безмоторной установке для изучения тепломеханических процессов в выходном канале компрессора турбокомпрессора (ТК). Представлена конструкция турбокомпрессора ТКР-6, применяемого для наддува в данном исследовании. Также приводится описание одноцилиндровой модели поршневого двигателя с различными конструкциями газодинамических систем. Описывается автоматизированная система сбора экспериментальных данных и методика их последующей обработки. Даются технические и физические характеристики измерительных приборов, используемых в ходе опытов. Даются общие сведения о методе термоанемометрирования и особенностях его применения, как одном из основных подходов в данном исследовании. Также описан сравнительный метод определения интенсивности теплоотдачи пульсирующих газовых потоков в трубопроводах, предлагаемый авторами в данной работе. Приводятся методики определения степени турбулентности для стационарного и пульсирующего течения. Описаны основные характеристики спектрального анализа газодинамических функций пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема. В последнем разделе этой главы проводится расчет неопределенности эксперимента применительно к данным, полученным в опытах.

2.1 Стенд для безмоторного исследования газодинамики и теплообмена потоков газа в турбокомпрессоре

Обзор научных результатов (глава 1) показал, что одним из самых сложных элементов газодинамических систем энергомашин на базе поршневых двигателей является турбокомпрессор, который значительно изменяет гидрогазодинамику и

термомеханику протекающих в них процессов. Существует большое количество научных работ, посвященных экспериментальному или численному изучению газодинамики и теплообмена в элементах компрессора и в его выходных трубах при стационарном режиме течения газов, и практически нет никаких данных о характеристиках потоков в динамике (нестационарные процессы). Именно поэтому, прежде чем изучать гидрогазодинамику и теплообмен потоков в системах газообмена энергоустановок на базе двигателей необходимо изучить термомеханические характеристики течения газов в выходном канале компрессора ТК без влияния цилиндропоршневой группы (без полости-цилиндра ДВС). Поскольку ТК часто используется для наддува поршневых двигателей и его установка существенно влияет на качество заполнения и опорожнения полости переменного объема. Экспериментальная установка, показанная на рисунке 2.1, использовалась в данной работе.

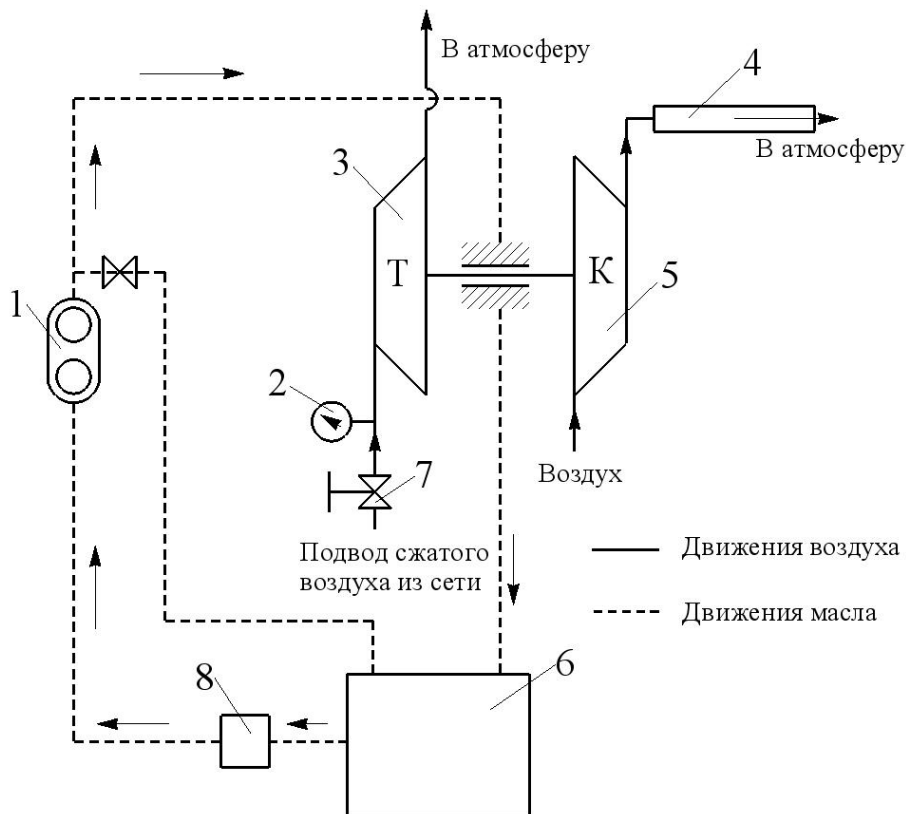


Рисунок 2.1 – Функциональная схема безмоторного стенда для исследования газодинамики и теплообмена потоков на выходе из турбокомпрессора: 1 – маслоподкачивающий насос; 2 – датчик давления; 3 – турбина турбокомпрессора; 4 – исследуемый выходной канал компрессора; 5 – центробежный компрессор турбокомпрессора; 6 – маслобак; 7 – регулировочный клапан; 8 – масляный фильтр

Установка включала несколько ключевых элементов: российский турбокомпрессор (обозначение ТКР6, производство «Турбоком-Инвест»), систему смазки подшипников скольжения, выходной канал (трубопровод) и приборно-измерительную систему с АЦП и специализированными программами для обработки данных.

Турбокомпрессор состоял из центробежного компрессора и одноступенчатой турбины, закрепленных на одном валу. Привод вала ТК осуществлялся посредством подачи сжатого воздуха от постороннего источника на лопаточный аппарат турбины. Особенность данного решения состоит в том, что в этом случае отсутствует внутренний теплообмен между компрессором и турбиной ТК и, соответственно, фактически нет влияния температуры горячих газов в турбине на процессы в компрессоре. Важно подчеркнуть, что температура сжатого воздуха для вращения вала ТК приблизительно была равна температуре газа в элементах (каналах) компрессора и составляла около 40-45 °С. В экспериментах частота вращения вала турбокомпрессора $n_{тс}$ была от 20 000 мин⁻¹ до 60 000 мин⁻¹. Регулирование осуществлялось путем изменения давления сжатого воздуха перед турбиной ТК.

Компоновка и базовые элементы безмоторного стенда для исследования гидродинамики и теплообмена в выходном канале компрессора ТКР6 изображена на рисунке 2.2. Продольный разрез исследуемого турбокомпрессора ТКР6 с указанием основных его элементов показан на рисунке 2.3. Следует отметить, что в конструкцию рассматриваемого ТК не вносились какие-либо изменения.

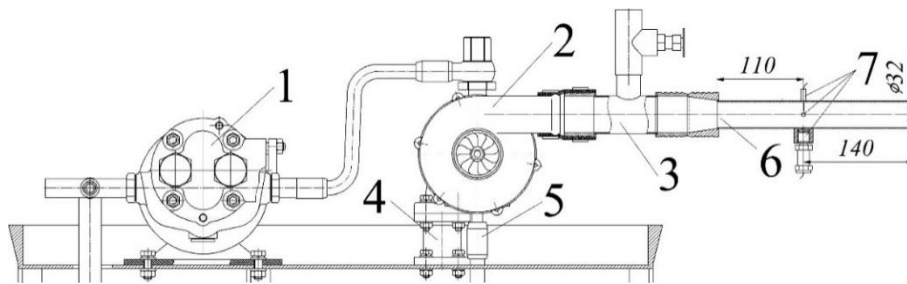


Рисунок 2.2 – Общий вид безмоторного стенда для исследования термомеханики потоков в турбокомпрессоре: 1 – масляный насос; 2 – турбокомпрессор; 3 – канал с регулировочным клапаном; 4 – трубопровод подвода сжатого воздуха для привода вала турбокомпрессора; 5 – трубка подвода масла к подшипнику; 6 – исследуемый выходной канал компрессора

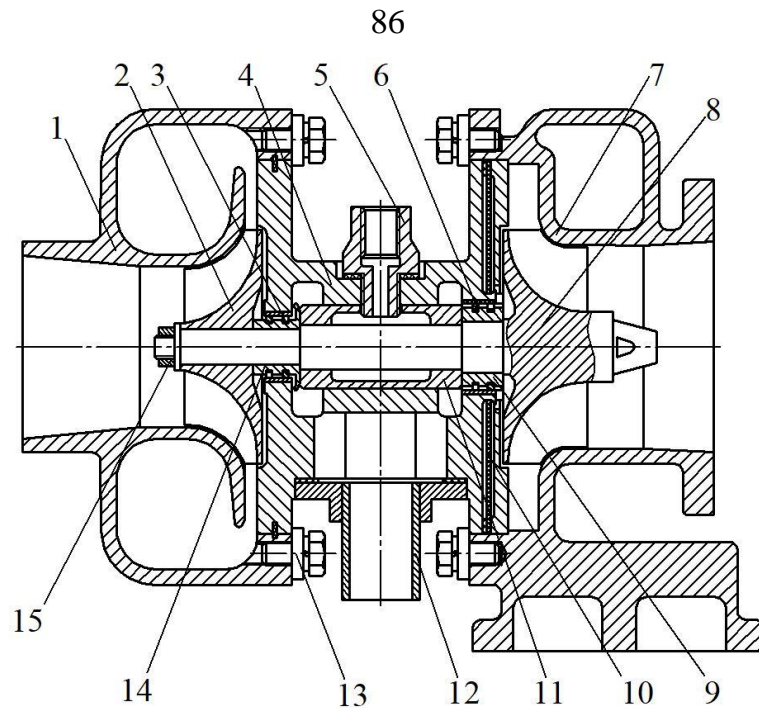


Рисунок 2.3 – Продольный разрез турбокомпрессора ТКР6: 1 – корпус компрессора; 2 – колесо компрессора; 3 – кольцо уплотнения компрессора; 4 – корпус подшипника; 5 – штуцер подвода масла; 6 – кольцо уплотнения турбины; 7 – корпус турбины; 8 – колесо турбины; 9 – втулка уплотнения турбины; 10 – экран уплотнения; 11 – втулка подшипника; 12 – штуцер отвода масла; 13 – крепежная планка; 14 – втулка уплотнения колеса компрессора; 15 – гайка колеса

Впускную систему энергомашины на базе ДВС с турбонаддувом можно рассматривать в виде двух основных элементов: турбокомпрессора и газодинамической сети, состоящей из впускного трубопровода и поршневого двигателя. Именно поэтому, при исследовании свободного ТК, т.е. без поршневой части (без полости цилиндра), газодинамические характеристики сети изменялись посредством использования специальных насадок в выходном канале компрессора с разными аэродинамическими сопротивлениями (Рисунок 2.4). Они имитировали разные элементы впускной системы энергомашины на базе двигателя (сужения, изгибы, впускные клапаны, каналы в головке цилиндра и т.д.). В качестве исходной конструкции выходного канала использовалась труба длиной 120 мм с внутренним диаметром 42 мм (коэффициент гидравлического сопротивления $\xi = 1,4$). Одним из вариантов насадки на выходной канал ТК – конфузор со степенью сужения 1,72 ($\xi = 7,7$), другим вариантом – канал с диафрагмой (с диаметром 20 мм и $\xi = 12,8$).

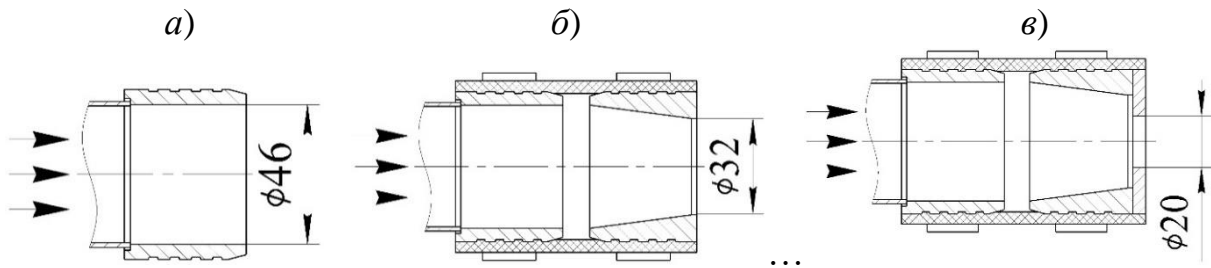


Рисунок 2.4 – Конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора:
a) – свободный выход (без сопротивления); *б)* – канал с конфузуром; *в)* – канал с конфузуром и диафрагмой

Управление газодинамикой и теплообменом в выходном канале компрессора ТК осуществлялось за счет применения различных конфигураций канала. Так, в исследуемый канал устанавливалась выравнивающая решетка по принципу хонейкомба с $\xi = 10,7$ с целью стабилизации течения (Рисунок 25*a*). Для другой конфигурации канала на внутренней поверхности трубы были выполнены канавки с целью интенсификации теплообмена $\xi = 5,7$ (Рисунок 25*б*). Подчеркнем, что геометрические размеры (d и L) всех исследуемых каналов компрессора ТК оставались неизменными – отличия только в наличии / отсутствии решетки или канавок.

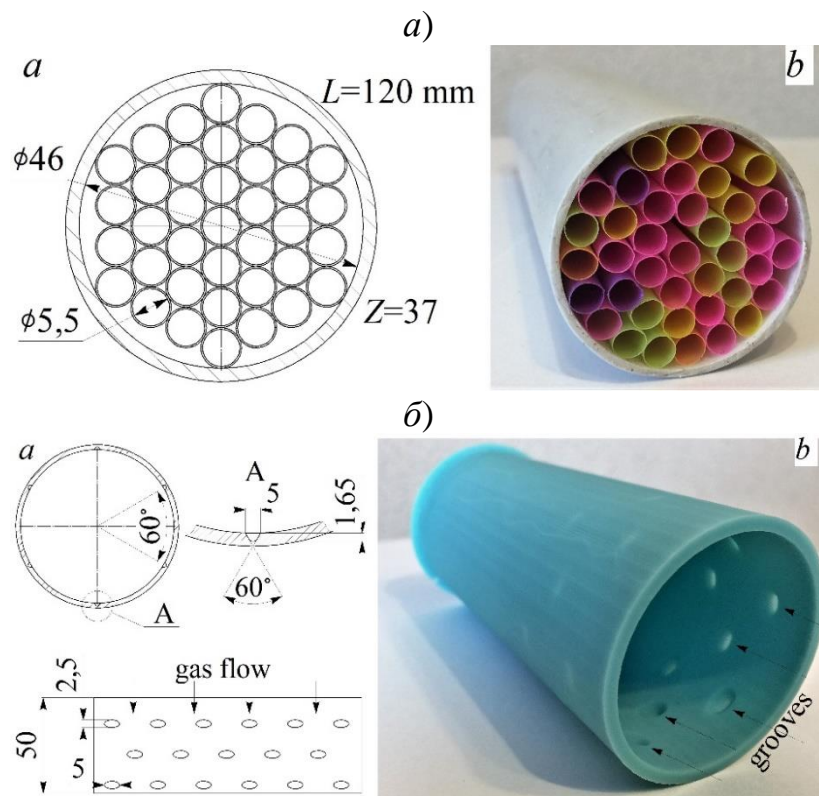


Рисунок 2.5 – Конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора:
a) – канал с выравнивающей решеткой (хонейкомб); *б)* – канал с канавками

Управление газодинамикой и теплообменом во впускной системе двигателя с турбокомпрессором также осуществлялось за счет применения выравнивающей решетки и канавок в выходном канале компрессора (Рисунок 2.5). Основная научная идея состояла в том, чтобы воздействовать на пульсирующие потоки противоположными по физическому механизму способами, а именно, стабилизация и турбулизация течения. Так, с целью стабилизации течения в рассматриваемую трубу устанавливалась выравнивающая решетка, поскольку известно, что различные стабилизирующие устройства направлены на выравнивание поля скоростей в газодинамических системах и на снижение пульсационных составляющих скорости потока. При этом, очевидно, что существенное изменение газодинамических условий во впускной системе вызовет заметное изменение теплообменных характеристик пульсирующих потоков. При этом, геометрия выходного канала (длина и диаметр) компрессора ТК были неизменными, как в базовой газодинамической системе.

Противоположный способ воздействия на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков газа во впускной системе состоял в нанесении канавок на внутреннюю поверхность выходного канала компрессора ТК. Ранее было показано (глава 1), что специальные канавки на внутренней поверхности труб вызывают значимую турбулизацию течения при небольшом увеличении аэродинамического сопротивления системы. Обычно это объясняется формированием довольно значительных скоростей вторичного течения, которые генерируются канавками. Следует подчеркнуть, что в и данном случае геометрия выходного канала (диаметр и длина) компрессора ТК также оставались неизменными, как в базовой системе впуска.

2.2 Экспериментальные установки для исследования газодинамики и теплообмена потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема

В работе экспериментально исследовалась гидрогазодинамика и теплообмен потоков в газодинамических системах сложной конфигурации, характерных для систем газообмена поршневых двигателей, при заполнении и опорожнении

полости бесконечно большого и переменного объемов. В обобщенном виде исследуемая газодинамическая система состояла из впускного и выпускного трубопровода, канала в головке блока, клапанного узла и полости-цилиндра с переменным объемом. Она была создана на базе одноцилиндрового поршневого двигателя с диаметром цилиндра 82 мм и ходом поршня 71 мм. Поперечный разрез данной модели с указанием основных деталей и узлов представлен на рисунок 2.6, а фотография лабораторного стенда – на рисунке 2.7.

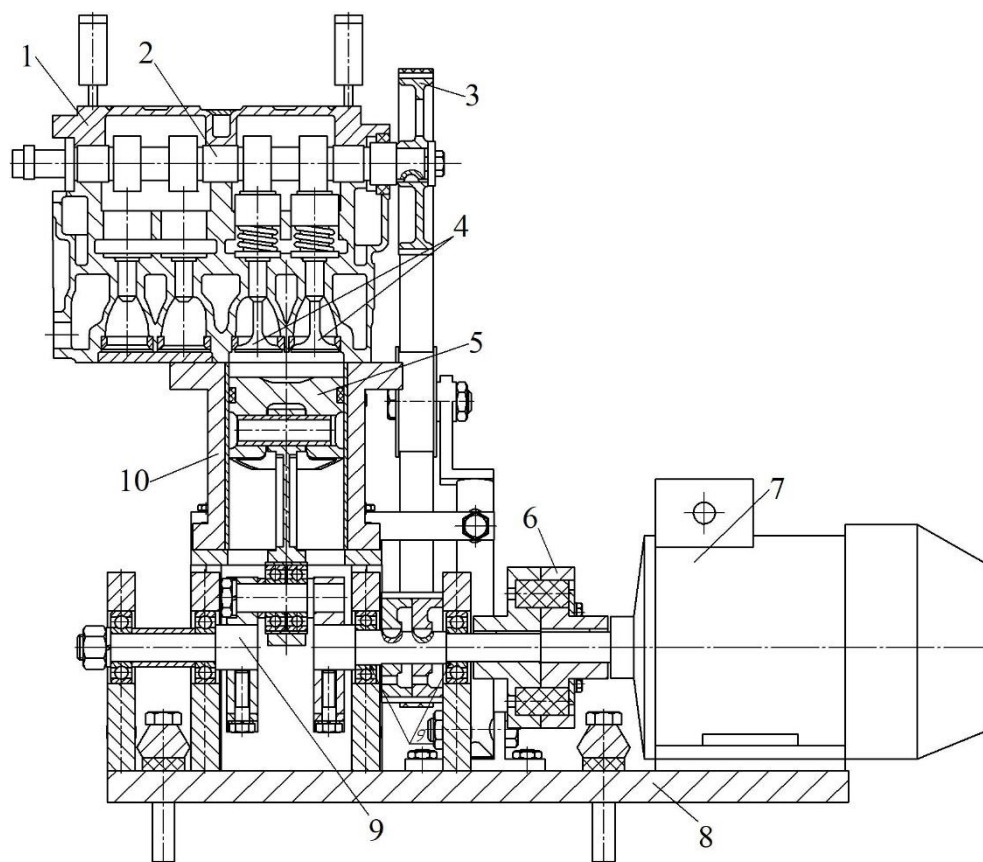


Рисунок 2.6 – Продольный разрез одноцилиндровой модели поршневого двигателя внутреннего сгорания: 1 – головка блока; 2 – распределительный вал; 3 – шкив привода распредвала; 4 – впускной и выпускной клапаны; 5 – поршень; 6 – муфта соединения коленвала и вала электродвигателя; 7 – асинхронный двигатель; 8 – основание; 9 – сборный коленчатый вал; 10 – цилиндр

Асинхронный электродвигатель выступал в качестве привода коленчатого вала. Преобразователя частоты изменял с точностью ($\pm 0,1\%$) частоту вращения

КВ в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹. Таким образом в поршневом двигателе отсутствовал внутренний и внешний теплообмен в цилиндре, связанный со сгоранием топлива. Это позволило исключить ряд внешних факторов, оказывающих влияние на процессы переноса и, соответственно, сосредоточить внимание исключительно на тепломеханических характеристиках пульсирующих потоков в системах газообмена, т.е. во впускных и выпускных системах энергомашин на базе ДВС.

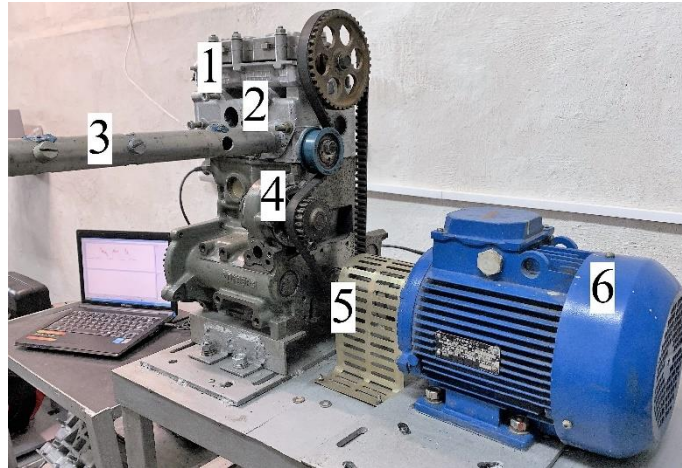


Рисунок 2.7 – Фотография лабораторного стенда (модель ДВС): 1 – головка блока с клапанным механизмом; 2 – впускная труба; 3 – выпускная труба; 4 – цилиндр-полость переменного объема; 5 – муфта для соединения коленвала и вала электродвигателя; 6 – электродвигатель

Для подтверждения данных о гидрогазодинамике и теплообмене пульсирующих потоков газа в системах газообмена, получаемых на лабораторном стенде, использовался действующий поршневой двигатель 2Ч 8,2/7,1 (двигатель автомобиля ВАЗ-ОКА). Его фотография показана на рисунке 2.8. Было установлено, что не существует значительных отличий в газодинамических характеристиках пульсирующих потоков, полученных на лабораторной модели двигателя и на действующем ДВС (подробней см. раздел 3.4).

Для исследования нестационарной газодинамики и локальной теплоотдачи пульсирующих потоков газа во впускной и выпускной системах энергомашины на базе поршневого ДВС с ТК была разработана экспериментальная установка, функциональная схема которой представлена на рисунке 2.9, а ее фото – на рисунке 2.10.

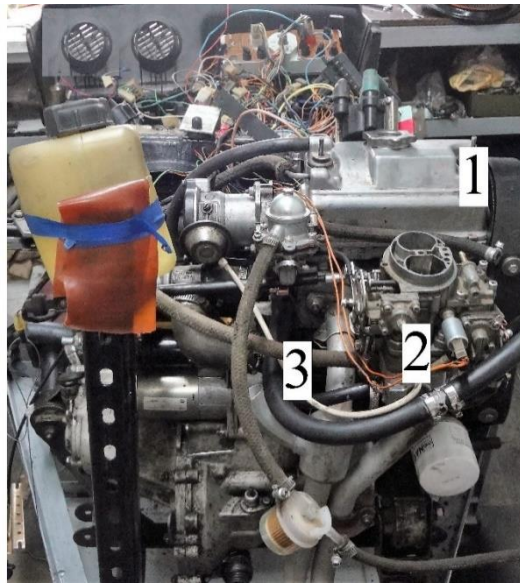


Рисунок 2.8 – Фотографии действующего ДВС (2Ч 8,2/7,1): 1 – головка блока с клапанным механизмом; 2 – впускная труба (с карбюратором); 3 – выпускной коллектор

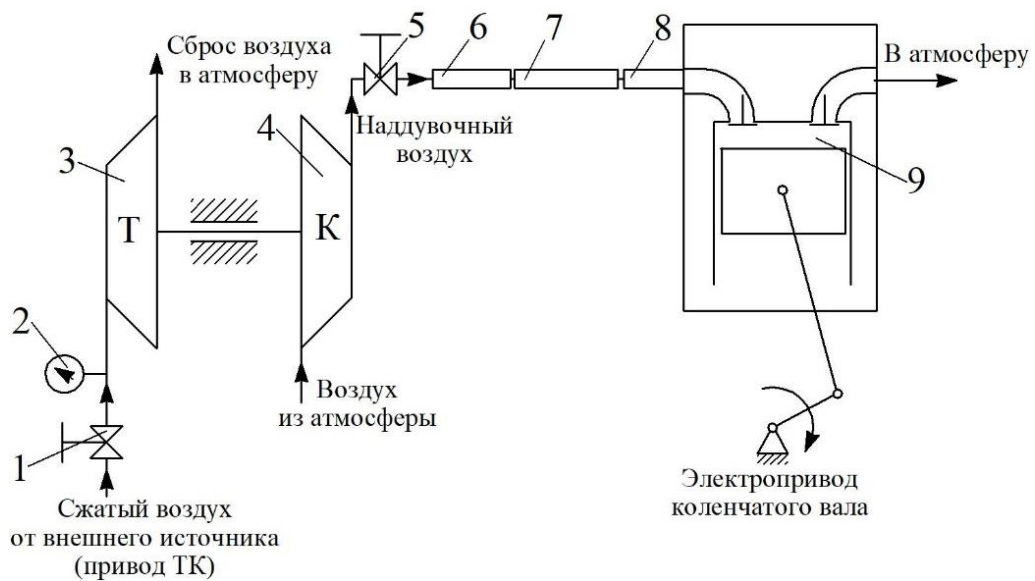


Рисунок 2.9 – Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования термомеханики потоков в системе газообмена поршневого двигателя с турбокомпрессором: 1 – регулировочный клапан; 2 – датчик давления; 3 – турбина турбокомпрессора; 4 – компрессор турбокомпрессора; 5 – регулировочный клапан; 6 – выходной канал компрессора/турбины; 7 – исследуемый канал с датчиками; 8 – впускной/выпускной трубопровод; 9 – цилиндропоршневая часть

Характерными особенностями исследуемых процессов являются, во-первых, их высокая динамика (длительность процессов газообмена составляет сотые доли секунды) и периодичность (частота циклов в данном случае была равна от 10 до 50 Гц). Эти особенности определяются большим разбросом частоты вращения КВ энергомашины в условиях эксплуатации. Во-вторых, нарушение гармоничности этой периодики, связанное с неравномерностью движения поршня и циклической работой впускного и выпускного клапанов. Очевидно, что воспроизвести такие условия с достаточной точностью можно только с помощью натурной модели. Именно поэтому за основу был выбран экспериментальный подход к исследованию тепло-механических процессов в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости. Подробней особенности этих процессов рассмотрены в следующей главе. /

Из рисунков 2.9. и 2.10 видно, что экспериментальная установка состоит из двух основных частей – это поршневая часть и система газодинамического наддува на основе турбокомпрессора. Особенности конструкции турбокомпрессора режимы его работы описаны в предыдущем разделе. Модель поршневого двигателя представляла собой одноцилиндровый ДВС (см. Рисунки 2.6 и 2.7).

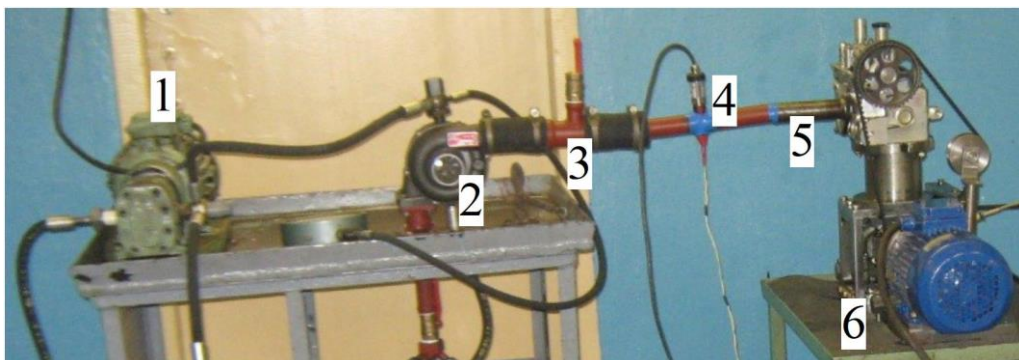


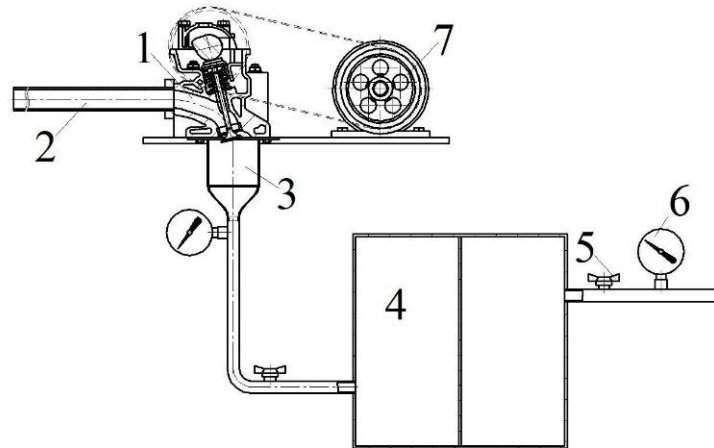
Рисунок 2.10 – Фото модели поршневого двигателя с турбокомпрессором для исследования газодинамики и теплообмена потоков в системах газообмена устройств периодического действия: 1 – маслоподкачивающий насос; 2 – турбокомпрессор (ТКР6); 3 – выходной канал компрессора; 4 – исследуемый трубопровод (с датчиками); 5 – впускной трубопровод; 6 – одноцилиндровая модель поршневого двигателя

В данном случае впускная система состояла из 3-х основных узлов: выходной канал компрессора ТК ($d = 42$ мм, $l = 100$ мм), опытный трубопровод ($d = 32$ мм, $l = 200$ мм) и впускной трубопровод ($d = 32$ мм, $l = 150$ мм). Таким образом общая длина впускной системы составляла 450 мм. Контрольные сечения с датчиками располагались на расстояниях l_x равных 150, 250 и 350 мм от фланца выходного канала компрессора турбокомпрессора. Система выпуска имела аналогичную конструкцию: входной канал турбины ($d = 40$ мм, $l = 100$ мм), исследуемый трубопровод ($d = 30$ мм, $l = 200$ мм) и выпускной трубопровод ($d = 30$ мм, $l = 150$ мм). Места установки датчиков оставались примерно теми же.

Дополнительные исследования пульсирующих потоков в газодинамической системе при опорожнении полости бесконечно большого и переменного объема выполнялись на экспериментальной установке, представленной на рисунке 2.11.

При исследовании пульсирующих потоков газа в данной системе, последовательность проведения опытов состояла в следующем. В бак (объем примерно 50 литров) сжатый воздух подавался от постороннего источника. Величины давления на входе и выходе из бака определялись с помощью манометров. При достижении нужной величины давления сжатый воздух подавался в цилиндр. Величина давления избыточного давления в цилиндре – начальное давление на выпуске p_{out} составляла от 0,05 до 0,2 МПа. Температура воздуха от 25 до 33 °С. Далее он проходил через выпускной клапан, канал в головке цилиндра и выпускную трубу. После чего сбрасывался в атмосферу. Пульсирующий режим течения создавался с помощью циклической работы выпускного клапана. Электрический двигатель с помощью ременной передачи приводил во вращения распределительный вал на головке цилиндра. Частота вращения распределительного вала $n_{рв}$ изменялась в диапазоне от 300 до 1500 мин⁻¹ (соответственно, клапан работал с частотой от 5 до 25 Гц). В случае исследования стационарных потоков газа выпускной клапан находился в открытом положении постоянно (Рисунок 2.11, б). Как и в предыдущем случае, воздух перед подачей в полость-цилиндр также сначала поступал в специальный бак для стабилизации потока. После этого воздух из цилиндра через открытый клапан поступал в выпускной трубопровод и, проходя через него, сбрасывался в атмосферу.

a)



б)

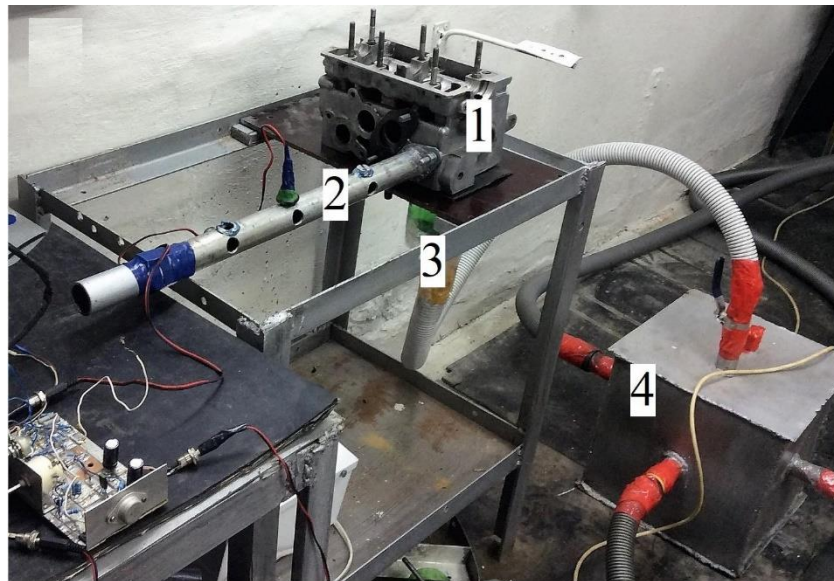


Рисунок 2.11 – Компонировка (а) и фотография (б) экспериментального стенда для стационарной и динамической продувки выхлопной системы поршневого ДВС:

1 – головка цилиндра с клапанным механизмом; 2 – исследуемая выпускная труба; 3 – полость-цилиндр; 4 – бак для стабилизации течения; 5 – регулирующий клапан; 6 – манометры для контроля давления

Следует отметить, что установка, показанная на рисунке 2.11 могла оснащаться турбокомпрессором, как показано на рисунке 2.12.

При начальных давлениях на выпуске p_{out} от 0,05 до 0,2 МПа ротор турбокомпрессора имел частоту вращения n_{TK} от 6000 до 32000 мин⁻¹.

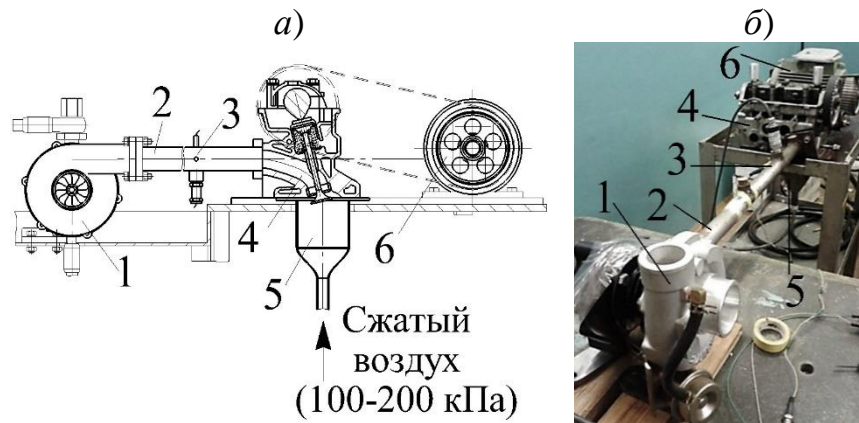


Рисунок 2.12 – Компоновка экспериментальной установки (а) для исследования гидрогазодинамики и теплообмена в выпускной системе и ее фотография (б):

- 1 – турбокомпрессор; 2 – входной канал турбины ТК; 3 – выпускная труба с датчиками; 4 – головка блока с клапанным узлом; 5 – полость-цилиндр; 6 – электрический двигатель для привода клапанов

На рисунке 2.13 показан рабочий участок исследуемых газодинамических систем и места установки датчиков (контрольные сечения).

Контрольные сечения с датчиками располагались на расстояниях l_x равных 40, 150 и 250 мм от окна в головке блока. Общая длина трубы составляла 450 мм, внутренний диаметр впускного трубопровода – 32 мм, выпускного – 30 мм.

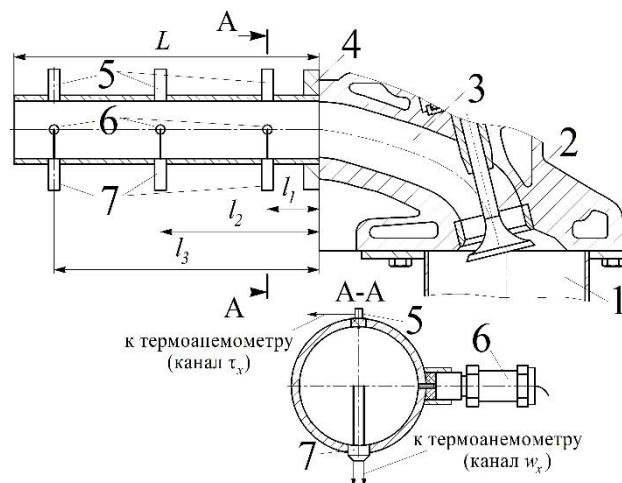


Рисунок 2.13 – Рабочий участок исследуемой газодинамической системы: 1 – полость переменного объема; 2 – клапанный узел; 3 – канал в головке блока; 4 – исследуемая труба; 5 – датчик термоанемометра для определения локальных напряжений терния; 6 – датчик давления; 7 – датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа

Для подтверждения положительных эффектов от модернизации конструкции систем газообмена проводились стендовые испытания на дизельном двигателе (1Ч 75/60), оснащенном соответствующей измерительной системой (Рисунок 2.14), а также нагружающими устройствами, регулировкой и показометрами.



Рисунок 2.14 – Фото установки для стендовых испытаний ДВС: 1 – одноцилиндровый дизель; 2 – электрическое нагружающее устройство (генератор); 3 – блок управления установкой (пуск / останов / нагрузка / приборы и т.д.); 4 – основание (виброгасящая плита); 5 – бак для хранения топлива; 6 – рукоятка управления подачей топлива; 7 – система выхлопа; 8 – система впуска; 9 – ноутбук для сбора и обработки данных испытаний

Дизельный двигатель имел диаметр цилиндра 75 мм, ход поршня – 60 мм. Он выдавал номинальную мощность 3,7 кВт при 1800 мин⁻¹. Данный стенд имел электрическое нагрузочное устройство, что позволяло получать скоростные и нагрузочные характеристики для этого дизеля. В ходе проведения испытаний была возможность регулировать величину подачи топлива и уровень нагрузки. Измеряемые параметры в ходе испытаний: мощность, крутящий момент, расход топлива, расход воздуха через впускную систему, частота вращения КВ, температура и давление воздуха во впускном коллекторе, температура и давление воздуха в выпускном коллекторе, температура блока цилиндров. Все эти параметры записывались в режиме реального времени, после чего имелась возможность их сохранения, обработки и визуализации в специализированных программах.

2.3 Автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных

Для проведения исследований была создана быстродействующая система сбора экспериментальных данных, которая в автоматическом режиме получала данные от нескольких датчиков, структурная схема которой представлена на рисунке 2.15. Из рисунка видно, что большинство физических параметров измеряются аналоговыми датчиками, сигналы которых необходимо преобразовать в цифровой вид для обработки на персональном компьютере (ПК). В исследовании применялся аналого-цифровой преобразователь L-Card модели E14-140. Его разрешающая способность по времени и по уровню в полной мере соответствовала быстродействию исследуемых физических процессов в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема. В исследование использовались 2 термоанемометра, два датчика давления, два тахометра (аналоговый и цифровой). Одновременно проводилась запись по 1-4 каналам АЦП.

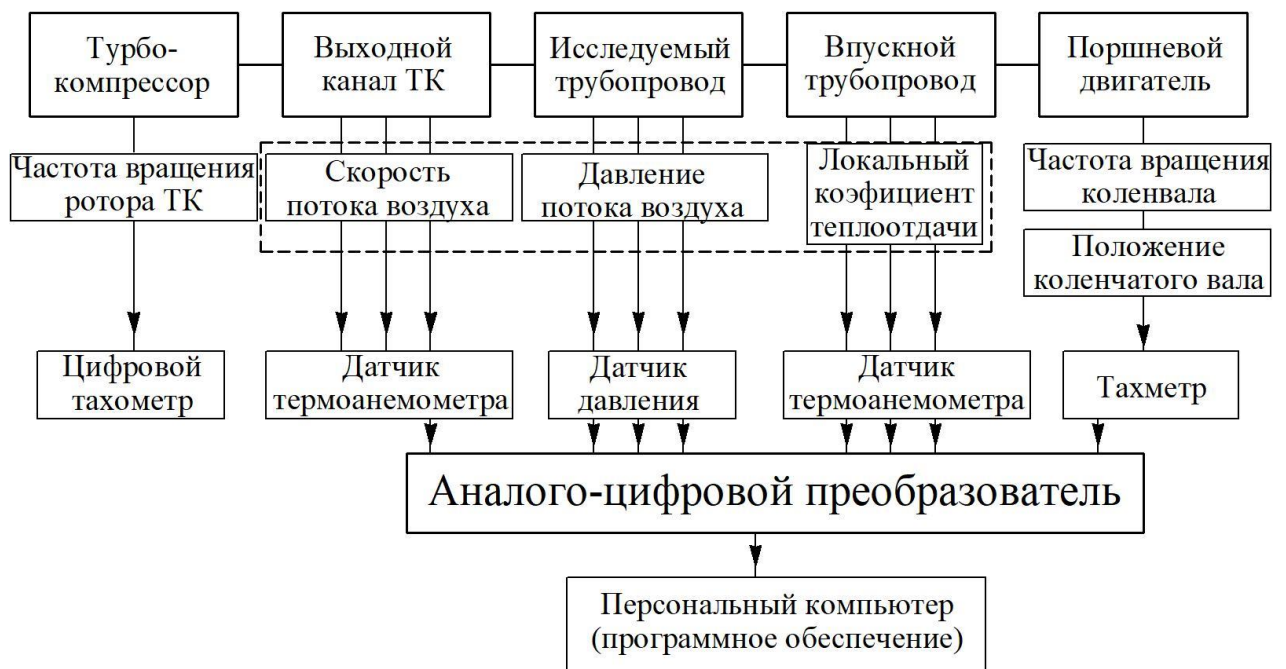


Рисунок 2.15 – Структурная схема автоматизированной системы сбора и обработки экспериментальных данных

Обработка экспериментальных данных осуществлялась в специализированном программном обеспечении (LGraph2, PowerGraph, MathCad, MathLab, Excel и другие).

Приборы, датчики и методики определения тех или иных физических параметров будут описаны в последующих разделах.

2.4 Методики определения мгновенных значений скорости потока газа и локальных напряжений трения на поверхности теплообмена

2.4.1 Методика определения мгновенных значений скорости потока газа в трубопроводах

Для определения мгновенных значений местной скорости потока воздуха w_x и локальных напряжений трения τ_x использовался термоанемометр постоянной температуры новой конструкции, электронная схема которого защищена патентом на полезную Российской Федерации [168].

Метод термоанемометрии для исследования гидрогазодинамики и термомеханики потоков был выбран на основе анализа литературы и традиционных подходов к изучению течения нестационарных потоков газа. Например, в монографии П. Брэдшоу [169] рассматриваются различные схемы термоанемометров постоянной температуры и приводятся рекомендации по их использованию при исследованиях турбулентных потоков в различных технических приложениях. В статьях [170-172] представлены современные электронные схемы термоанемометров для исследования нестационарных течений [170], описаны экспериментальные установки и методики тарировки датчиков термоанемометра [171], а также приводится сравнение различных видов термоанемометров и анализируется возможность их использования в конкретных случаях [172].

Применимость метода термоанемометрии для исследования пульсирующих потоков в системах газообмена энергомашин на базе поршневых двигателей показана в монографиях [173-175]. В монографии [173] подробно описаны датчики

термоанемометров и локации по их установке для исследования гидрогазодинамики потоков во впускных каналах двигателей, а в книгах [174, 175] приводятся экспериментальные данные (скорость воздуха или отработавших газов) для систем газообмена различных двигателей, полученные посредством термоанемометров.

Несколько подробней рассмотрим основные аспекты теории термической анемометрии. Тонкая металлическая или биметаллическая нить служит чувствительным элементом датчика термоанемометра. Электрическим током она нагревается во время работы. Нити диаметром от 2 до 10 мкм обычно применяются. Они не вносят заметных искажений в потоки газа. Нить в потоке охлаждается за счет теплопроводности, свободной и вынужденной конвекции и излучению. Давно установлено, что влиянием излучения и свободной конвекцией можно пренебречь [176]. При постоянной температуре нити связь между квадратом силы тока i^2 , подаваемой на нее, и корню квадратному из скорости потока газа \sqrt{w} , должна быть линейной [176]. Следует отметить, что эта линейная зависимость для авторского термоанемометра была экспериментально подтверждена при статической тарировке термоанемометра с датчиком с нихромовой нитью диаметром 5 мкм и длиной 5 мм (Рисунок 2.16). Это указывает на правильную настройку схемы термоанемометра и адекватном физическим восприятием датчиком гидрогазодинамики потоков в исследуемых газодинамических системах.

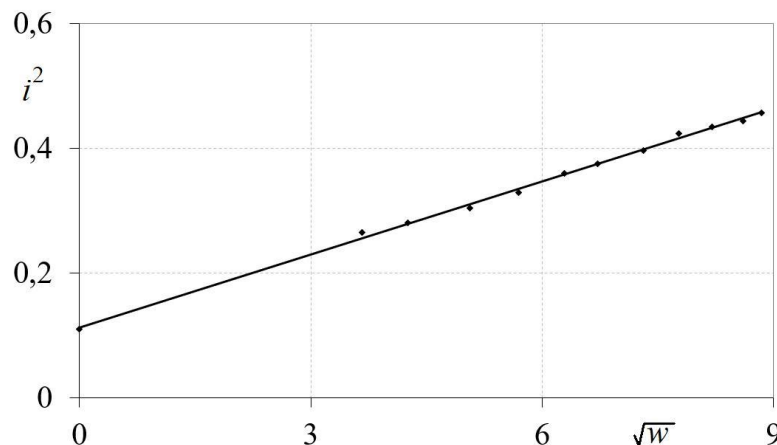


Рисунок 2.16 – Зависимость квадрата силы тока i^2 термоанемометра от корня квадратного скорости потока \sqrt{w}

В данном исследовании использовался термоанемометр постоянной температуры, блок-схема для которого приведена на рисунке 2.17.

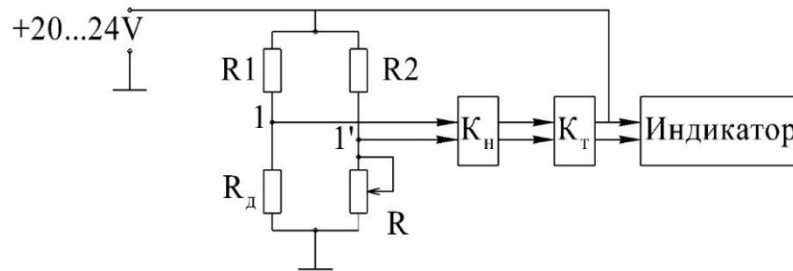


Рисунок 2.17 – Электрическая блок-схема термоанемометра постоянной температуры

Электронная схема работала следующим образом: чувствительный элемент являлся одним из плеч моста сопротивлений, к измерительной диагонали которого подключался дифференциальный усилитель, содержащий усилитель напряжения K_n и усилитель тока K_t . Выход этого усилителя осуществлял питание диагонали моста сопротивлений. Электрический ток проходил через чувствительный элемент, нагревая его нить до определенной температуры (по опытным данным до 120-125 °С). Сервоуправляемая система удерживала температуру нити постоянной при всех исследуемых скоростях потока газа. Мгновенная величина расходуемой электрической энергии равнялась мгновенной тепловой потере на нагревание окружающей среды. Известно, что тепловые потери зависят от температуры, давления и скорости измеряемой среды, а также от материала применяемого чувствительного элемента (нити). Если температура и давление среды в опытах не изменяются, то сила тока, подаваемого на чувствительный элемент, будет зависеть только от скорости потока газа [176]. Если в результате увеличения скорости потока чувствительный элемент начинал охлаждаться, сопротивление его при этом начинало изменяться. Это изменение приводило к падению напряжения в диагонали моста 1–1', которое подавалось на вход усилителя. В свою очередь, это напряжение усиливалось и подавалось на мост таким образом, что ток усилителя, который шел на нагрев нити, увеличивался и компенсировал ее охлаждение. Именно поэтому, величина напряжения, характеризующая нагрев нити датчика, являлась мерой скорости потока газа. Было разработано и изготовлено два термоанемометра.

Низкая величина постоянной времени без использования компенсации термического запаздывания является одним из преимуществ термоанемометра постоянной температуры. Именно поэтому такие термоанемометры наиболее широко используются при изучении турбулентных, пульсирующих, нестационарных потоков с большой степенью турбулентности. У разработанного авторами термоанемометра постоянная времени составляла от 2 до 4,5 мс (подробнее см. ниже).

Фото авторского термоанемометра показана на рисунке 2.18. Пример датчика термоанемометра – на рисунке 2.19.

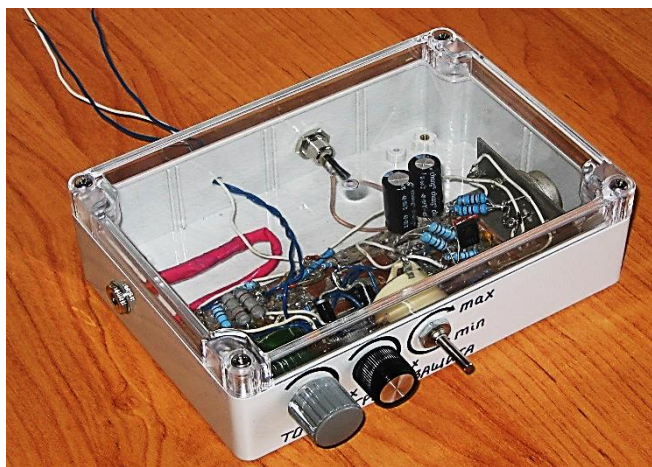


Рисунок 2.18 – Фото авторского термоанемометра при одноканальном исполнении



Рисунок 2.19 – Датчик термоанемометра для определения мгновенных значений средней по сечению скорости потока рабочего тела

Стабилизированный блок-питания постоянного тока (20-24 В) использовался для питания термоанемометра с силой тока не менее 1,5 А. Аналоговый сигнал в

форме электрического напряжения (0-5 В) был выходным сигналом термоанемометра. Сигнал подавался в АЦП, а далее в ноутбук или персональный компьютер для записи, обработки и визуализации.

В экспериментах нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 4-5 мм использовалась в качестве чувствительного элемента. Токопроводящие стержни от ламп накаливания применялись как держатели нити. Они фиксировались в корпусе и заливались эпоксидным клеем. Нить зажималась в держателях и приваривалась точечной сваркой. Посредством таких манипуляций обеспечивался эффективный и надежный контакт нити с держателями. Соединительные, электрические провода припаивались к выступающим клеммам держателей, которые подсоединялись ко входу электронного блока термоанемометра.

В холодном состоянии электрическое сопротивление датчика термоанемометра составляло 2-2,5 Ом, а его тарировочная кривая оставалась стабильной в течение 2-3 месяцев. Повторная тарировка для подтверждения характеристик датчика проводилась по истечении этого периода.

Статическая и динамическая тарировка термоанемометра выполнялась для определения его технических характеристик. Подробней методики проведения тарировок представлены в [177]. Конечным результатом были получены тарировочные зависимости напряжения на выходе термоанемометра от скорости потока газа (Рисунок 2.20). Для подтверждения воспроизводимости результатов подобные измерения проводились 2-3 раза для всех датчиков. Типичная тарировочная кривая для потока воздуха в длинном трубопроводе ($l/d > 50$, внутренний диаметр 12 мм) показана на рисунке 2.20.

Динамическая тарировка термоанемометра осуществлялась для оценки его быстродействия. Для этого пульсации потока газа создавались в трубопроводе. Проверка быстродействия термоанемометра – это была основной задачей динамической тарировки, т.е. чтобы он мог корректно фиксировать ожидаемые пульсации скорости потока газа в газодинамических системах, характерных для транспортных энергоустановок на базе двигателей с турбокомпрессором и без него.

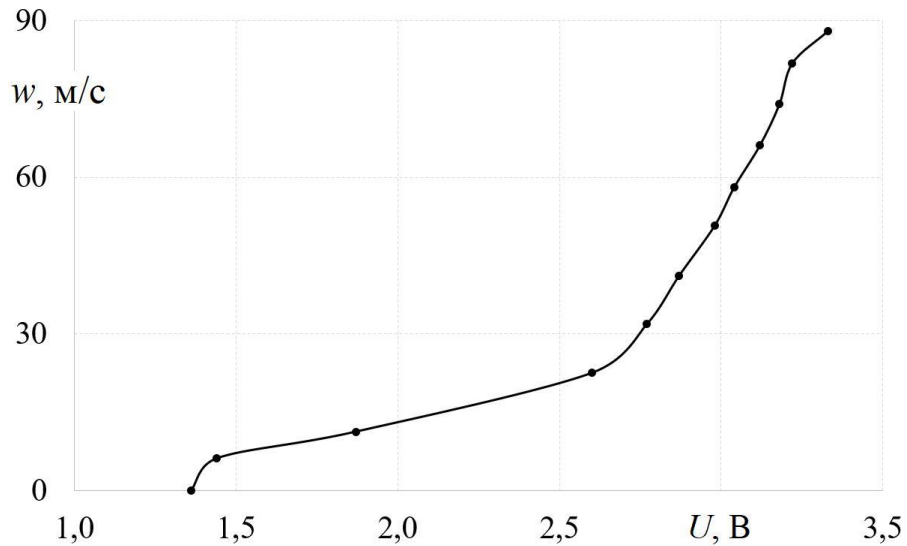


Рисунок 2.20 – Зависимость скорости потока газа w от электрического напряжения U на выходе термоанемометра: тарировочная кривая термоанемометра

Экспериментально полученная зависимость постоянной времени термоанемометра τ_0 от среднерасходной скорости потока газа w в трубопроводе показана на рисунке 2.21. Из рисунка видно, что постоянная времени термоанемометра уменьшается с увеличением скорости потока газа. В результате анализа поведения термоанемометра, был сделан вывод о том, что быстродействие разработанного термоанемометра является достаточным во всем рабочем диапазоне скоростей потока газа, поскольку его постоянная времени на всех режимах работы ДВС и ТК получается в 4-5 раз меньше, чем время фронта пульсации. Это удовлетворяет классическим требованиям для обработки аналоговых сигналов [178, 179].

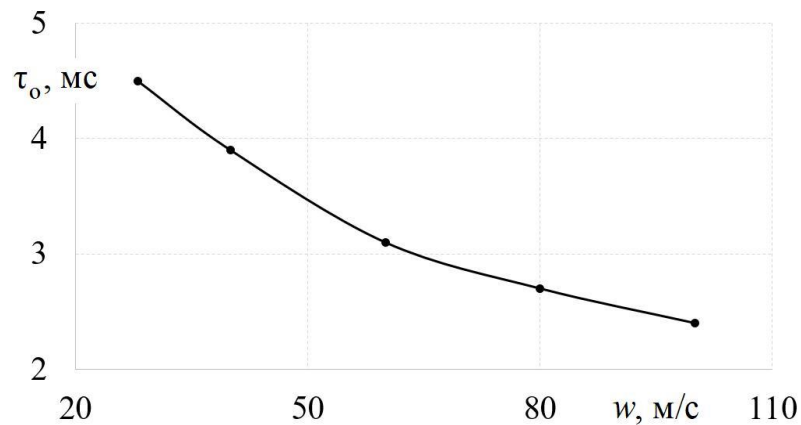


Рисунок 2.21 – Зависимость постоянной времени τ_0 термоанемометра от среднерасходной скорости потока воздуха w в трубопроводе

Можно утверждать, что динамическая тарировка выявила, что быстродействие термоанемометра постоянной температуры является достаточным для исследуемых газодинамических процессов в системах газообмена транспортных энергомашин. Выходной сигнал термоанемометра будет корректно отображать физические процессы, происходящие в газодинамических системах, за исключением, небольших флуктуаций скорости потока, о которых можно будет судить лишь качественно – их форма будет незначительно искажаться.

Измерение объемного расхода Q пульсирующего потока газа через впускную или выпускную систему двигателя основано на определении мгновенной скорости потока в контрольном сечении исследуемой газодинамической системы с помощью метода термоанемометрирования и последующем ее интегрировании за период процесса впуска или выпуска. В ходе опытов определялся объемный расход газа через впускную или выпускную систему при заполнении или очистке полости переменного объема. Следует отметить, что в качестве стандартных при определении объемного расхода Q были приняты нормальные технические условия: $p_0 = 101,3$ кПа и $t = 20$ °С, к которым и были приведены все полученные экспериментальные данные. Обработка велась для всех конструкций и режимов.

2.4.2 Методика определения локальных напряжений трения при течении газовых потоков в трубопроводах

Экспериментальное определение интенсивности теплоотдачи на границе двух сред – широко распространенная задача в науке и технике. Основной метод решения состоит в определении плотности теплового потока $q = \alpha \Delta T$ с последующим расчетом коэффициента теплоотдачи α . На сегодняшний день существуют надежные способы измерения теплового потока посредством создания разности температур между рабочей средой и теплообменной поверхностью [180, 181], а для их реализации разработаны различные технические теплофизические устройства [182, 183]. В большинстве случаев для нагрева поверхности используют токопроводящую пленку (в частности, фольгу), которую нагревают до определенной температуры

перед измерениями. Параллельно с этим осуществляется измерение температуры поверхности с помощью термопар, которые находятся непосредственно под пленкой.

Данные способы определения коэффициентов теплоотдачи имеют свои минусы: во-первых, довольно большие размеры измерительных устройств для определения плотности теплового потока, соответственно, ограниченная применимость метода для многих областей техники; во-вторых, влияние большого количества факторов на погрешность определения коэффициента теплоотдачи (теплоизоляция нерабочей поверхности, потери теплоты через элементы рабочего участка, надежный тепловой контакт термопары и поверхности и т.д.) – это заметно усложняет использование этого метода вне лабораторных стендов; в-третьих, трудоемкий расчет количественных значений коэффициента теплоотдачи для гидравлических систем сложной конфигурации.

В данном разделе описан сравнительный метод определения интенсивности теплоотдачи (относительного коэффициента теплоотдачи) на основе метода регулярного режима с помощью термоанемометра постоянной температуры и ниточного датчика, который позволяет сравнивать интенсивность теплоотдачи в газодинамических системах разных конфигураций и при различных граничных условиях.

Измерительная система состоит из двух основных элементов – термоанемометр и датчик. В данном методе использовался хорошо известный принцип термоанемометра постоянной температуры, содержащий резистивный термочувствительный элемент (датчик термоанемометра), включенный в мостовую схему (мост Уитстона), усилитель обратной связи, подключенный к измерительному мосту. Выходной ток усилителя обратной связи проходил через датчик термоанемометра, нагревая его до температуры t_d , превышающей температуру потока t_f . Температура t_d поддерживалась постоянной в процессе измерений с помощью усилителя обратной связи. При заданных параметрах окружающей среды ток, протекающий через датчик термоанемометра, зависел только от скорости охлаждающего его газового потока. Датчик термоанемометра имел оригинальную конструкцию (Рисунок 2.22). Его базовым элементом являлась подложка из фторопласта-3 с коэффициентом

теплопроводности $0,07 \text{ Вт/(м·К)}$. Нихромовая нить (чувствительный элемент датчика) диаметром 5 мкм и длиной $4\text{-}5 \text{ мм}$ проходила по поверхности подложки. Нить приваривалась к токопроводящим стержням. клиновидные фиксаторы использовались для взаимной фиксации подложки и стержней, а также для сохранения натяга во время проведения экспериментов. Сопротивление чувствительного элемента в холодном состоянии составляло $1,8\text{-}2,3 \text{ Ом}$.

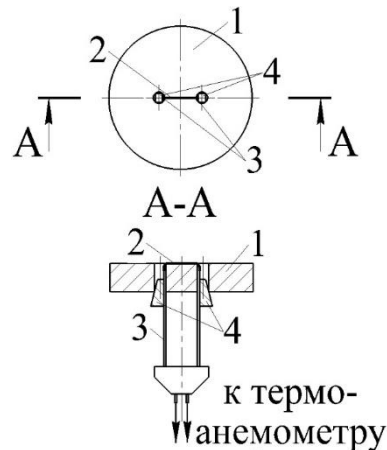


Рисунок 2.22 – Конструкция датчика термоанемометра для определения локальных напряжений трения в трубопроводе: 1 – фторопластовая подложка; 2 – чувствительный элемент датчика (нить); 3 – стержни; 4 – клинья-фиксаторы

Разработанный ниточный датчик термоанемометра измеряет локальные напряжения трения на поверхности канала τ_x , на основании которых можно определить плотность теплового потока, а в дальнейшем и локальный коэффициент теплоотдачи, если известны физические свойства жидкости и другие параметры потока (скорость, температура).

В данном методе определение локального коэффициента на границе стенка – поток жидкости основано на эффекте гидродинамической аналогии теплообмена (аналогии Рейнольдса). Она подразумевает единство процессов передачи импульса и тепла в турбулентном потоке и устанавливает однозначную связь между теплопередачей и аэродинамическим сопротивлением, т.е. трение на поверхности теплообмена и перенос теплоты через эту поверхность являются связанными между собой [184]:

$$q_c = \tau_x \frac{\lambda}{\mu} \cdot \frac{t_f - t_c}{w}, \quad (2.1)$$

где q_c – плотность теплового потока; τ_x – напряжение трения на поверхности; λ – коэффициент теплопроводности жидкости; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости; $t_f - t_c$ – разница температур жидкости и стенки; w – скорость потока жидкости вдали от стенки.

Использование данного выражения корректно для ламинарных и турбулентных потоков жидкости с числом Прандля $Pr \approx 1$, а также для случаев течения жидкости с физическими свойствами независящими от температуры, без внутренних источников теплоты и при отсутствии массовых сил в системе.

Следует подчеркнуть, что данные условия, описанные выше, наблюдаются только в простейших случаях (стационарные течения, простая геометрия газодинамических систем, низкие скорости газа и т.п.), поэтому применение аналогии Рейнольдса в исследованиях гидрогазодинамики в системах газообмена устройств периодического действия является не совсем корректным. Поэтому было сочтено целесообразным использовать сравнительный подход (на основе теории регулярного режима) и находить относительный коэффициент теплоотдачи α' . Данный подход подразумевает получение данных об величине средних напряжений трения (интенсивности теплоотдачи) для какого-либо базового случая при отсутствии внешнего воздействия (например, для круглого трубопровода) и при наличии этого воздействия (например, при изменении поперечного сечения трубопровода на квадрат). Соответственно, степень воздействия того или иного фактора на интенсивность теплоотдачи можно представить в виде отношения этих величин – относительного коэффициента теплоотдачи α' . Такой подход широк применяется при исследованиях тепломеханических характеристик газовых потоков, в частности в [185].

При этом, выходной сигнал с датчика локальных напряжений трения τ_x в газодинамических системах протарирован по расчетному управлению для стационарной местной теплоотдачи турбулентного потока в длинной прямолинейной трубе ($l/d \geq 50$). В данном случае тарировка заключалась в соотношении расчетного коэффициента теплоотдачи α для длинной прямолинейной трубы и величины сигнала с

для определения местной скорости потока воздуха и локальных напряжений трения. Температура измерялась термопарой медь-константан, размещенной в исследуемом канале. Данные со всех датчиков поступали в аналого-цифровой преобразователь. При тарировке датчиков термоанемометра измерялись следующие величины: температура потока, барометрическое давление, локальная скорость потока и напряжение с тарируемого датчика. Температура потока газа измерялась термопарой медь-константан, размещенной в подводящем к насадке канале. Показания с термопары считывались при помощи милливольтметра. Эксперименты проводились на 10-12 режимах. При этом скорость потока воздуха изменялась от 0 до 120 м/с. В результате была получена тарировочная кривая в виде зависимости напряжения на выходе термоанемометра U и локальных напряжений трения в условных единицах τ_x (Рисунок 2.24).

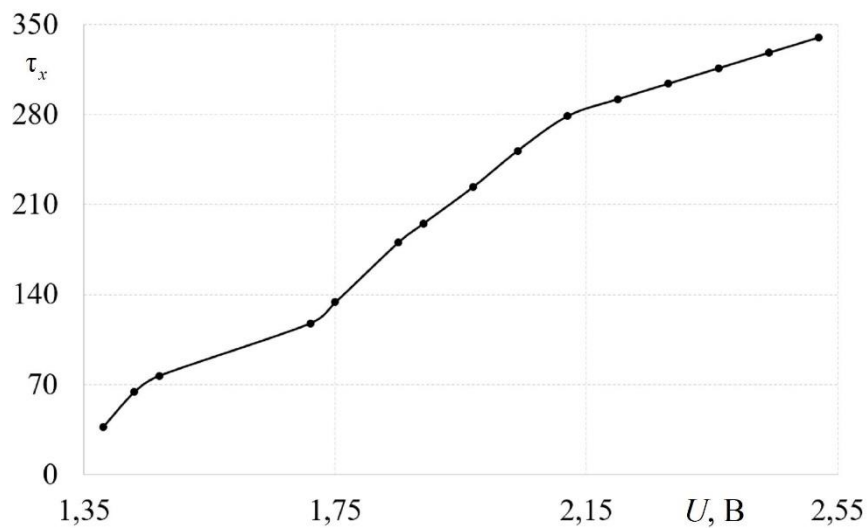


Рисунок 2.24 – Зависимость локальных напряжений трения τ_x на поверхности канала от выходного напряжения U термоанемометра постоянной температуры

Полученная тарировочная зависимость может быть использована для сравнительного исследования интенсивности теплоотдачи в газодинамических системах разной конфигурации и при разных начальных граничных условиях. Применимость данного подхода определения относительного коэффициента теплоотдачи для различных задач теплообмена основывается на методе Кутателадзе-Леонтьева (законах трения и теплообмена) [187, 188]. Они установили, что можно получить

законы трения и теплообмена некоторого стандартного (эталонного) процесса, а затем распространить их на более сложные случаи, т.е. эти законы консервативны к изменению граничных условий.

Общий вид контрольного сечения для определения локальных напряжений трения на поверхности трубы и схема установки датчика термоанемометра в газодинамическую систему представлены на рисунках 2.25 и 2.26, соответственно.

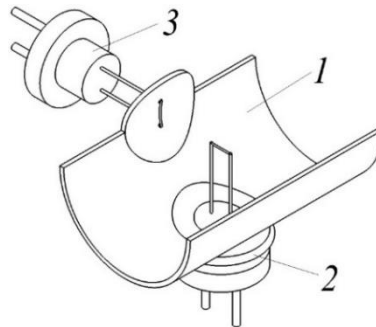


Рисунок 2.25 – Общий вид контрольного сечения в исследуемом трубопроводе: 1 – трубопровод; 2 – датчик термоанемометра для определения скорости потока; 3 – датчик термоанемометра для определения локальных напряжений трения

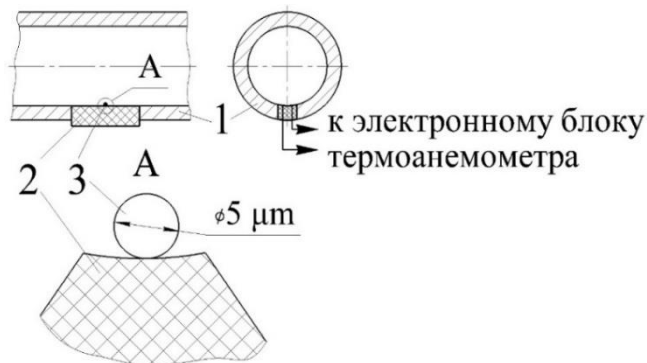


Рисунок 2.26 – Установка датчика термоанемометра для определения локальных напряжений трения на поверхности трубопроводов: 1 – исследуемый трубопровод; 2 – фторопластовая подложка; 3 – чувствительный элемент (нить) датчика термоанемометра

Схема подключения датчика к измерительной системе на основе термоанемометра постоянной температуры показана на рисунке 2.27. Разработанный датчик имеет сопротивление R_d и является одним из плеч моста сопротивлений R, R_1, R_2 , к измерительной диагонали которого подключается дифференциальный усилитель,

содержащий усилитель напряжения K_H и усилитель тока K_T . Выход этого усилителя питает диагонали моста сопротивлений. Электрический ток проходит через чувствительный элемент (нихромовую нить), нагревая его нить до температуры $120\text{ }^\circ\text{C}$. Температура чувствительного элемента поддерживается постоянной при любых скоростях набегающего потока газа с помощью сервоуправляемой системы. Мгновенная величина расходуемой электрической энергии равна мгновенной тепловой потере на нагревание окружающей среды при разных интенсивностях охлаждения (вследствие разных скоростей потока газа в трубопроводе).

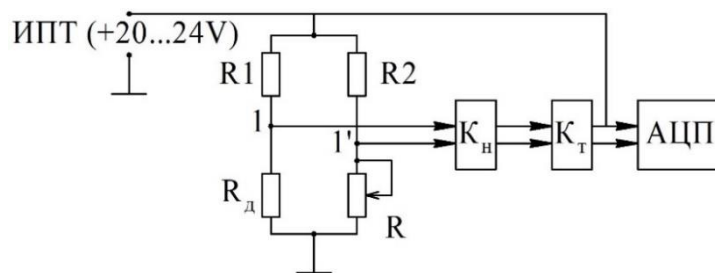


Рисунок 2.27 – Принципиальная схема подключения датчика термоанемометра к источнику питания. ИПТ – источник постоянного тока; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; K_H и K_T – усилители напряжения и тока, соответственно

Если в результате теплообмена потока чувствительный элемент начинает охлаждаться, то при этом его сопротивление начинает изменяться, что приводит к изменению падения напряжения в диагонали моста $1-1'$, которое подается на вход усилителя. Это напряжение усиливается и подается на мост так, что ток усилителя, который идет на нагрев нити, увеличивается и компенсирует ее охлаждение. Именно поэтому, напряжение U , характеризующее нагрев датчика, является мерой локальных напряжений трения на поверхности исследуемого трубопровода.

Блок-питания постоянного тока 24 В с силой тока не менее $1,5\text{ А}$ использовался для питания термоанемометра. Выходным сигналом термоанемометра являлся аналоговый сигнал величиной U до 5 В , который далее поступал в АЦП, потом в ПК, а потом обрабатывался и визуализировался.

Определение неопределенности измерений скорости потока и локальных напряжений трения подробно представлено в разделе 2.5.

2.5 Методика определения степени турбулентности стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации

При анализе пульсирующих потоков в системах газообмена разной конфигурации в качестве газодинамического показателя была выбрана степень турбулентности Tu . Степень турбулентности Tu для стационарных и пульсирующих потоков определялась как отношение среднеквадратичной пульсационной составляющей скорости к средней скорости исследуемого потока [189]:

$$Tu = \sqrt{w'^2} / \bar{w}, \quad (2.3)$$

где w' – пульсационные составляющие проекций скорости; \bar{w} – средняя скорость потока газа.

Типичные закономерности изменения местной скорости потока w_x во времени представлены на рисунке 2.28 для стационарного и пульсирующего течений.

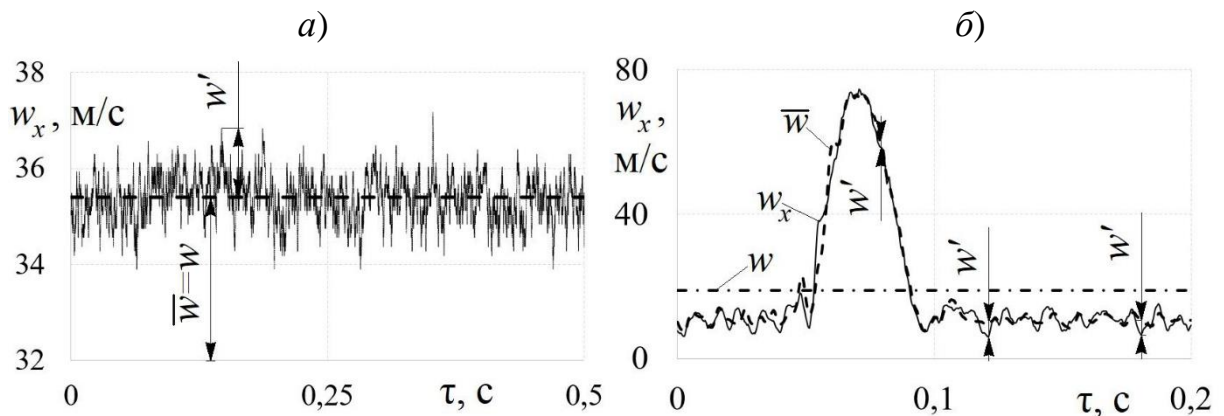


Рисунок 2.28 – Зависимости местной скорости потока воздуха w_x в газодинамической системе при опорожнении полости бесконечно большого (а) и переменного объема (б): w – среднерасходная скорость; \bar{w} – средняя скорость потока; w' – пульсационная составляющая скорости; τ – время

Из рисунка 2.28, а видно, что средняя скорость потока воздуха \bar{w} составляет примерно 35,3 м/с. Следует отметить, что в случае стационарного течения газа среднерасходная скорость w равняется средней скорости потока \bar{w} . При этом, визуально видны пульсационные составляющие скорости w' относительно средней

скорости. Из рисунка 2.28б видно, что длительность рабочего цикла составляет 0,2 с при частоте вращения коленчатого вала $n = 600 \text{ мин}^{-1}$. После открытия впускного клапана имеет место резкий рост скорости потока воздуха с характерным максимумом, после которого происходит замедление потока. После закрытия впускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю, имеют место флуктуации мгновенных значений скорости потока воздуха.

Рассмотрим способ определения средней скорости потока газа \bar{w} для пульсирующего режима течения. Существует принципиальное отличие в вычислении \bar{w} для стационарного и пульсирующего режима течения газов. В стационарном случае \bar{w} определяется как математическое ожидание функции $w_x = f(\tau)$. В нашем случае (пульсирующее течение) средняя скорость потока находилась с помощью фазового осреднения по одному рабочему циклу двигателя (см. также рисунок 2.29):

$$\bar{w}(\tau) = \left[\sum_{n=1}^N w_x(\tau + nT) \right] / N, \quad (2.4)$$

где i – целое число (номер рабочего цикла при фазовом осреднении); N – количество рабочих циклов двигателя при осреднении (обычно $N = 5-7$); T – период времени, приходящийся на один рабочий цикл, с.

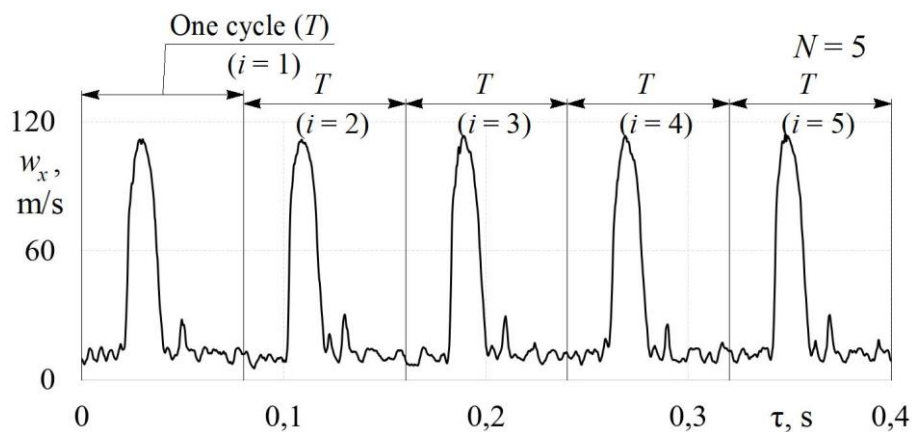


Рисунок 2.29 – Изменение местной скорости потока воздуха w_x во времени во впускной системе за 5 рабочих циклов двигателя при частоте вращения вала 600 мин^{-1} : T – время, приходящееся на один рабочий цикл; i – целое число (номер рабочего цикла при фазовом осреднении); N – количество использованных рабочих циклов двигателя при осреднении

В результате получали функцию средней местной скорости потока воздуха во времени $\bar{w} = f(\tau)$ для пульсирующего потока воздуха во впускной системе, относительно которой и определялась пульсационная составляющая скорости w' .

2.6 Измерение мгновенных значений статического давления потоков в трубопроводах

Датчики давления фирмы WIKA модели S-10 использовались для определения мгновенных значений статического давления потока воздуха в системах газообмена энергомашин на базе ДВС (Рисунок 2.30). Диапазон изменения избыточного статического давления для системы впуска составляет от -250 до $+250$ кПа, для выпускной системы – от -150 до $+150$ кПа. Разные диапазоны определения давления обусловлены особенностями протекания рабочего цикла и наличием (либо отсутствием) турбокомпрессора во впускной системе исследуемой энергомашины. Быстродействием рассматриваемых датчиков составляло менее 1 мс, погрешность измерения статического давления в газодинамической системе не превышала $\pm 0,25$ %. Напряжение величиной от 0 до 5 В являлось выходным сигналом обоих датчиков, датчики имели линейную тарировочную кривую во всем диапазоне.

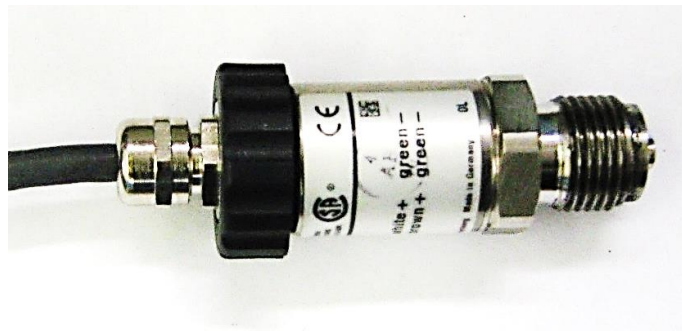


Рисунок 2.30 – Датчик давления фирмы WIKA модель S10

В результате, в ходе проведения опытов определялись мгновенные значения статического давления потоков в системах газообмена энергомашин на базе ДВС, по которым можно судить об особенностях газодинамических процессов при заполнении и опорожнении полости переменного объема. Относительная стандартная неопределенность измерений давления потока составляла около 3,3 %.

2.7 Определение скорости вращения коленчатого вала поршневого двигателя и вала турбокомпрессора

2.7.1 Определение скорости вращения коленчатого вала и местоположения поршня в цилиндре двигателя

При изучении тепломеханических явлений в газодинамических системах энергомашин на базе поршневых двигателей необходимо определять скорость вращения КВ, нахождение поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) и нижней мертвой точке (НМТ), а также моменты открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов. Все эти параметры определяют продолжительность рабочего цикла, длительность процессов заполнения (впуска) и опорожнения (выпуска), а соответственно, периодичность и динамику пульсирующих потоков в системах газообмена двигателя. Для определения скорости вращения КВ двигателя применялся тахометр, который состоял из диска с двумя зубьями друг напротив друга, закрепленного на коленвале, и индуктивного датчика, установленного на штативе на расстоянии 2-3 мм от зубьев диска (Рисунок 2.31). Установка диска на коленвал осуществлялась таким образом, чтобы один из его зубьев соответствовал нахождению поршня в ВМТ, а другой, соответственно, НМТ. Далее по этим данным рассчитывались моменты открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов двигателя. Для данного исследования эти моменты были одинаковыми для всех режимов работы ДВС и ТК:

- открытие выпускного клапана – 47 градусов до НМТ;
- закрытие выпускного клапана – 17 градусов после ВМТ;
- открытие впускного клапана – 33 градуса до ВМТ;
- закрытие впускного клапана – 79 градусов после НМТ.

Выходным сигналом индуктивного датчика являлись скачки напряжения, с частотой пропорциональной скорости вращения КВ. В свою очередь, по расположению этих скачков во времени определялось местонахождение поршня в цилиндре двигателя. Сигналы от зубьев соответствующих НМТ и ВМТ имели разную величину напряжения (разную амплитуду сигнала): положению поршня в ВМТ

соответствовал скачок напряжения меньшей амплитуды, чем импульс – в положении НМТ.

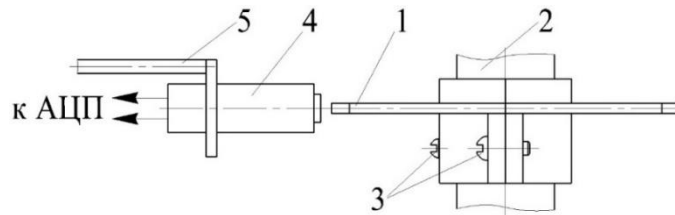


Рисунок 2.31 – Компоновка тахометра для определения скорости вращения КВ:
1 – диск зубчатый; 2 – коленчатый вал; 3 – винты крепления; 4 – индуктивный датчик; 5 – штатив

Таким образом, можно было однозначно определять скорость вращения КВ и положение поршня в цилиндре двигателя. Относительная стандартная неопределенность измерений n составляла около 2,8 %. Данные достоверны.

2.7.2 Определение скорости вращения вала турбокомпрессора

Количественные значения скорости вращения вала турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ определялись с помощью цифрового бесконтактного тахометра фирмы СЕМ модели АТ-6, который состоял из светоотражающей полоски, наклеиваемой на одну из лопаток колеса турбины, и лазера со счетчиком (Рисунок 2.32).



Рисунок 2.32 – Бесконтактный тахометр (фирма СЕМ, модель АТ-6) для определения значений скорости вращения вала ТК

Измерения $n_{\text{ТК}}$ на конкретном режиме проводились несколько раз, после чего результаты усреднялись. Относительная стандартная неопределенность измерений $n_{\text{ТК}}$ составляла около 3,6 %.

2.8 Расчет неопределенности эксперимента

Расчет неопределенности измерений экспериментов осуществлялся в соответствии с ГОСТ 34100.1-2017/ISO/IEC Guide 98-1:2009 «Неопределенность измерения» [190], начавшим действовать в РФ с 01.09.2018 г. взамен прошлого ГОСТ Р54500.1-2011/Руководство ИСО/МЭК 98-1:2009 [191].

В ходе расчетов определялась суммарная стандартная неопределённость величины $\Delta y = f(x_1, x_2, \dots, x_i)$:

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i}, \quad (2.5)$$

где $\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i$ – дисперсия величины x_i .

Значения Δx_i считаются известными, поскольку их определяет точность измерений приборов, используемых в экспериментах.

Рассмотрим подробно расчет неопределенности измерений основных величин: 1) мгновенные значения скорости потока и 2) локальных напряжений трения на поверхности.

Начнем с расчета неопределенности измерений мгновенных значений скорости потока газа. Измерения осуществлялись с помощью датчика термоанемометра и термопары, расположенных в исследуемом трубопроводе. Соответственно, источники неопределенности результата измерения в данном случае были следующие:

- случайная составляющая показаний датчика термоанемометра и термопары;
- неопределенность тарировки датчика термоанемометра и термопары;
- неопределенность установки датчика в измерительный канал;
- неопределенность измерений посредством аналого-цифрового преобразователя, производства компании *L-Card*, модели *E14-140*.

Для расчета неопределенности измерения мгновенных значений скорости потока газа и температуры были выполнены для 100 рабочих циклов двигателя (соответственно, отнесем их к типу *A*). Тарировка датчика термоанемометра, термопар

и показатели точности измерительной аппаратуры относятся к типу *B*. Таким образом, суммарная стандартная неопределенность для данного случая вычисляется по формуле:

$$U_{\Sigma} = \sqrt{U_A^2 + U_B^2}, \quad (2.6)$$

где U_A – неопределенность измерений, оцениваемая по типу *A*; U_B – неопределенность измерений, оцениваемая по типу *B*.

Стандартная неопределенность величин, относящихся к типу *A*, для данного случая определяется по формулам:

$$U_{A(w)} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (w_i - w)^2}{n(n-1)}}, \quad (2.7)$$

$$U_{A(T)} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - T)^2}{n(n-1)}}, \quad (2.8)$$

где w_i – значение скорости потока воздуха для i -го рабочего цикла двигателя, м/с; w – среднерасходное значение скорости потока воздуха для n измеряемых рабочих циклов, м/с; T_i – значение температуры потока воздуха в канале для i -го рабочего цикла двигателя, К; T – среднее значение температуры потока воздуха для n измеряемых рабочих циклов, К.

Для величин, относящихся к типу *B*, суммарная стандартная неопределенность величины $\Delta y = f(x_1, x_2, \dots, x_i)$ определяется по следующей формуле:

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i}, \quad (2.9)$$

где $\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i$ – дисперсия величины x_i .

При этом, считается, что величины Δx_i являются известными – их определяет точность измерений в соответствии с паспортами (руководствами по эксплуатации) используемых в экспериментах приборов.

Вклад в общую неопределенность измерений мгновенных значений скорости потока воздуха, отнесенную к типу B , также вносят стандартные неопределенности тарировки датчиков термоанемометра, измерения их установки в трубопровод и стандартная неопределенность аналого-цифрового преобразователя E14-140.

Суммарная стандартная неопределенность тарировки датчика термоанемометра U_{w_0} определялась по формуле:

$$U_{w_0} = \sqrt{\left(\frac{1}{wl} \Delta U\right)^2 + \left(-\frac{U}{w^2 l} \Delta w\right)^2 + \left(-\frac{U}{wl^2} \Delta l\right)^2}, \quad (2.10)$$

где w – средняя скорость потока воздуха в трубопроводе, м/с; l – длина нити (чувствительного элемента) датчика термоанемометра, м; U – выходное напряжение на диагонали моста термоанемометра, В.

Для нашего случая получаем, что $U_{w_0} = 2,5 \cdot 10^{-2}$ В/(м/с).

Поскольку в исследовании использовался датчик термоанемометра с нитью длиной 5 мм, толщиной 5 мкм (постоянная величина, заданная заводом изготовителем), а высота размещения в трубопроводе составляла обычно 15,5 мм, то стандартная неопределенность установки датчика в канал определялась по следующей формуле:

$$U_{\text{д}} = \sqrt{(U_l \cdot l_{\text{н}})^2 + (U_l \cdot l_{\text{нд}})^2}, \quad (2.11)$$

где $l_{\text{н}}$ – длина нити (чувствительного элемента) датчика термоанемометра, м; $l_{\text{нд}}$ – длина ножек датчика термоанемометра, на которых фиксирует нить, м; U_l – неопределенность измерительного прибора (штангенциркуля).

Для нашего случая получаем, что $U_{\text{д}} = 4,4 \cdot 10^{-8}$ м².

Неопределенность аналого-цифрового преобразователя U_u , фиксирующего изменение напряжения в диагонали моста термоанемометра, определяется в соответствии с паспортом (спецификацией) АЦП и в данном случае равнялось $8,5 \cdot 10^{-6}$ В.

Тогда неопределенность измерения мгновенных значений скорости потока газа U_w рассчитывается по формуле:

$$U_w = w \sqrt{\left(\frac{U_{w_o}}{w_o}\right)^2 + \left(\frac{U_D}{l}\right)^2 + \left(\frac{U_{\text{ашп}}}{U}\right)^2}. \quad (2.12)$$

Для нашего случая получаем, что $U_w = 45,5$ м/с.

Следует отметить, что при расчете U_w использовалось среднее значение сигнала (скорости) за один рабочий цикл.

Для оценки расширенной суммарной стандартной неопределенности в соответствии с рекомендациями [192] примем коэффициент охвата $K = 1,2$, тогда:

$$U_{\Sigma_{\text{врас}}} = 1,2 \cdot U_w = 54,6 \text{ м/с}. \quad (2.13)$$

Относительная неопределенность измерения скорости потока воздуха составит:

$$\Delta U_{\Sigma_{\text{врас}}} = \frac{U_{\text{врас}}}{w} = 5,4 \%. \quad (2.14)$$

Неопределенность измерения температуры с помощью термопары U_T в нашем случае равнялась $0,2$ °С, а суммарная неопределенность измерения температуры потока воздуха $U_{\Sigma T}$ составила $0,3$ °С. Соответственно, расширенная неопределенность $U_{\Sigma T_{\text{врас}}}$ составила $0,37$ °С, а относительная неопределенность измерения температуры $\Delta U_{\Sigma T_{\text{врас}}}$ получилась $1,1$ %.

Аналогичным образом определялась неопределенность измерения локальных напряжений трения U_τ . Для данного случая были получены значения неопределенностей. Стандартная неопределенность тарировки датчика термоанемометра U_{τ_o} равнялась $7,9 \cdot 10^{-2}$. Стандартная неопределенность установки датчика в канал: $U_D = 4,4 \cdot 10^{-8}$ м². Неопределенность аналого-цифрового преобразователя (АЦП) $U_u = 8,5 \cdot 10^{-6}$ В. Соответственно, неопределенность измерения локальных напряжений трения U_τ рассчитывается по формуле:

$$U_w = w \sqrt{\left(\frac{U_{\alpha_o}}{\alpha_o}\right)^2 + \left(\frac{U_D}{l}\right)^2 + \left(\frac{U_{\text{ашп}}}{U}\right)^2}. \quad (2.15)$$

Для нашего случая получаем, что $U_\tau = 224,6$.

Следует отметить, что при расчете U_τ использовалось среднее значение сигнала (локальных напряжений трения) за один рабочий цикл.

Расширенная суммарная стандартная неопределенность измерения локальных напряжений трения:

$$U_{\Sigma\text{трас}} = 1,2 \cdot U_\tau = 269,5. \quad (2.16)$$

Относительная неопределенность измерения локальных напряжений трения:

$$\Delta U_{\Sigma\text{трас}} = \frac{U_{\text{трас}}}{\tau} = 11,4 \%. \quad (2.17)$$

Таким образом, стандартная неопределенность измерений скорости потока воздуха составила 54,6 м/с (относительная – 5,4 %), а локальных напряжений трения – 269,5 (относительная – 11,4 %), на основании чего можно заключить, что результаты измерения основных физических величин в данном исследовании являются достоверными.

Относительная стандартная неопределенность измерений давления потока составляла 3,3 %. Относительная стандартная неопределенность измерений частоты вращения КВ двигателя – 2,8 %. Относительная стандартная неопределенность измерений частоты вращения вала ТК – 3,6 %.

Выводы по второй главе

На основании проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработан комплекс лабораторных стендов для исследования газодинамики и теплообмена стационарных и пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации применительно к поршневым двигателям внутреннего сгорания с турбонаддувом и без него. Геометрические размеры впускных и выпускных систем, скорости вращения КВ и вала турбокомпрессора, частоты, периоды и амплитуды пульсаций потоков, а также другие граничные условия экспериментов максимально близко отражают физические процессы, происходящие в поршневых двигателях и турбомашинах.

2. Выбрана приборно-измерительная база для исследования газодинамики и теплообмена нестационарных течений газов в газодинамических системах сложной конфигурации с учетом физики протекания процессов и необходимого быстрогодействия всех датчиков. В опытах измерялись мгновенные значения местных температуры, скорости и давления потоков, локальных напряжений трения, скорости вращения КВ ДВС и вала ТК. Также разработана автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных на базе аналого-цифрового преобразователя с необходимой дискретизацией сигналов по времени и по уровню.

3. Предложен метод и описана процедура определения локальных напряжений трения в экспериментальных исследованиях по изучению интенсивности теплоотдачи на границе жидкость – поверхность. В методе используется термоанемометра постоянной температуры и датчик с ниточным чувствительным элементом, расположенным на поверхности фторопластовой подложки, которая монтируется заподлицо со стенкой исследуемого канала. Метод основан на гидродинамической аналогии теплообмена (аналогия Рейнольдса) – предположение о единстве процессов передачи импульса и тепла в турбулентном потоке, которая устанавливает количественную зависимость между напряжениями трения на поверхности теплообмена и переносом теплоты через эту поверхность.

4. Описана методика определения степени турбулентности для стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации.

5. Выполнен расчет неопределенности эксперимента, который показал, что стандартная неопределенность измерений скорости потока воздуха составила 54,6 м/с (относительная – 5,4 %), а локальных напряжений трения – 269,5 (относительная – 11,4 %), соответственно, результаты измерения основных физических величин в данном исследовании являются достоверными. Относительная стандартная неопределенность измерений давления потока составляла 3,3 %. Относительная стандартная неопределенность измерений частоты вращения КВ двигателя – 2,8 %. Относительная стандартная неопределенность измерений частоты вращения вала ТК – 3,6 %.

ГЛАВА 3 ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА, ХАРАКТЕРНЫХ ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Очевидно, что любые геометрические и режимные факторы оказывают влияние на физические особенности протекания процессов в газодинамических системах [193-195]. К геометрическим факторам можно отнести изгибы и повороты, препятствия и шероховатость, сужения и расширения, длина и диаметр каналов, наличие движущихся и вращающихся элементов и многое другое. К режимным факторам обычно относят скорость движения потока газа, расход, частоту пульсаций газа, время процесса и т.д. Поэтому, чем больше факторов имеет газодинамическая система, тем сложнее теплофизические процессы, протекающие в ней, а соответственно, сложнее их математическое описание и способы управления этими процессами [196, 197]. Системы газообмена, характерные для устройств периодического действия и, в частности, для поршневых двигателей, имеют большинство из рассмотренных выше факторов. Источником движения газов в системах газообмена является либо разряжение в цилиндре двигателя, либо, наоборот, избыточное давление в цилиндре. При этом, происходит либо заполнение, либо опорожнение полости переменного объема вследствие движения поршня в цилиндре. Более того, поршень в цилиндре движется по сложному закону (ниже будет показано) в соответствии с конструкцией кривошипно-шатунного механизма (КШМ). В свою очередь, клапанный механизм со своими особенностями кинематики впускного и выпускного клапанов отвечает за начало и окончание процессов заполнения и опорожнения полости (цилиндра). Частота вращения КВ может изменяться от 10 до 100 Гц (распределительного вала от 5 до 50 Гц). Конструкция системы газообмена имеет изгибы (тракт в головке цилиндра), препятствие в виде клапана, расширение после клапана и неравномерную шероховатость поверхности вдоль всей длины газодинамической системы. Именно поэтому, ввиду сложности объекта исследования, в данной диссертации за основу был принят экспериментальный подход.

Особенности гидрогазодинамики и теплообмена стационарных и пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости представлены в данной главе. Дополнительно проведено сравнение газодинамических и теплообменных характеристик потоков при заполнении и опорожнении полости. Выполнена оценка основных критериев, определяющих уровень нестационарности процессов в газодинамических системах (относительная амплитуда пульсаций, число Струхаля, величины ускорения и замедления потоков и др.). Проведены расчеты кинематики и динамики механического движения поршня в цилиндре двигателя и клапанов в механизме газораспределения, которые во многом определяют тепломеханические особенности газодинамики и теплообмена потоков в газодинамических системах. Представлены сравнительные данные о газодинамике пульсирующих потоков полученные на лабораторной установке (модели двигателя) и действующем бензиновом двигателе.

/

3.1 Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма и клапанного узла

Исследуемая газодинамическая система в обобщенном виде состояла из впускной или выпускной трубы, канала в головке блока, клапанного узла и полости-цилиндра с переменным объемом от 0,042 до 0,375 дм³ (Рисунок 3.1). Она была создана на базе одноцилиндрового поршневого двигателя с диаметром цилиндра 82 мм и ходом поршня 71 мм. Подробнее экспериментальная установка описана в предыдущей главе. Один рабочий цикл этого четырехтактного двигателя осуществляется за 2 оборота коленчатого вала, за которые один раз происходит процесс впуска (заполнение полости рабочим телом) и один раз – процесс выпуска (опорожнение полости от отработавших газов). В случае, когда исследования проводились при стационарном течении газов, клапан в головке блока фиксировался полностью (максимально) открытым положением, а движение воздуха создавалось насосом, отсасывающим воздух из полости (разряжение, процесс заполнения) или компрессором, подающим воздух в полость (нагнетание, процесс опорожнения). При

заполнении и опорожнении полости переменного объема (нестационарные потоки) течение воздуха в газодинамической системе создавалось за счет вращения КВ и возвратно-поступательного движения поршня двигателя, а впускные и выпускные клапаны открывались и закрывались в соответствии со штатными фазам газораспределения. Коленчатый вал приводился во вращение с помощью электропривода, скорость вращения которого изменялась в диапазоне от 600 до 3000 мин⁻¹. Рабочей средой в опытах являлся воздух с температурой во впускной системе около 22-24 °С, в выпускной – 36-40 °С.

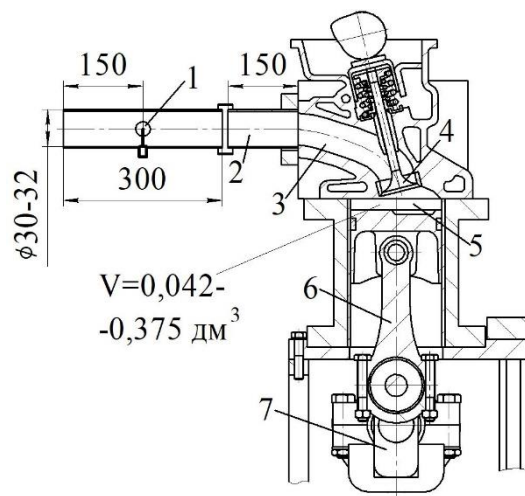


Рисунок 3.1 – Конфигурация газодинамической системы с полостью переменного объема: 1 – измерительная труба с датчиками; 2 – впускная / выпускная труба; 3 – канал в головке блока; 4 – клапанный механизм; 5 – цилиндр-полость переменного объема; 6 – поршневая группа; 7 – кривошипно-шатунный механизм

Рассмотрим подробней кинематику и динамику движения поршня в цилиндре двигателя за один оборот коленчатого вала (половина рабочего цикла). Для этого вычислим перемещения, скорости и ускорения поршня для углов поворота коленвала φ от 0° до 360° и построим графики функций $h_{\text{п}} = f(\varphi)$, $V_{\text{п}} = f(\varphi)$, $a_{\text{п}} = f(\varphi)$ для разных частот вращения КВ n по методике [198].

Исходными данными для расчета являлись частота вращения КВ, радиус кривошипа R равный 35,5 мм, длина шатуна $L_{\text{ш}}$ равная 121 мм, постоянная механизма

$\lambda = R/L_{ш} = 0,293$ и угловая скорость коленчатого вала $\omega = \pi n / 30$. Тогда перемещение $h_{п}$, скорость $V_{п}$ и ускорение $a_{п}$ поршня определялись по формулам:

$$h_{п} = R[1 - \cos \alpha + 0.25\lambda(1 - \cos 2\alpha)]; \quad (3.1)$$

$$V_{п} = 10^{-3} R\omega(\sin \alpha + 0.5\lambda \sin 2\alpha); \quad (3.2)$$

$$a_{п} = 10^{-3} R\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha); \quad (3.3)$$

В результате были получены зависимости $h_{п} = f(\varphi)$, $V_{п} = f(\varphi)$, $a_{п} = f(\varphi)$ для частот вращения КВ поршневого двигателя $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ (Рисунок 3.2) и для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (Рисунок 3.3).

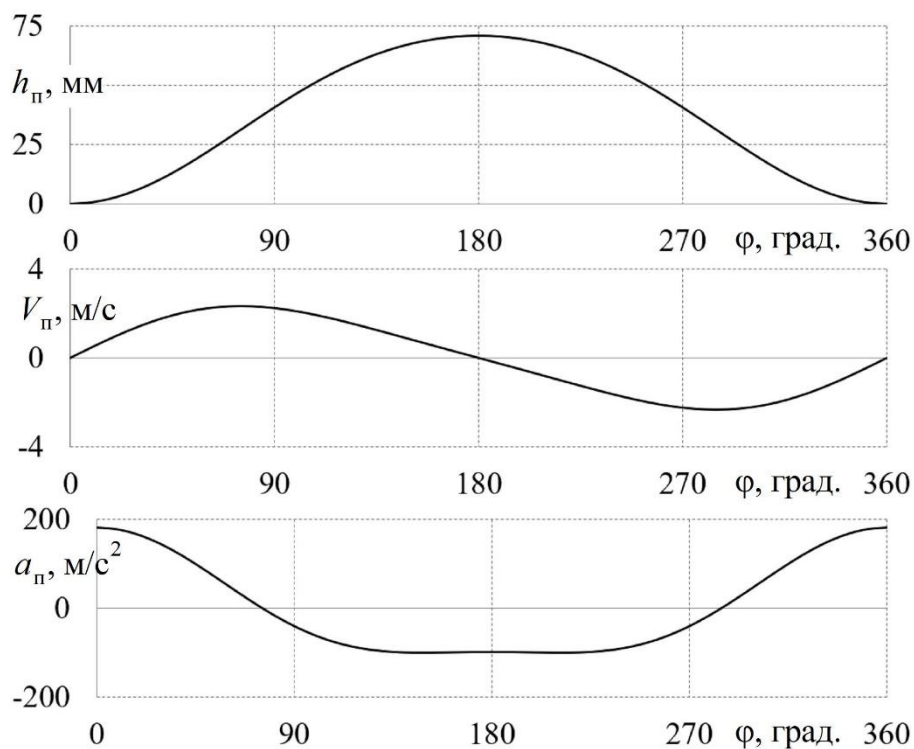


Рисунок 3.2 – Зависимости перемещения $h_{п}$, скорости $V_{п}$ и ускорения $a_{п}$ поршня от угла поворота КВ φ при частоте вращения вала $n = 600 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка 3.2 видно, что при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ за один оборот коленчатого вала поршень проходит расстояние в 71 мм (ход поршня). При этом, поршень развивает максимальную скорость около 2,3 м/с, а максимальное ускорение составляет 181 м/с². Рост частоты вращения КВ до 3000 мин⁻¹ существенно изменяет величины максимальных скорости и ускорения поршня. В этом случае максимальная скорость возрастает до 11,5 м/с, а максимальное ускорение аж до 4500 м/с². Соответственно, можно ожидать, что частота вращения коленчатого вала является

существенным фактором, определяющим газодинамические условия заполнения и опорожнения полости переменного объема.

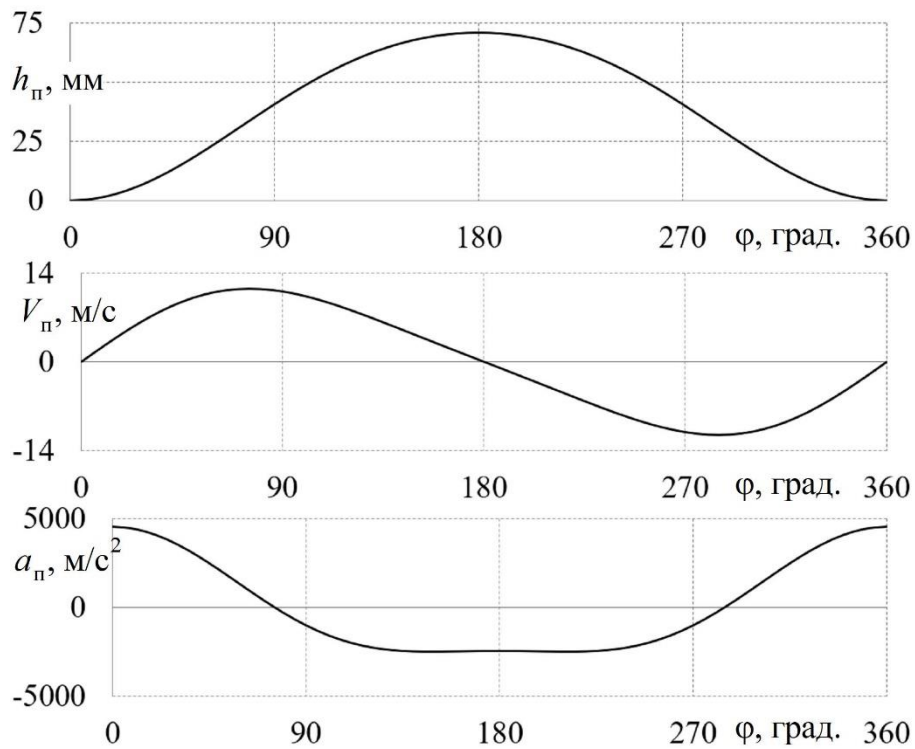


Рисунок 3.3 – Зависимости перемещения h_p , скорости V_p и ускорения a_p поршня от угла поворота КВ φ при частоте вращения вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Также проводился расчет кинематики и динамики движения клапанов, закрытие и открытие которых определяет вид пульсаций и их временной промежуток, по методике, описанной в [199]. В соответствии с этой методикой уравнения для расчета перемещения $h_{кл}$, скорости $V_{кл}$ и ускорения $a_{кл}$ клапана на различных участках кулачка распределительного вала рассчитываются по следующим формулам:

- участок сбег кулачка

$$h_{кл} = h_0 \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi_{ко} \right) \right]; \quad (3.4)$$

$$V_{кл} = h_0 \cdot \omega_k \cdot \frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi_{ко} \right); \quad (3.5)$$

$$a_{кл} = h_0 \cdot \omega_k^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \right)^2 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2\Phi_0} \cdot \varphi_{ко} \right); \quad (3.6)$$

- участок положительных ускорений

$$h_{\text{кл}} = h_0 + c_{11} \cdot \varphi_{\text{к1}} - c_{12} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi_{\text{к1}}\right); \quad (3.7)$$

$$V_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}} \cdot \left[c_{11} - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi_{\text{к1}}\right) \right]; \quad (3.8)$$

$$a_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}}^2 \cdot \left[c_{12} \cdot \left(\frac{\pi}{\Phi_1}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \varphi_{\text{к1}}\right) \right]; \quad (3.9)$$

- первый участок отрицательных ускорений

$$h_{\text{кл}} = h_0 + c_{21} \cdot \varphi_{\text{к2}} + c_{22} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi_{\text{к2}}\right); \quad (3.10)$$

$$V_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}} \cdot \left[c_{21} + c_{22} \cdot \frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi_{\text{к2}}\right) \right]; \quad (3.11)$$

$$a_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}}^2 \cdot \left[-c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{2\Phi_2}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2\Phi_2} \cdot \varphi_{\text{к2}}\right) \right]; \quad (3.12)$$

- второй участок отрицательных ускорений

$$h_{\text{кл}} = h_0 + c_{31} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\text{к3}})^4 - c_{32} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\text{к3}})^2 + c_{33}; \quad (3.13)$$

$$V_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}} \cdot \left[-4 \cdot c_{31} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\text{к3}})^3 + 2 \cdot c_{32} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\text{к3}}) \right]; \quad (3.14)$$

$$a_{\text{кл}} = \omega_{\text{к}}^2 \cdot \left[12 \cdot c_{31} \cdot (\Phi_3 - \varphi_{\text{к3}})^2 - 2 \cdot c_{32} \right]; \quad (3.15)$$

где $\omega_{\text{к}}$ – угловая скорость вращения распределительного вала, с^{-1} ; $\varphi_{\text{к}}$ – текущее значение угла поворота кулачка распредвала, рад; $\varphi_{\text{к0}}$, $\varphi_{\text{к1}}$, $\varphi_{\text{к2}}$, $\varphi_{\text{к3}}$ – текущие значения угла поворота кулачка от начала соответствующего участка профиля кулачка до конца участка, рад; Φ_0 , Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 – угловые интервалы соответствующих участков ускорения толкателя, рад; h_0 – текущие перемещения клапана на соответствующих участках профиля кулачка, мм; c_{11} , c_{12} , c_{21} , c_{22} , c_{31} , c_{32} , c_{33} – коэффициенты закона движения клапана.

На рисунках 3.4 и 3.5 в качестве наглядных примеров приведены функции перемещения $h_{\text{кл}} = f(\varphi)$, скорости $V_{\text{кл}} = f(\varphi)$ и ускорения $a_{\text{кл}} = f(\varphi)$ для впускного

клапана при частотах вращения КВ поршневого двигателя $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, соответственно.

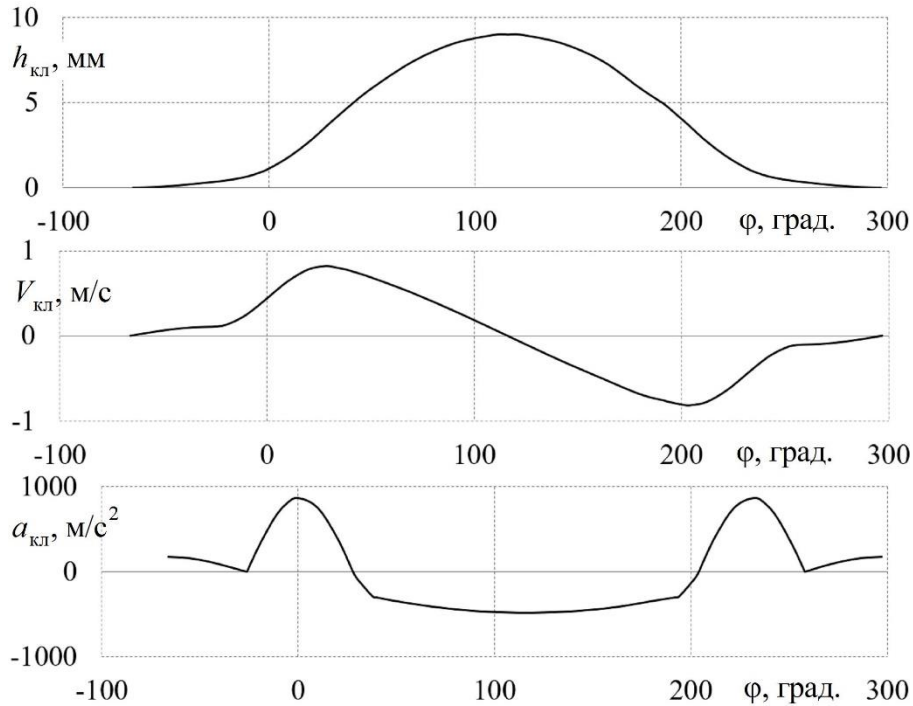


Рисунок 3.4 – Зависимости перемещения $h_{\text{кл}}$, скорости $V_{\text{кл}}$ и ускорения $a_{\text{кл}}$ впускного клапана от угла поворота КВ ϕ при частоте вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$

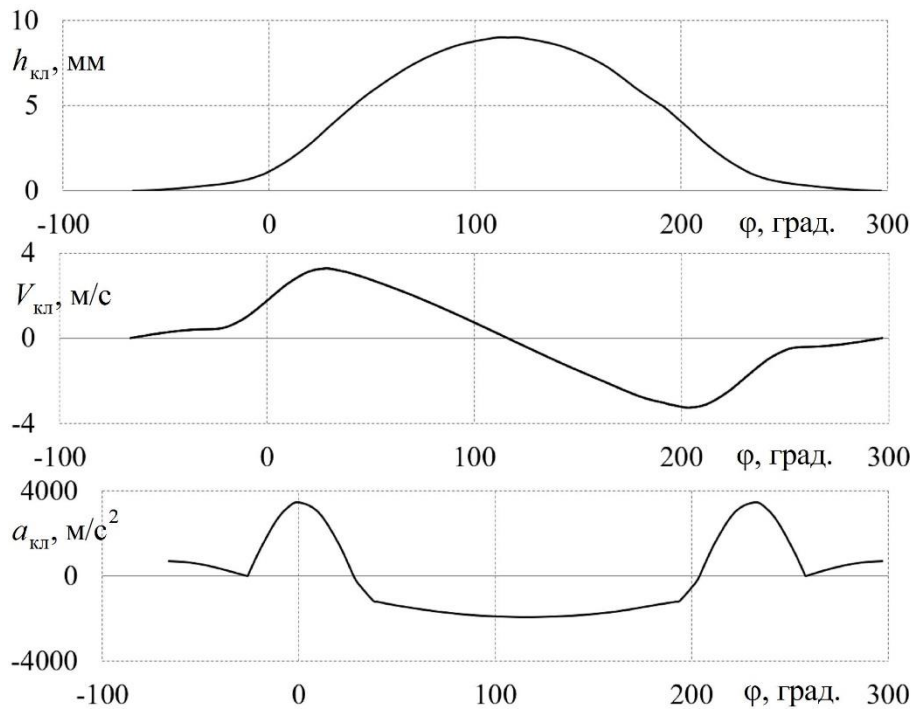


Рисунок 3.5 – Зависимости перемещения $h_{\text{кл}}$, скорости $V_{\text{кл}}$ и ускорения $a_{\text{кл}}$ впускного клапана от угла поворота КВ ϕ при частоте вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка 3.4 видно, что высота подъема клапана составляет 9 мм. При этом, при частоте вращения вала 600 мин^{-1} максимальная скорость движения клапана составляет около 1 м/с, а величина максимального ускорения не превышает 1000 м/с^2 . С ростом частоты вращения КВ до 3000 мин^{-1} максимальные величины скорости и ускорения клапана возрастают почти в 4 раза и составляют уже почти 4 м/с и около 4000 м/с^2 , соответственно. Это серьезные инерционные нагрузки на элементы.

Таким образом, следует отметить довольно сложную кинематику и высокую динамику движения поршня и клапанов, которые будут во многом определять газодинамические характеристики потоков во впускной и выпускной системе при заполнении и опорожнении полости переменного объема, соответственно. Дополнительно можно подчеркнуть, что законы движения поршня и клапанов не являются строго синусоидальными, а имеют сложный закон изменения во времени. Это существенно усложняет задачу по разработке адекватных математических моделей для процессов в системе газообмена. Поэтому, можно констатировать, что наиболее подходящий и достоверный подход к изучению тепломеханических характеристик пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема заключается в экспериментальном исследовании на базе натуральных лабораторных стендов и действующих поршневых двигателях. Промышленные испытания также являются хорошим методом.

3.2 Особенности газодинамики и теплообмена стационарных и пульсирующих потоков в системах газообмена

Рассмотрим особенности газодинамики и теплообмена потоков во впускной и выпускной системах транспортных энергетических установок на примере газодинамических систем поршневого двигателя. Для этого, сначала напомним, что один рабочий цикл поршневого ДВС состоит из 4 процессов (Рисунок 3.6): процесс впуска (заполнение полости рабочим телом); процесс сжатия рабочего тела в полости; процесс сгорания рабочего тела и расширения рабочих газов; процесс выпуска (опорожнение полости от отработавших газов). Далее эти процессы повторяются

циклически. Степень (качество) заполнения полости влияет на количество рабочего тела на момент его воспламенения, что определяет мощностные характеристики двигателя. В свою очередь степень (качество) опорожнения полости определяет количество остаточных газов в полости на момент начала процесса впуска. Чем лучше опорожнение полости, тем больше рабочего тела сможет попасть в полость в процессе впуска. Соответственно, процессы заполнения и опорожнения полости являются взаимосвязанными, и они значительно влияют на эксплуатационные характеристики поршневых двигателей [200, 201].

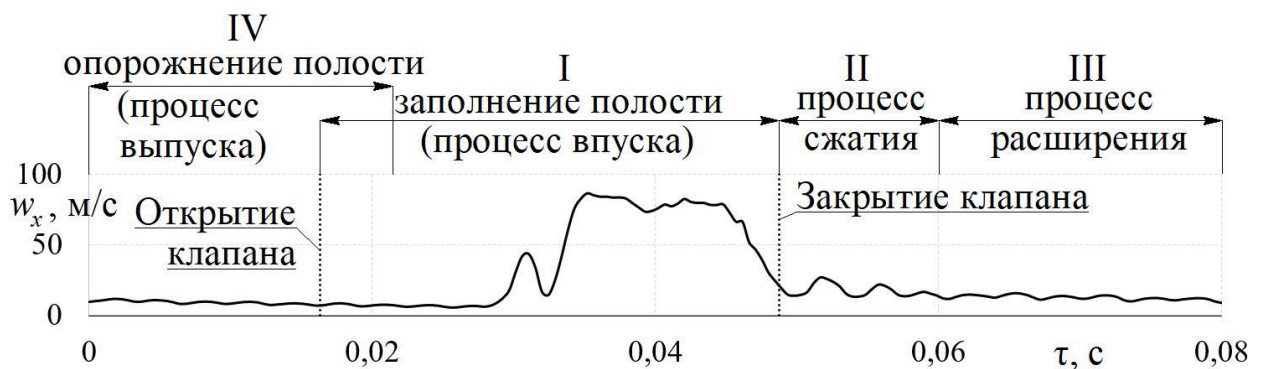


Рисунок 3.6 – Зависимость местных скоростей w_x потоков газа в газодинамической системе двигателя размерности 8,2/7,1 при заполнении полости переменного объема от времени τ (за один полный цикл) при частоте вращения КВ

$n = 1500 \text{ мин}^{-1}$: I – процесс впуска; II – процесс сжатия;

III – процесс расширения; IV – процесс выпуска

Кинематика и динамика движения клапанов и поршня во многом определяют гидрогазодинамику пульсирующих потоков в газодинамических системах энергомашин. На рисунке 3.7 показаны типичные зависимости местных скоростей потоков газа во впускной и выпускной системах при заполнении и опорожении полости переменного объема, соответственно. Из рисунка 3.7, а видно, что при заполнении полости интенсивный рост скорости потока газа начинается с некоторым запаздыванием, а не сразу после открытия впускного клапана. Это объясняется с тем, что движение воздуха в системе газообмена начинается только после того, как в полости будет создано определенное разрежение. Именно разрежение в полости

является источником движения потока газа в этом случае. В свою очередь, при опорожнении полости интенсивный рост скорости в газодинамической системе начинается сразу после открытия выпускного клапана (Рисунок 3.7, б). Это объясняется тем, что в момент открытия клапана в полости имеет место избыточное давление, которое и является источником движения газов в выпускной системе.

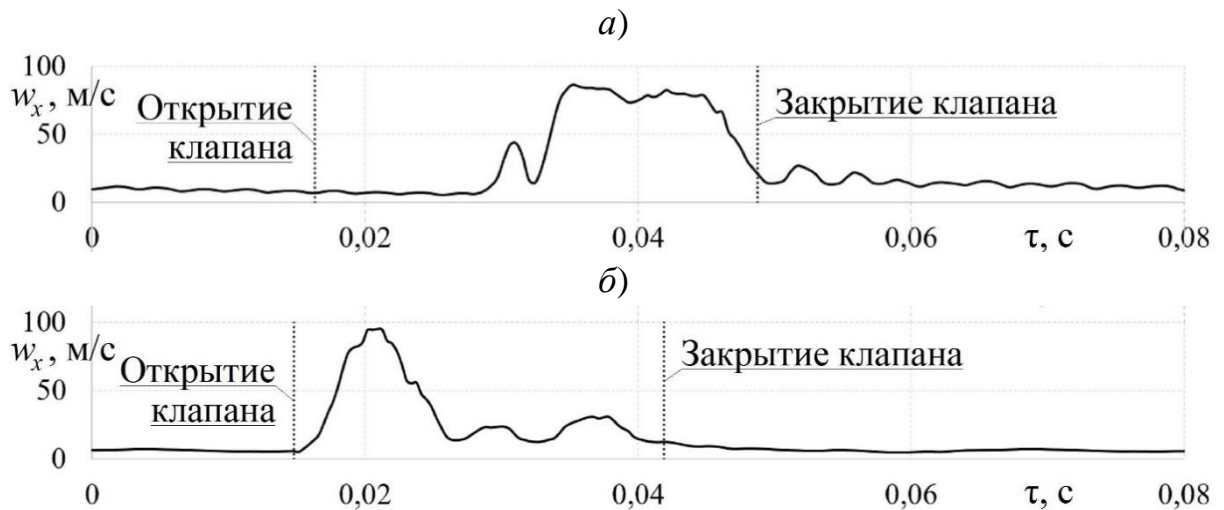


Рисунок 3.7 – Зависимости местных скоростей w_x потоков газа в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от времени τ (за один рабочий цикл) при частоте вращения КВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Максимальные скорости потоков в рассматриваемых газодинамических системах достигают 100 м/с и более. При этом, продолжительность процесса впуска в поршневом ДВС составляет от 0,0162 до 0,0811 с, а процесса выпуска – от 0,0136 до 0,0678 с. Соответственно, потоки газа во впускных и выпускных системах имеют ускорения с величинами в десятки и даже сотни тысяч метров в секунду (Рисунок 3.8). Из рисунка 3.8 видно, что при заполнении полости переменного объема максимальные величины ускорения потока достигают величин до 180000 м/с^2 , а замедлений – до -90000 м/с^2 , а при опорожнении полости ускорения – до 70000 м/с^2 , замедления – до -60000 м/с^2 . Следует особо подчеркнуть, что максимальные значения ускорений потока всегда несколько выше, чем замедлений потока [202].

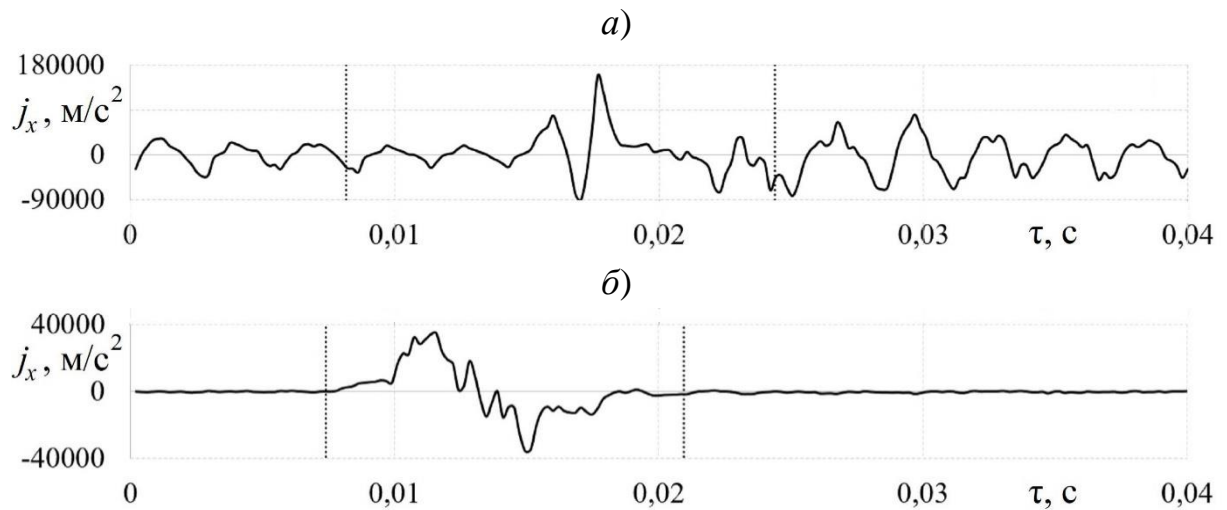
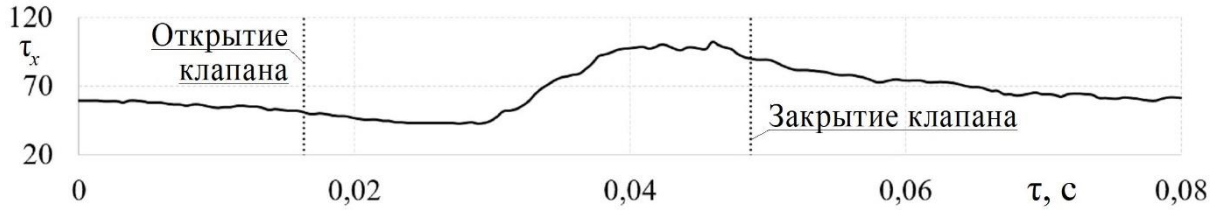


Рисунок 3.8 – Зависимости местных ускорений j_x потоков газа в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от времени τ (за один рабочий цикл) при частоте вращения КВ $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Рассмотренные выше механические закономерности работы двигателя и газодинамические особенности процессов во впускной и выпускной системе определяют теплофизические зависимости изменения локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубопроводов в системах газообмена (Рисунок 3.9). Из рисунка 3.9, а видно, что активный рост напряжений трения начинается также с запаздыванием относительно момента открытия впускного клапана. При этом, зависимость $\tau_x = f(\tau)$ имеет более гладкий, плавный вид, чем функция $w_x = f(\tau)$. Из рисунка 3.9, б видно, что в случае опорожнения полости активный рост напряжений трения в выпускной системе начинается сразу после открытия клапана, а после его закрытия изменение функции $\tau_x = f(\tau)$ становится менее выраженным [203, 204].

Измерения τ_x проводились в течении всего полного цикла энергомашины (двигателя). Для получения интегральных величин теплообмена значения τ_x усреднялись за рабочий цикл и умножались на количество циклов за определенный промежуток времени. Следует отметить, что время рабочего цикла двигателя напрямую зависит от частоты вращения КВ n . При $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ продолжительность одного цикла составляет 0,2 с, а при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ продолжительность цикла сокращается уже до 0,04 с. Для фиксации процессов нужны быстродействующие датчики.

а)



б)

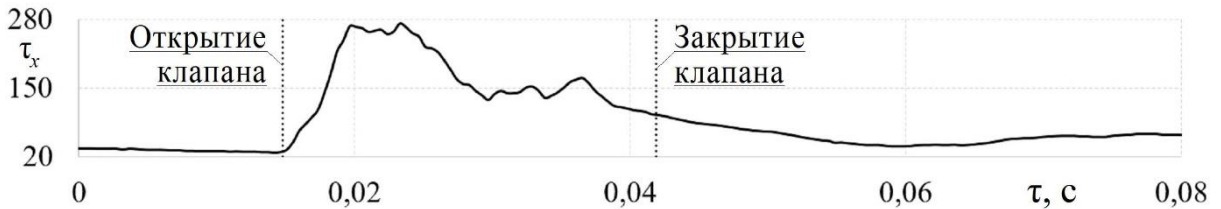


Рисунок 3.9 – Зависимости локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубопровода в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от времени τ (за один рабочий цикл) при частоте вращения коленвала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

В данном исследовании для классификации пульсирующих потоков в газодинамических системах, характерных для поршневых двигателей, использовалась методика, описанная в [205]. Авторский вариант классификации описан в [206]. Эта методика основывается на соотношении относительной амплитуды пульсаций β и числа Струхалия Sh для исследуемых потоков. При этом относительная амплитуда пульсаций β определяется по формуле:

$$\beta = w_A / w, \quad (3.16)$$

где w_A – максимальная амплитуда пульсации скорости потока газа за один рабочий цикл, м/с; w – среднерасходная скорость потока на данном режиме работы двигателя, м/с.

Число Струхалия Sh рассчитывается по следующей формуле:

$$Sh = \frac{n \cdot d_3}{w}, \quad (3.17)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, Гц; d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр канала, мм; w – среднерасходная скорость потока на данном режиме работы двигателя, м/с.

В результате были получены зависимости относительных амплитуд пульсаций и числа Струхалия от частоты вращения КВ для пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема (Рисунок 3.10).

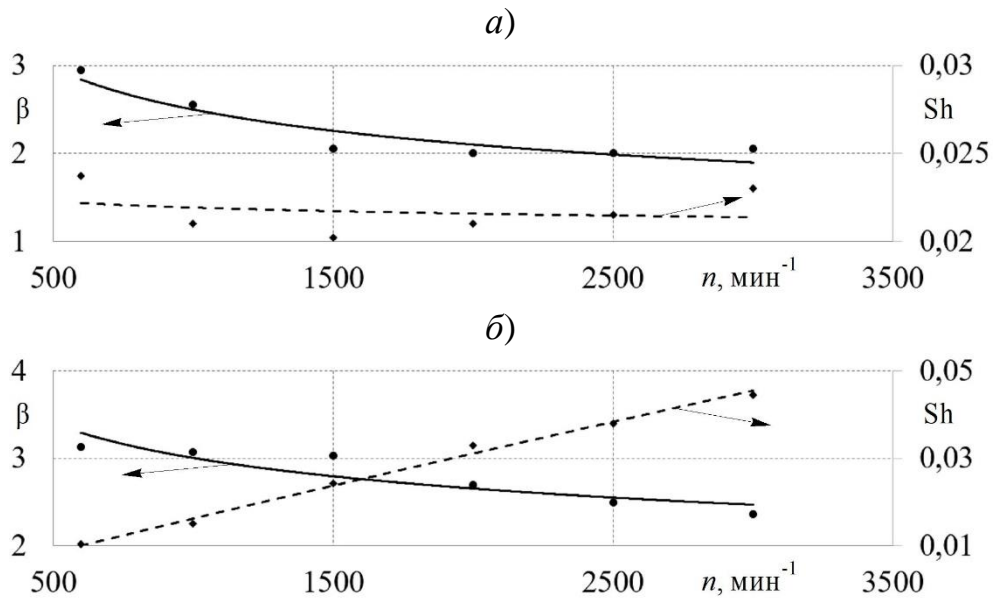


Рисунок 3.10 – Зависимости относительных амплитуд пульсаций потоков β и числа Струхалия Sh в газодинамических системах при заполнении (а) и опорожнении (б) полости переменного объема от частоты вращения КВ n

/

Из рисунка 3.10, а видно, что в случае заполнения полости переменного объема значения относительных амплитуд пульсаций β плавно снижаются (с 3 до 2) с ростом частоты вращения КВ (с 600 до 3000 min^{-1}). При этом, число Струхалия Sh остается фактически постоянным при разных n и находится в диапазоне от 0,2 до 0,25. В случае опорожнения полости переменного объема (Рисунок 3.10, б) величины относительных пульсаций β потока также снижаются (с примерно 3 до 2,5) с ростом частоты вращения КВ n . А числа Струхалия Sh , наоборот, имеют ярко выраженную тенденцию к росту (с 0,01 до 0,05) также с увеличением n .

В методике [205] предлагается классификация пульсирующих потоков по соотношению значений β и Sh (Рисунок 3.11).

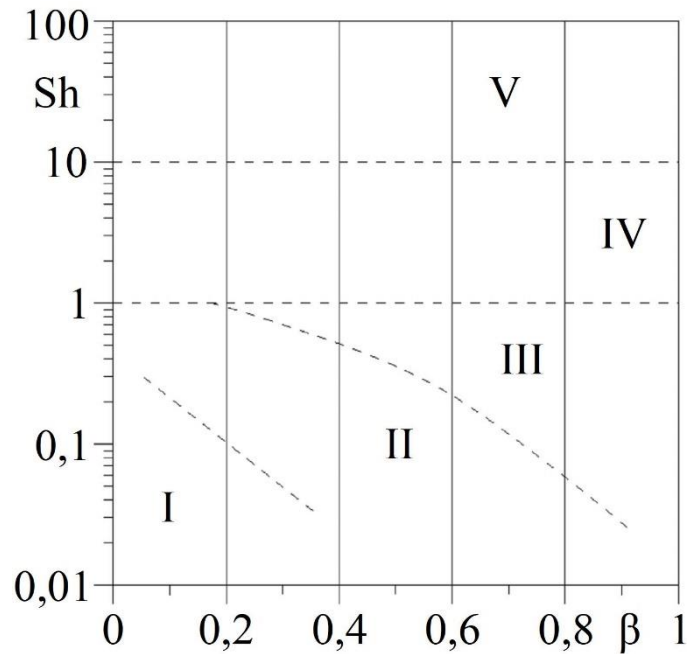


Рисунок 3.11 – Диаграмма числа Струхала Sh и относительных амплитуд пульсаций потоков β для классификации пульсирующих течений [205]: I – течения «квазистационарные»; II – течения «низкочастотные»; III – течения «среднечастотные»; IV – течения «высокочастотные»; V – течения «быстро-осциллирующие»

Соответственно, для пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых двигателей режимы течения по классификации [205] относятся к среднечастотным. Это еще раз подтверждает данные о том, что нестационарность оказывает влияние по всему сечению канала и пограничному слою, а также на профили турбулентной кинетической энергии. Таким образом, следует предположить, что газодинамическая нестационарность, свойственная процессам в системах газообмена поршневых ДВС, будет оказывать существенное влияние и на теплообменные характеристики потоков, а соответственно, и на показатели двигателей.

Следовательно, далее методически целесообразно было провести сравнение газодинамических и теплообменных характеристик при стационарном и пульсирующем режимах течения газа во впускной и выпускной системах. При этом, с определенной долей допущений стационарное течение газа во впускной системе теоретически можно рассматривать, как заполнение полости бесконечно большого

объема, а течение в выпускной системе – опорожнение полости бесконечно большого объема.

На рисунках 3.12 и 3.13 показаны зависимости мгновенных значений скорости потока w_x и локальных напряжений трения τ_x при стационарном течении газов во впускной и выпускной системах, соответственно. Зависимости представлены для постоянной скорости потока газа.

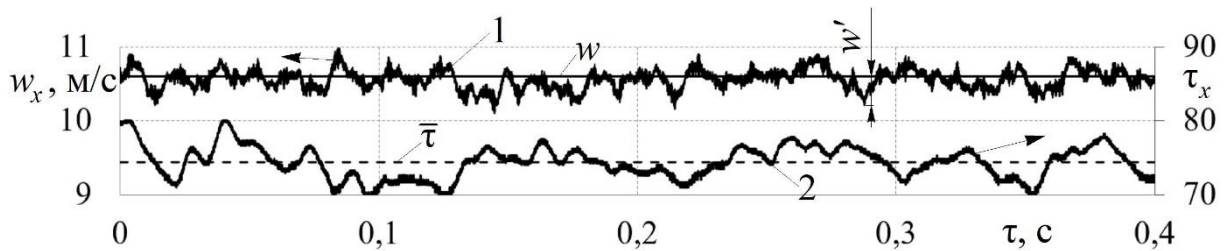


Рисунок 3.12 – Зависимости мгновенных значений скорости потока w_x (1) и локальных напряжений трения τ_x (2) на поверхности трубопровода во времени τ для стационарного режима течения во впускной системе: $w = 10,6$ м/с – средняя скорость потока газа; w' – пульсационная составляющая скорости потока; $\bar{\tau}$ – среднее значение локальных напряжений трения

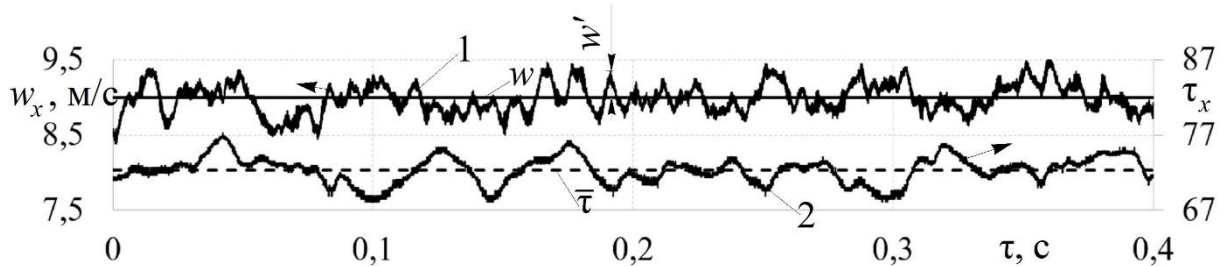


Рисунок 3.13 – Зависимости мгновенных значений скорости потока w_x (1) и локальных напряжений трения τ_x (2) на поверхности трубопровода во времени τ для стационарного режима течения в выпускной системе: $w = 9,2$ м/с – средняя скорость потока газа; w' – пульсационная составляющая скорости потока; $\bar{\tau}$ – среднее значение локальных напряжений трения

Из представленных закономерностей видно, что значения мгновенной скорости и локальных напряжений трения не являются абсолютно постоянными во времени и имеют пульсационные составляющие относительно средних значений

(Рисунки 3.12 и 3.13). Соответственно, по методике, описанной в предыдущей главе, были рассчитаны величины степени турбулентности Tu для стационарных и пульсирующих течений во впускной и выпускной системах (Рисунки 3.14 и 3.15).

На рисунке 3.14 в первую очередь обращает на себя внимание тот факт, что величина степени турбулентности Tu фактически на порядок выше при пульсирующем режиме течения, чем при стационарном. Более того, если при пульсирующем течении значения Tu экспоненциально снижаются с ростом среднерасходной скорости потока, то при стационарном режиме течения наблюдается практически линейный рост степени турбулентности. Следовательно, можно констатировать, что газодинамическая нестационарность, характерная для процессов в системах поршневых двигателей, оказывает существенное влияние на газодинамику потоков в рассматриваемой системе.

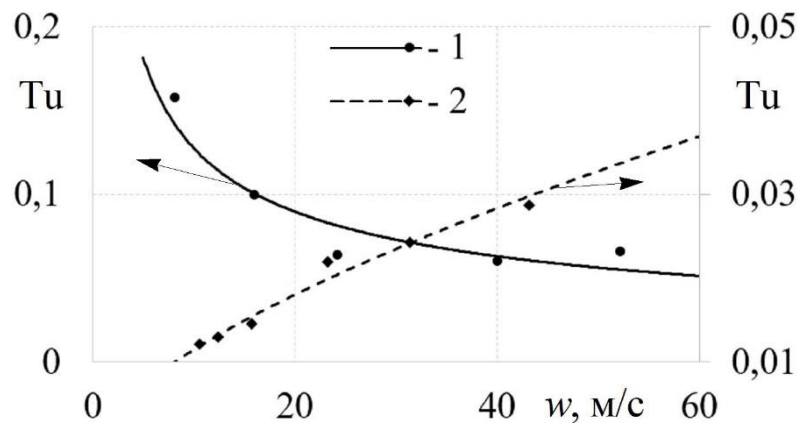


Рисунок 3.14 – Зависимости степеней турбулентности Tu от среднерасходной скорости w газовых потоков во впускной системе при разных условиях:

1 – пульсирующий поток; 2 – стационарное течение

Несколько другие данные получены при сравнении величин Tu при стационарном и пульсирующем режимах течения газов в выпускной системе (Рисунок 3.15). В данном случае разница в величинах Tu достигает 4 раз. При этом, для обоих режимов течения газа (стационарный и пульсирующий) имеет место тенденция к уменьшению степени турбулентности с ростом среднерасходной скорости потока в выпускной системе. То есть имеет место некоторая стабилизация потока.

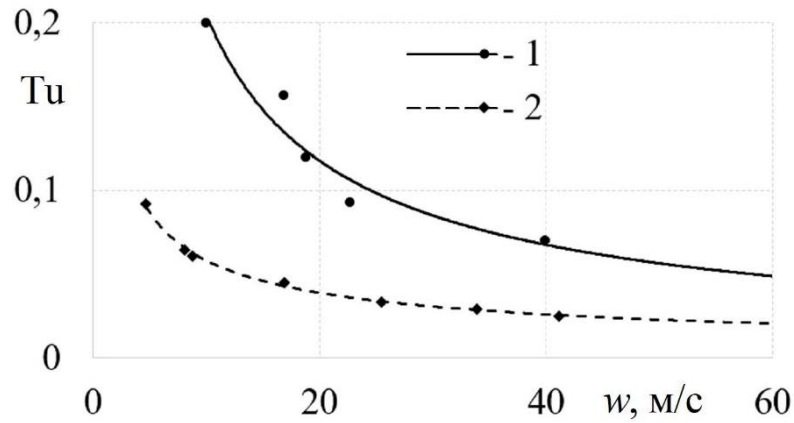


Рисунок 3.15 – Зависимости степеней турбулентности Tu от среднерасходной скорости w газовых потоков в выпускной системе при разных условиях:
1 – пульсирующий поток; 2 – стационарное течение

Именно поэтому, можно констатировать, что газодинамическая нестационарность является существенным фактором, определяющим качество процессов газообмена, а также условия теплообмена (см. также [207]).

В связи с этим, важно оценить уровень теплообмена в газодинамических системах при стационарном и пульсирующем режимах течения газа (Рисунки 3.16 и 3.17). Установлено, что газодинамическая нестационарность во впускной системе приводит к существенному снижению теплоотдачи, величина которого может достигать 40 %, по сравнению со стационарным течением (Рисунок 3.16). Полученные результаты довольно хорошо согласуются с данными других авторов, например, Краев В.М., Михеев Н.И., Молочников В.М., Давлетшин И.А. Они также для некоторых приложений получали, что газодинамическая нестационарность может приводить к незначительному подавлению теплоотдачи.

При этом, в выпускной системе при скоростях потока до 38 м/с имеет место интенсификация теплообмена до 40 % (при сравнении пульсирующего режима течения и стационарного), а после 38 м/с, наоборот, наблюдается подавление теплоотдачи до 20 %. Эти научно-технические результаты также хорошо подтверждаются данными других специалистов.

Дополнительно следует подчеркнуть, что разное влияние газодинамической нестационарности на газодинамику и теплообмен во впускных и выпускных

системах связан с различным физическим механизмом движения. Во впускной системе источником движения является разрежение в полости, а в выпускной системе – избыточное давление в полости.

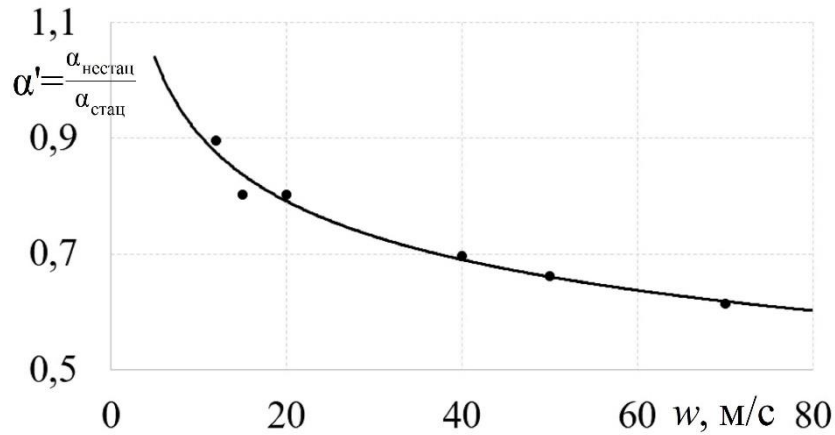


Рисунок 3.16 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи α' (нестационарный поток/стационарное течение) от среднерасходной скорости w во впускной системе

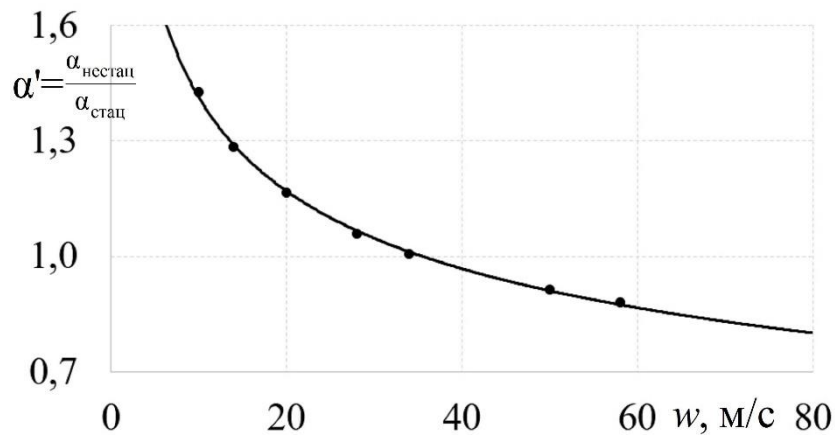


Рисунок 3.17 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи α' (нестационарный поток/стационарное течение) от среднерасходной скорости w в выпускной системе

Основные газодинамические характеристики пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема сведены в табл. 3.1. Следует подчеркнуть, что в таблице записаны данные на основе обработки всех результатов экспериментальных исследований в рамках

подготовки диссертации, а не только тех данных, которые были рассмотрены в данной главе. То есть учитывались данные для разных конструкций систем газообмена, разных частот вращения КВ и вала ТК и т.д.

Таблица 3.1

Газодинамические характеристики пульсирующих потоков
в системах газообмена, характерных для поршневых ДВС

Наименование характеристики	Заполнение полости (процессе впуска)	Опорожнение полости (процессе выпуска)
Продолжительность процесса, с	от 0,0162 до 0,0811	от 0,0136 до 0,0678
Максимальная скорость потока, м/с	133	111
Максимальное ускорение потока, м/с ²	176 171	96 266
Максимальное замедление потока, м/с ²	73 130	65 310
Максимальное давление потока, кПа	139	109
Диапазон изменения относительной амплитуды пульсаций	2,0-2,95	2,3-3,2
Диапазон изменения числа Струхала	0,02-0,0275	0,01-0,045
Степень турбулентности	0,05-0,155	0,06-0,2

Таким образом, показано, что тепломеханические процессы в системах газообмена поршневых двигателей при заполнении и опорожнении полости переменного объема необходимо изучать с учетом газодинамической нестационарности, т.е. при пульсирующем режиме течения газа в газодинамических системах. Стационарные продувки и квазистационарные подходы к моделированию процессов могут применяться лишь как оценочные подходы, которые обязательно нужно уточнять и проверять при динамических граничных условиях, характерных для транспортных энергетических установок на базе поршневых двигателей.

3.3. Верификация экспериментальных данных, полученных в лабораторных условиях

Анализ литературных данных и авторский опыт исследования гидрогазодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в системах газообмена энергомашин показал, что одним из наиболее достоверных и эффективных способов изучения подобных процессов являются эксперименты на специализированных стендах – натуральных моделях одноцилиндрового двигателя. Однако при таком подходе возникает проблема физического соответствия лабораторных данных о гидрогазодинамике процессов, полученных на модели ДВС, с одноименными характеристиками, уже на действующей энергомашине (двигателе).

Лабораторная модель одноцилиндрового поршневого двигателя для исследования газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в системах газообмена представлена на рисунке 2.7 (см. главу 2). В качестве действующего двигателя был выбран двигатель от автомобиля ВАЗ (обозначение 2Ч 8,2/7,1), который имеет такие же основные геометрические размеры: степень сжатия $\varepsilon - 9,9$, диаметр цилиндра $D - 82$ мм, ход поршня $S - 71$ мм, внутренний диаметр впускного трубопровода – 32 мм, выпускного трубопровода – 30 мм. Для лабораторной модели двигателя и для действующего двигателя фазы газораспределения (моменты открытия и закрытия клапанов) были идентичными и задавались в соответствии со значениями из руководства по эксплуатации на ДВС. Действующий бензиновый двигатель также был представлен ранее на рисунке 2.8 (см. главу 2).

При проведении опытов использовались одни и те же датчики и измерительные приборы, как описано в главе 2. Места установки датчиков также были одинаковыми относительно впускных и выпускных окон в головке цилиндра. Опыты на лабораторной модели проводились при $n = 600-3000$ мин⁻¹. Для действующего двигателя минимальная частота составляла 1000 мин⁻¹, что было обусловлено условием обеспечения устойчивой работы двигателя на холостых оборотах.

При этом, следует отметить отличия в условиях проведения опытов на лабораторной модели и действующем двигателе, а именно:

- отсутствие смесеобразования и сгорания топлива в лабораторной модели поршневого двигателя (системы топливоподачи);
- разная температура газов в выпускной системе модели и двигателя;
- значительно большие вибрации впускной и выпускной системы на действующем двигателе по сравнению с лабораторной моделью.

Поэтому, отличия в условиях проведения экспериментов приводит к некоторым отличиям в газодинамике пульсирующих потоков в системах газообмена.

На рисунке 3.18 представлены совмещенные зависимости изменения скорости потока рабочего тела во впускной трубе и отработавших газов в выпускном коллекторе во времени для разных частот вращения КВ, полученные на лабораторной модели двигателя и действующей энергоустановке (поршневом двигателе).

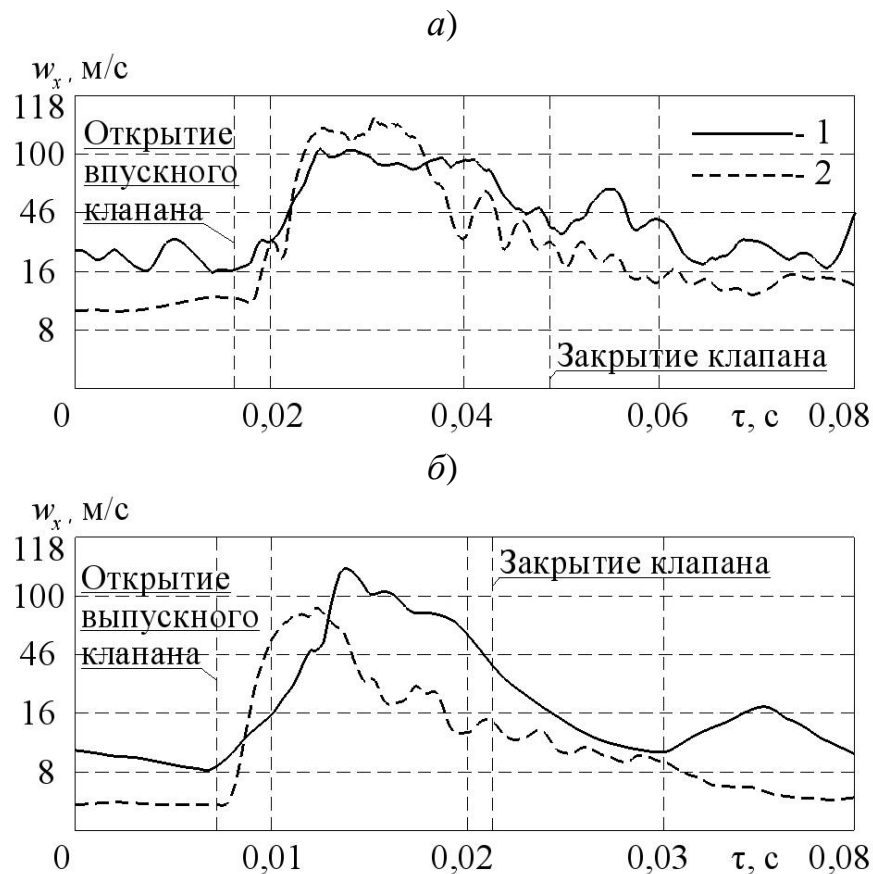


Рисунок 3.18 – Зависимости местной скорости рабочего тела w_x во впускной трубе при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (а) и отработавших газов в выпускном коллекторе при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (б) от времени τ : 1 – действующий двигатель;

2 – лабораторная модель ДВС

Из рисунка видно, что данные, полученные на лабораторной модели, качественно подтверждаются на действующем поршневом двигателе, что справедливо для процессов как во впускной, так и выпускной систем. Например, расхождения в максимальных значениях скорости рабочего тела во впускной системе не превышают 10 % (Рисунок 3.18, *а*). Следует отметить, что во впускной системе наблюдаются колебания потока рабочего тела после закрытия впускного клапана в обоих случаях (лабораторная модель и действующий двигатель). Необходимо отметить, что процесс впуска наступает не с нулевых значений скорости потока рабочего тела, что характерно для всех режимов работы лабораторной модели и действующего двигателя. Следует подчеркнуть, что аналогичные результаты были получены для процессов в выпускной системе (Рисунок 3.18, *б*). В данном случае наблюдаются несколько большие расхождения в количественных газодинамических показателях (в пределах 15-18 %), что объясняется разными физическо-химическими свойствами рабочего тела в опытах: воздух с температурой около 22 °С использовался при исследованиях на лабораторной модели, в свою очередь, отработавшие газы с температурой около 300 °С – в действующем поршневом двигателе.

Выводы к третьей главе

На основании полученных данных и проведенного анализа можно сделать следующие основные выводы:

1. Выполнены расчеты кинематики и динамики движения поршня в полости цилиндра и клапана. Получены зависимости перемещения, скорости и ускорения поршня и клапана. Показано, что максимальные значения скорости поршня составляют 11,5 м/с, а ускорения – почти 4500 м/с²; максимальные значения скорости клапана составляют около 4 м/с, а ускорения – практически 4000 м/с².

2. Показаны особенности газодинамики пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема. Проведена классификация пульсирующих потоков в системах газообмена поршневых двигателей. Показано, что они являются среднечастотными.

3. Установлено, что существуют принципиальные отличия закономерностей изменения газодинамики и теплоотдачи потоков при стационарном и пульсирующем течениях газов в газодинамических системах. Показано, что газодинамическая нестационарность, характерная для поршневых ДВС, снижает интенсивность теплоотдачи в 1,1-1,5 раза во впускной системе, тогда как в выпускной системе имеет место, как интенсификация, так и подавление теплоотдачи.

4. Установлены существенные отличия в газодинамике и теплообмене стационарных и пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении (разряжение) и опорожнении полости (нагнетание):

- показано, что при стационарном течении газа в выпускной системе степень турбулентности на порядок выше, чем при течении газа во впускной системе; тогда как, в случае пульсирующих потоков газа в рассматриваемых системах (заполнение и опорожнения полости переменного объем) нет столь существенных различий в величине степени турбулентности (разница не превышает 25 %);

- повышенная турбулизация потока при стационарном течении газа в выпускной системе приводит к интенсификации теплообмена до 30 % по сравнению с системой впуска; в свою очередь, отличия интенсивности теплоотдачи в газодинамических системах при пульсирующем течении (заполнение и опорожнение полости переменного объема) находятся в пределах 15 %.

5. Установлено, что не существует значительных отличий в газодинамических характеристиках пульсирующих потоков, полученных на лабораторной модели двигателя и на действующем ДВС.

6. Тепломеханические процессы в системах газообмена поршневых двигателей при заполнении и опорожнении полости переменного объема необходимо изучать с учетом газодинамической нестационарности, т.е. при пульсирующем режиме течения газа в газодинамических системах.

\

ГЛАВА 4 ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ КАНАЛОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В данной главе представлены результаты экспериментального исследования влияния поперечного профилирования трубопроводов на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема. Также в главе рассматриваются прикладные аспекты использования профилированных каналов во впускных и выпускных системах поршневых двигателей внутреннего сгорания. Так, была выполнена конструкторская проработка систем газообмена для ряда автомобильных и промышленных двигателей: 4Ч 8,4/7,2, 4Ч 7,6/8,0, 4Ч 8,5/8,1, 4Ч 8,2/7,1, 2Ч 8,2/7,1, 4Ч 8,2/7,1, 4Ч 8,6/8,6 и 4Ч 8,4/9,0. Кроме того, представлены результаты стендовых испытаний дизеля 1Ч 7,5/6,0 с впускными коллекторами, имеющими квадратный и треугольный участки. Дополнительно на основе математического моделирования рабочего процесса двигателя 2Ч 8,2/7,1 проведен сравнительный анализ технико-экономических показателей с базовой и модернизированной системой газообмена.

Научная гипотеза применения профилированных каналов в системах газообмена поршневых двигателей основывается на фундаментальных работах С.С. Кутателадзе и И.Е. Идельчика [208, 209], из которых известно, что в углах каналов с поперечными сечениями в форме квадрата и равностороннего треугольника возникают вихревые течения, которые обладают высокой устойчивостью и существенно изменяют структуру потока (Рисунок 4.1). Результаты численного моделирования газодинамики потоков в профилированных каналах подтверждают наличие вихревых структур и их влияние на теплообмен [210-213]. Поэтому было сделано исходное предположение о том, что они могут оказать положительное влияние на газодинамику и теплообмен в плане стабилизации течения нестационарных потоков газа, которое будет заключаться в гашении колебательных явлений во впускной и

выпускной системах и тем самым повысить качество заполнения и опорожнения цилиндра-полости. В свою очередь улучшение заполнения и опорожнения полости должно привести к росту мощности двигателя, более полному и экологичному сгоранию топливно-воздушной смеси. Тогда как интенсивность теплообмена в системах газообмена влияет на уровень подогрева воздуха во время процесса впуска, его плотность, а также на уровень температурных напряжений в деталях и узлах двигателя.

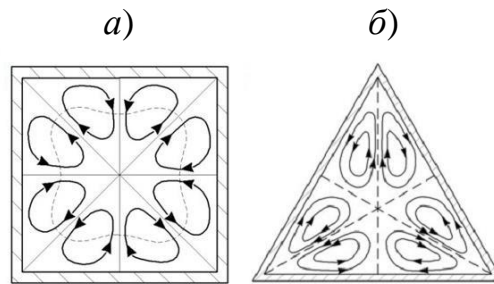


Рисунок 4.1 – Схемы образования вторичных течений в квадратном (а) и треугольном (б) каналах [208]

В данном исследовании использовались каналы с поперечным сечением в виде круга, квадрата и равностороннего треугольника (Рисунок 4.2).

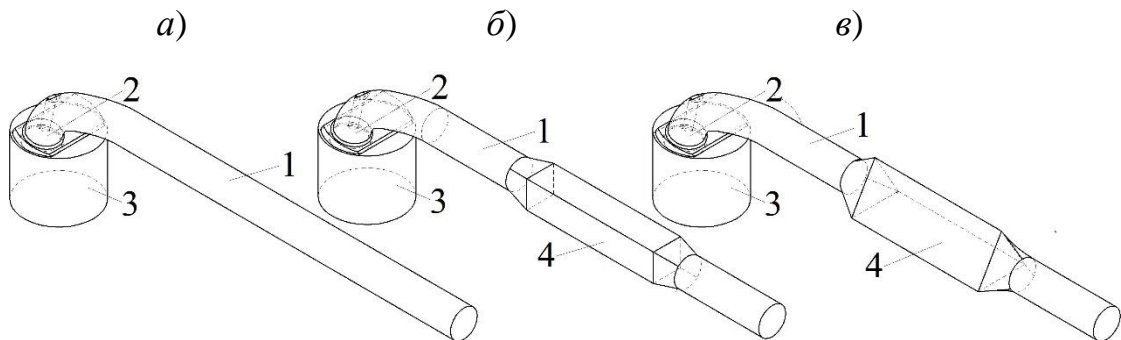


Рисунок 4.2 – Общий вид газодинамических систем с профилированными участками с поперечными сечениями в форме круга (а), квадрата (б) и треугольника (в): 1 – исследуемый трубопровод; 2 – клапанный узел; 3 – полость переменного объема; 4 – профилированный участок

Профилированный канал составлял не более 30 % от общей длины газодинамической системы (общая длина системы составляла примерно 450 мм, длина профилированного канала – около 150 мм). Для впускного трубопровода

эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 равнялся 32 мм, для выпускного – 30 мм, т.е. равнялся штатным диаметрам цилиндрических каналов базового двигателя. Переходные участки каналов сглаживались пластичным материалом. Внутренняя поверхность каналов имела технически гладкую поверхность со средней величиной шероховатости 6,3 мкм. В случае использования квадратного канала аэродинамическое сопротивление системы увеличивалось на 3,0-4,5 % по сравнению с базовой системой, тогда как, при использовании треугольного канала – на 4,5-5,5 %.

В общем случае в газодинамической системе имелось 3 контрольных сечения на расстояниях 50, 150 и 250 мм от окна в головке блока двигателя (Рисунок 4.3). В каждом контрольном сечении устанавливалось по три датчика: датчик давления, датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа и датчик термоанемометра для определения локальных напряжений трения на поверхности канала.

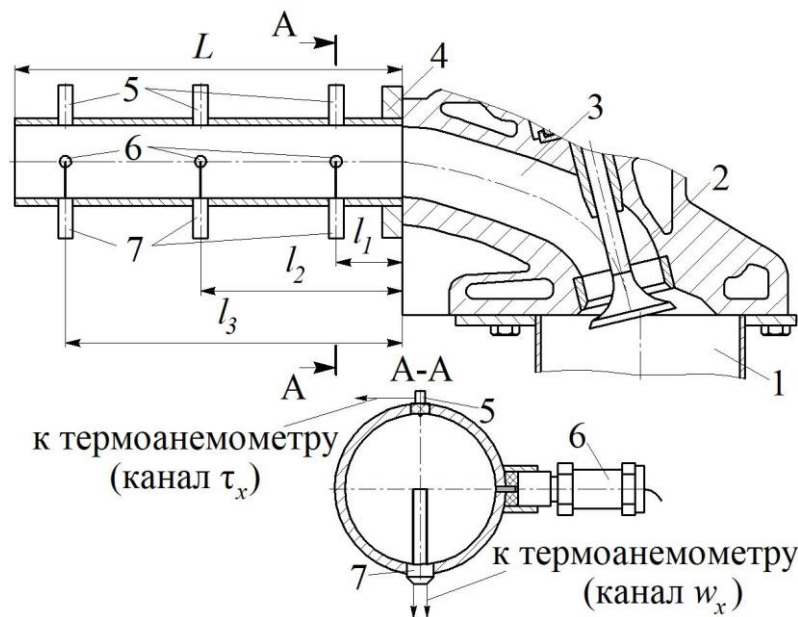


Рисунок 4.3 – Рабочий участок исследуемой газодинамической системы: 1 – полость переменного объема; 2 – клапанный узел; 3 – канал в головке блока; 4 – исследуемая труба; 5 – датчик термоанемометра для определения локальных напряжений трения; 6 – датчик давления; 7 – датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа

Исследования проводились при барометрическом давлении 0,1 МПа и при разных частотах вращения КВ от 600 до 3000 мин⁻¹ с шагом в 500 мин⁻¹.

4.1 Газодинамика и теплообмен потоков при поперечном профилировании каналов в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема

На рисунках 4.4 и 4.5 показаны «первичные» данные по газодинамике и теплообмену пульсирующих потоков газа при заполнении полости переменного объема через базовую газодинамическую систему и систему с каналом с квадратным поперечным сечением. На рисунках 4.6 и 4.7 представлены аналогичные данные, но для базовой газодинамической системы и системы с треугольным каналом для нескольких частот вращения КВ.

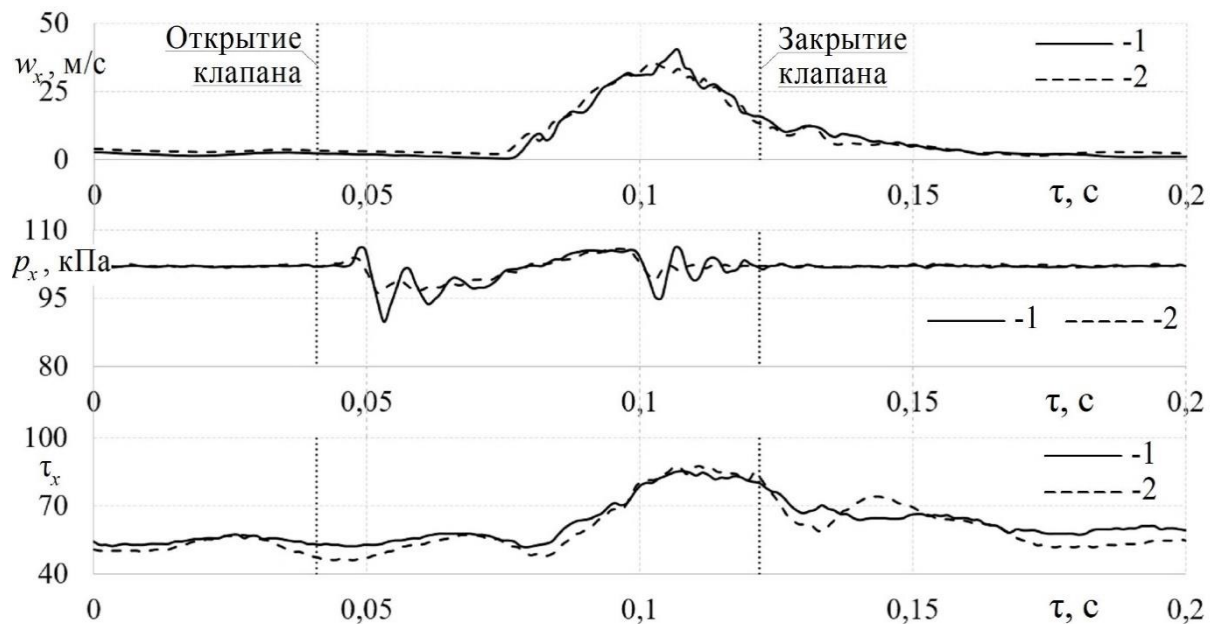


Рисунок 4.4 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) при заполнении полости переменного объема от времени τ при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунков 4.4 и 4.5 видно, что в базовой газодинамической системе после закрытия впускного клапана имеют место ярко выраженные колебания скорости и давления потока, которые усиливаются с ростом частоты вращения коленчатого вала. Физический механизм формирования этих колебательных явлений подробно

описан в работе [214, 215]. Здесь отметим лишь то, что эти колебания являются возвратно-поступательным движением газа во впускной системе и отрицательно влияют на качество заполнения полости рабочим телом, поскольку они создают противодействие в газодинамической системе и дополнительное аэродинамическое сопротивление. Также из рисунков 4.4 и 4.5 видно, что в случае наличия в газодинамической системе квадратного канала имеет место гашение рассмотренных выше колебательных явлений, что свидетельствует о стабилизации пульсирующего потока. Это связано с действием вихревых структур в углах квадратного профиля. Они являются своего рода «жгутами» в системе газообмена.

Также следует отметить, что на графиках локальных напряжений трения наблюдается заметный рост его максимальных значений, что потенциально свидетельствует об интенсификации теплоотдачи в газодинамической системе с квадратным каналом. Это может привести к росту плотности рабочего тела.

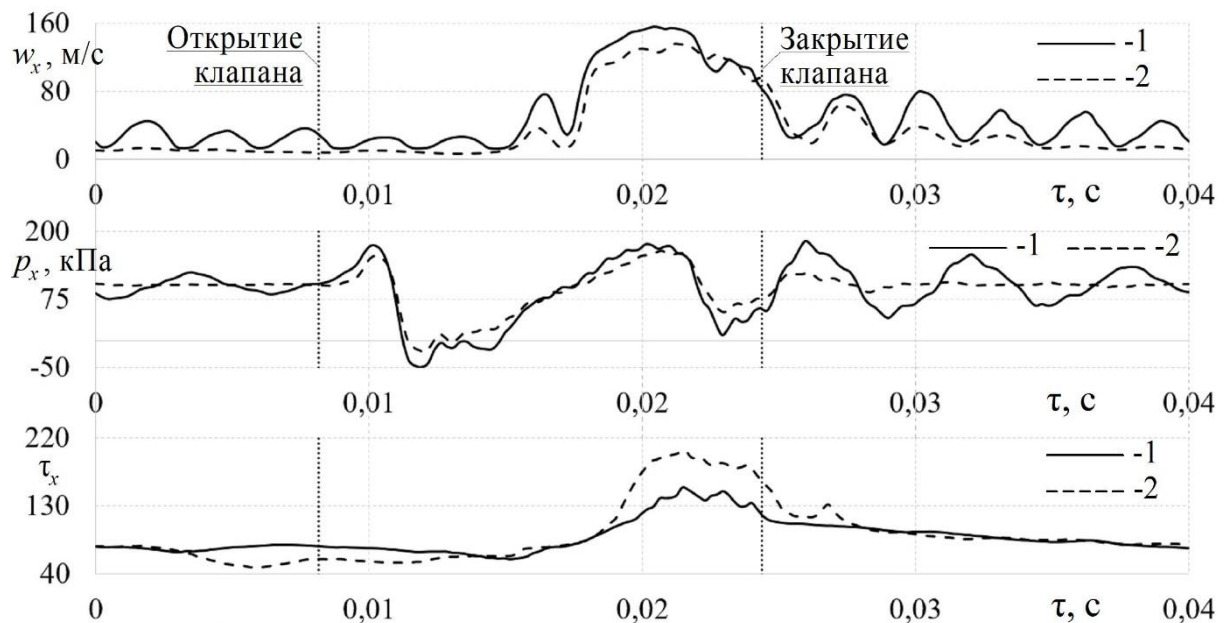


Рисунок 4.5 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) при заполнении полости переменного объема от времени τ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Несколько подробней анализ рассматриваемых зависимостей приведен в авторских публикациях [216-218].

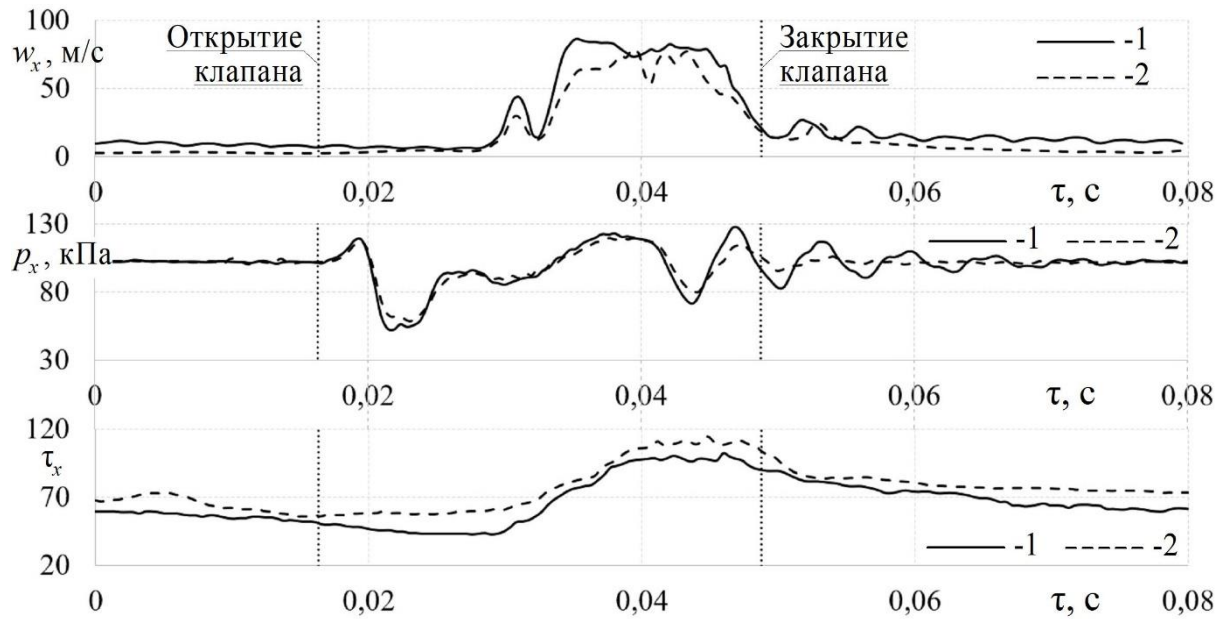


Рисунок 4.6 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) при заполнении полости переменного объема от времени τ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

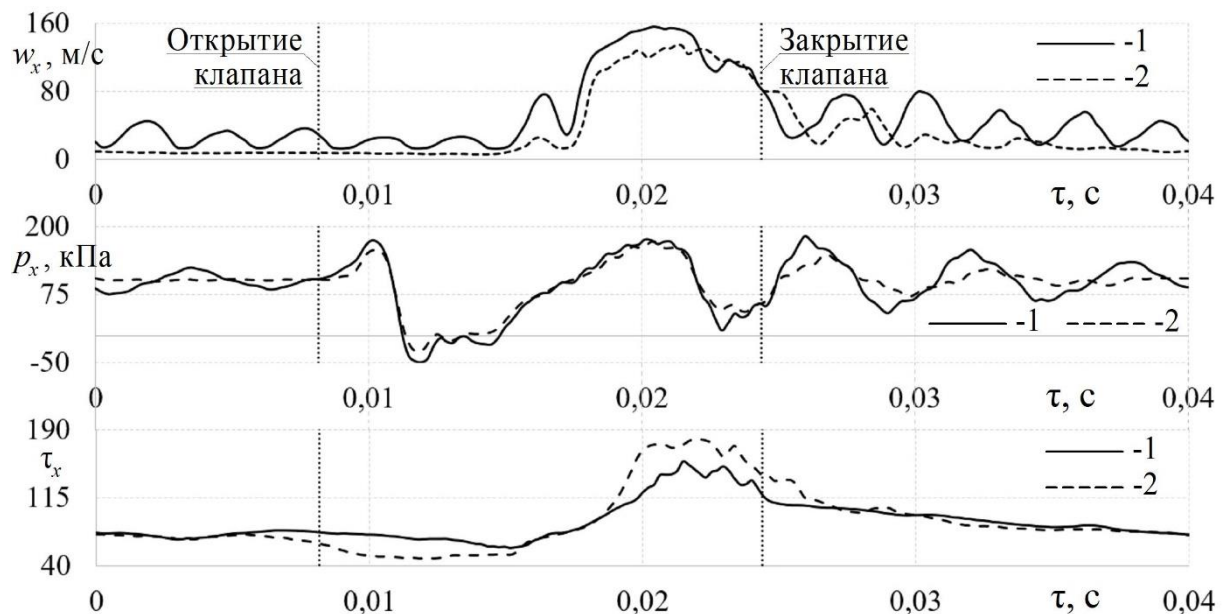


Рисунок 4.7 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) при заполнении полости переменного объема от времени τ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

В свою очередь, из рисунков 4.6 и 4.7 видно, что наличие в газодинамической системе треугольного канала также приводит к гашению колебательных явлений после закрытия клапана. Это также связано с действием вихревых структур, образующихся в углах треугольного профиля, которые стабилизируют пульсирующий поток. Потенциально это должно привести к повышению степени заполнения полости переменного объема. Также можно отметить рост максимальных значений локальных напряжений трения в газодинамической системе с треугольным каналом. Это свидетельствует об интенсификации теплообмена между потоком газа и стенками трубопровода. Это может привести к некоторому охлаждению рабочего тела, проходящего через впускную систему, а соответственно, увеличению его плотности. В результате формируется синергетический эффект, заключающийся в улучшении степени заполнения полости и увеличении массы рабочего тела, что должно привести к неизбежному росту мощности двигателя.

Установлено, что поперечное профилирование трубопроводов оказывает существенное влияние на расходные характеристики газов через газодинамическую систему при заполнении полости переменного объема (Рисунок 4.8).

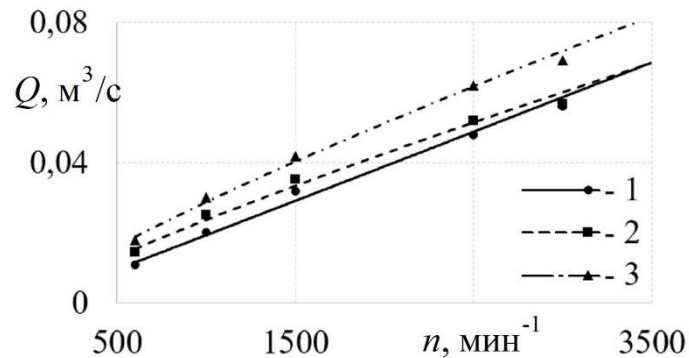


Рисунок 4.8 – Зависимости объемного расхода воздуха Q через газодинамические системы при заполнении полости переменного объема от частоты вращения вала двигателя для разных поперечных сечений канала:

1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Из рисунка 4.8 видно, что наличие квадратного или треугольного канала во впускной системе приводит к росту объемного расхода воздуха через нее на 5-12 % по сравнению с базовой системой. При этом, увеличение расходных характеристик

через газодинамическую систему имеет место при всех исследованных режимах работы двигателя (при работе поршневого двигателя это должно привести к росту его мощности). Влияние поперечного профилирования на расходные характеристики подробнее рассматривается в статьях [219, 220].

По методике, описанной во второй главе, определялась степень турбулентности Tu в газодинамических системах с профилированными каналами при заполнении полости переменного объема (Рисунки 4.9 и 4.10). Установлено, что квадратные и треугольные каналы во впускной системе приводят к росту степени турбулентности в ядре пульсирующего потока на величину вплоть до 22 % по сравнению с базовой системой впуска. Очевидно, что это связано с вихревыми структурами в углах профилированных каналов, которые приводят к дополнительной турбулизации потока. Однако при этом, как отмечалось выше, эти вихревые структуры препятствуют формированию возвратно-поступательного движения воздуха в газодинамической системе после закрытия клапана, т.е. они являются гасителями колебательных явлений в системе.

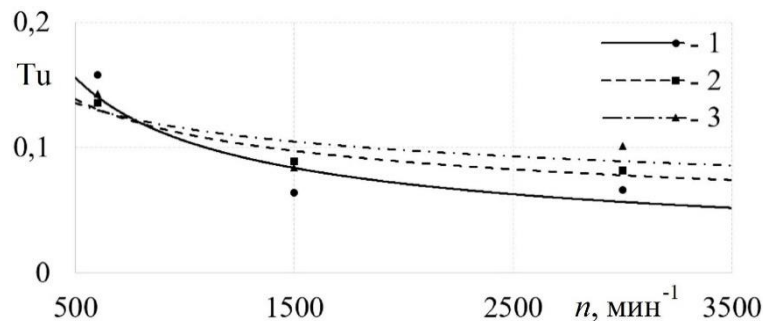


Рисунок 4.9 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала двигателя n потоков в газодинамических системах при заполнении полости для разных поперечных сечений канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Следует отметить, что при низких частотах вращения КВ ($n < 1000$ мин⁻¹) отличия в значениях Tu для базовой газодинамической системы и системы с профилированными каналами находятся в пределах ± 5 % (Рисунок 4.9). После чего, с ростом частоты вращения коленвала отличия возрастают и достигают величины до 22 %.

Аналогичную закономерность можно проследить по функции $Tu = f(w)$, которая представлена на рисунке 4.10. При низких среднерасходных скоростях w пульсирующего потока ($w < 10$ м/с) отличия в Tu не превышают 5 %. Однако с ростом скорости w степень турбулентности потоков в газодинамических системах с профилированными каналами заметно увеличивается (вплоть до 20 % по сравнению с базовой системой). Турбулизация потока существенно увеличивается.

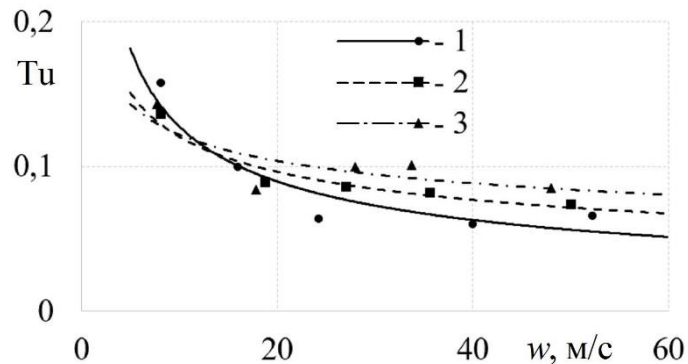


Рисунок 4.10 – Зависимости степени турбулентности Tu от средней скорости w газовых потоков в газодинамических системах при заполнении полости для разных поперечных сечений канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Проводился спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ для базовой газодинамической системы и систем с квадратным и треугольным каналами (Рисунки 4.11 и 4.12). Анализ функции $w_x = f(\tau)$ для газодинамической системы с квадратным каналом показал, что имеет место снижение амплитуд пульсаций значимых частот в диапазоне 3–7 %, что особенно характерно для высоких частот вращения коленчатого вала (Рисунок 4.11). Это подтверждает визуальные наблюдения по гашению колебательных явлений в газодинамической системе после закрытия впускного клапана. При этом, с ростом частоты вращения КВ n также наблюдается увеличение кратности значимых частот, что свидетельствует об увеличении масштаба турбулентности в газодинамической системе. При этом кратность значимых частот графиков амплитуд спектра скорости потока газа являются одинаковыми для всех исследуемых газодинамических систем, что означает отсутствие существенных изменений в структуре пульсирующего потока при заполнении полости переменного

объема. Следует отметить, что при частоте вращения КВ $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 30 \text{ Гц}$, при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 60 \text{ Гц}$ и при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 120 \text{ Гц}$. Из этого следует, что с ростом частоты вращения КВ структура потока становится более сложной.

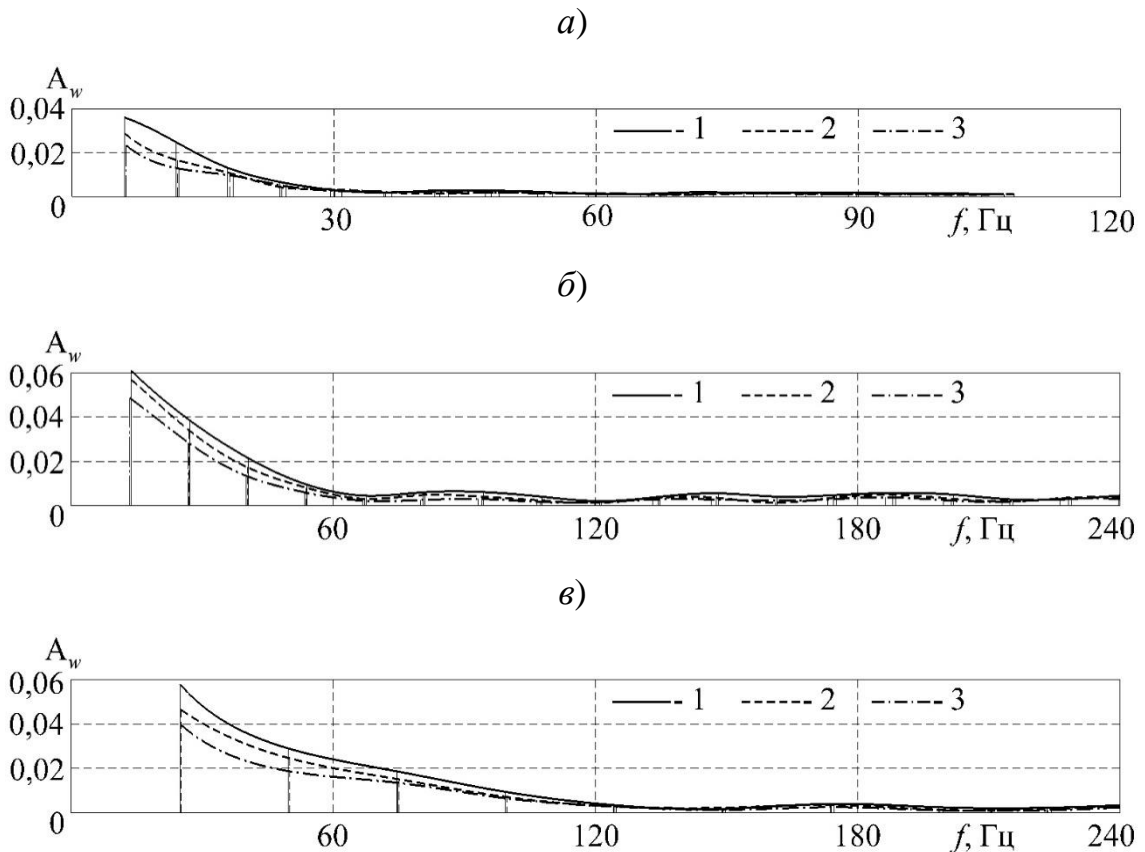


Рисунок 4.11 – Графики амплитуд спектра скорости потока газа w_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при заполнении полости переменного объема для разных частот вращения вала:

а) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) – 1500 мин^{-1} ; в) – 3000 мин^{-1}

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Применение в газодинамической системе треугольного канала приводит к более существенному снижению амплитуд пульсаций значимых частот – 5-33 %, что также особенно характерно для частот вращения КВ более 1500 мин^{-1} (Рисунок 4.11). Это сигнализирует о более эффективном гашении колебательных процессов

в газодинамической системе после закрытия впускного клапана. Другие газодинамические особенности пульсирующих потоков схожи с таковыми для системы с квадратным каналом, описанным выше.

Анализ функции $p_x = f(\tau)$ для газодинамической системы с квадратным и треугольным каналами показал, что имеет место как снижение, так и рост амплитуд пульсаций значимых частот по сравнению с базовой системой (Рисунок 4.12). При этом, при частотах вращения коленвала до 1500 мин^{-1} имеет место преимущественно рост амплитуд пульсаций значимых частот в пределах 3-7 %, тогда как при $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ происходит заметное снижение амплитуд пульсаций до 30 %.

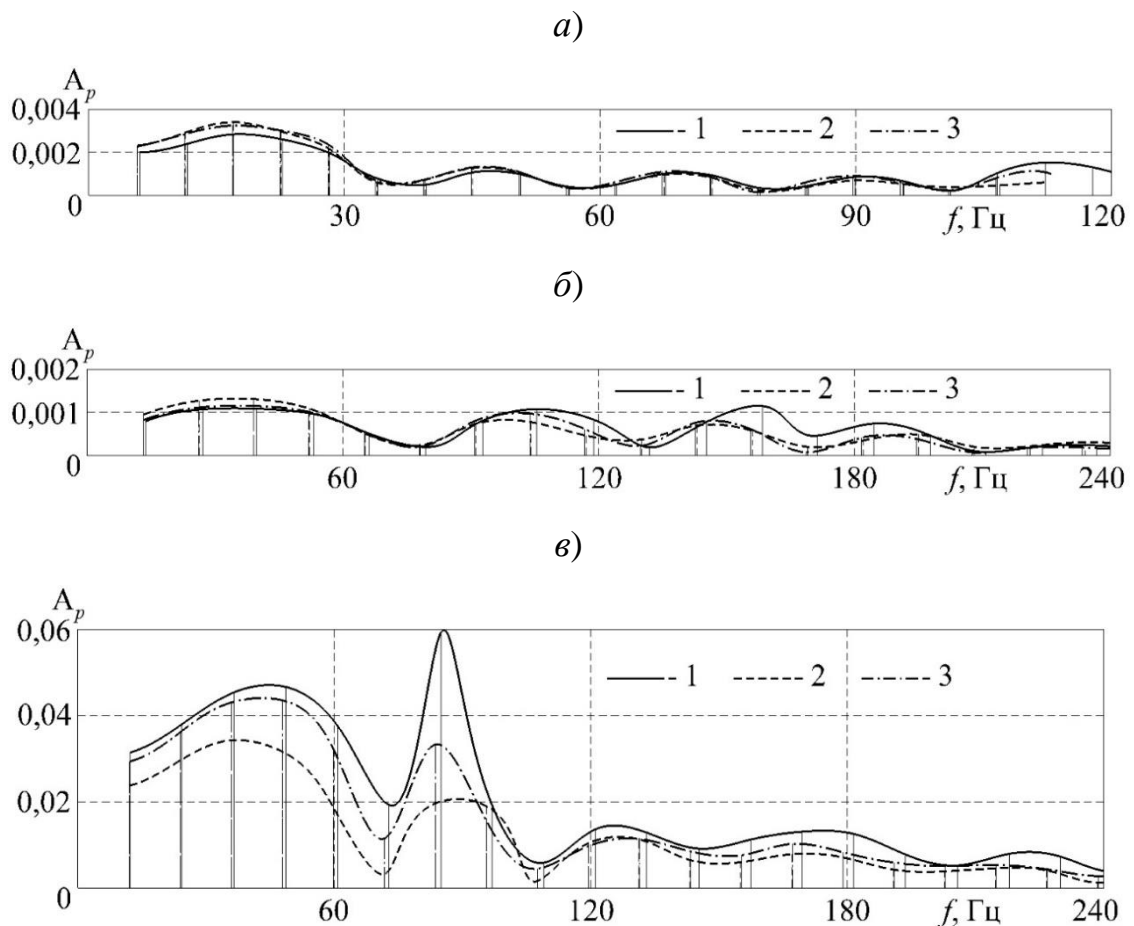


Рисунок 4.12 – Графики амплитуд спектра давления потока газа p_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при заполнении полости переменного объема для разных частот вращения КВ:

a) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; *б)* – 1500 мин^{-1} ; *в)* – 3000 мин^{-1}

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Также следует отметить, что вид кривой функции амплитуд спектра давления потока газа является более сложным, чем функции спектра скорости.

Для анализа теплообменных характеристик пульсирующих потоков в газодинамических системах разной конфигурации при заполнении полости переменного объема производилось осреднение локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов за период процесса впуска (Рисунок 4.13). Из рисунка видно, что профилирование каналов в газодинамической системе влечет за собой интенсификацию теплообмена (увеличение $\bar{\tau}$), что характерно для всех режимов работы двигателя. Это может привести к некоторому охлаждению рабочего тела.

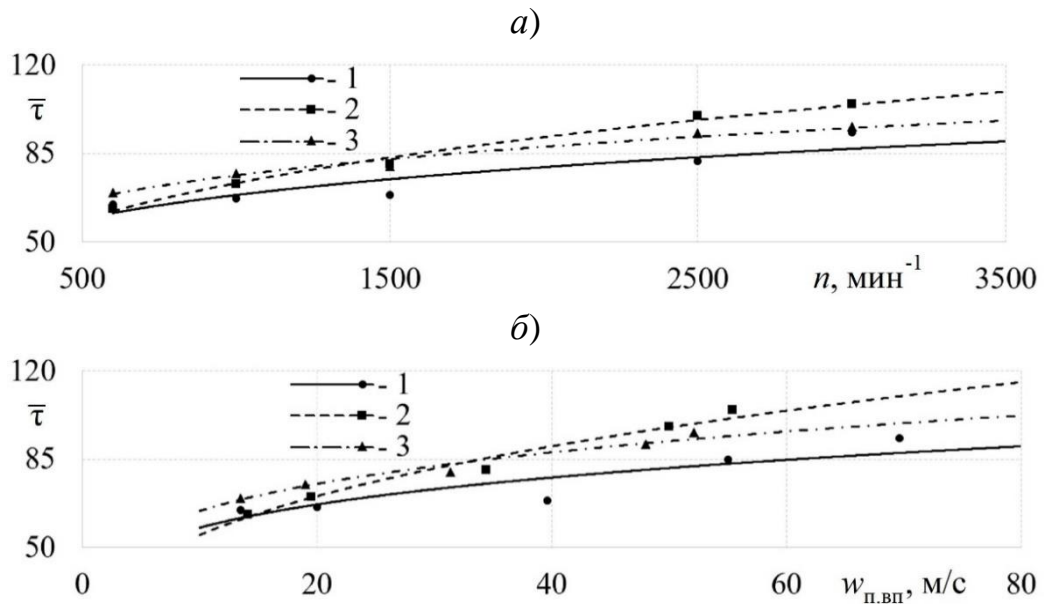


Рисунок 4.13 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности каналов разной формы поперечного сечения от частоты вращения вала n (а) и скорости потока $w_{п.вп}$ (б) в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

На основе этих данных были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с профилированным каналом к уровню теплоотдачи в базовой системе, т.е. с трубами с круглым поперечным сечением (Рисунок 4.14).

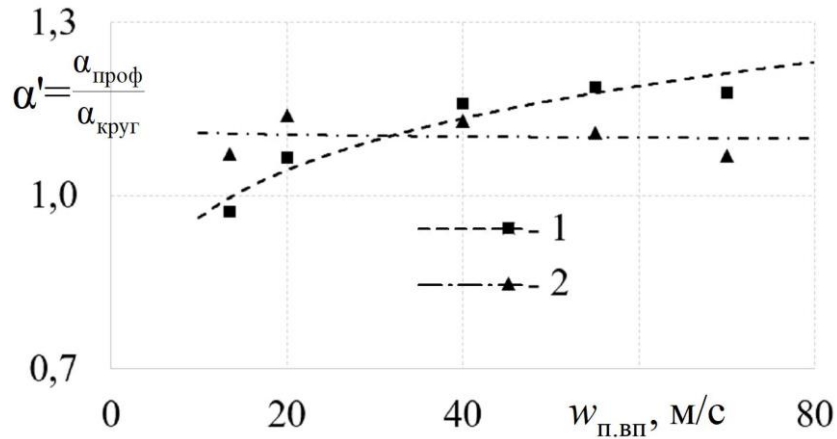


Рисунок 4.14 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (профилированный канал / канал круглого сечения) от скорости потока в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема для разных соотношений конфигураций каналов: 1 – квадрат / круг;
2 – треугольник / круг

Выявлено, что установка канала с квадратным или треугольным сечением во впускной системе приводит к интенсификации теплообмена по сравнению с базовой системой впуска. Рост коэффициента теплоотдачи составляет от 3 до 25 %. Это может быть связано с влиянием устойчивых вихревых структур, генерируемых в углах каналов с поперечным сечением в форме квадрата и треугольника. В данном случае прослеживается аналогия по влиянию канавок на внутренней поверхности каналов, что также приводит к росту интенсивности теплообмена [221, 222]. Достаточно подробно влияние профилирования каналов на интенсивность теплоотдачи представлено в следующих авторских работах [223-226].

Далее рассмотрим газодинамические и теплообменные характеристики пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации, но уже при опорожнении полости переменного объема. Основное физическое отличие состоит в источнике движения течения. Если при заполнении полости им является разрежение, которое создается в полости, то при опорожнении – избыточное давление в полости. Оно выталкивает отработавшие газы из полости.

4.2 Газодинамика и теплообмен потоков при поперечном профилировании каналов в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема

На рисунках 4.15-4.22 показаны «первичные» данные по газодинамике и теплообмену пульсирующих потоков газа при опорожнении полости переменного объема через базовую газодинамическую систему и системы с квадратным и треугольным каналами. Так, на рисунках 4.15 и 4.16 представлены зависимости местных скорости, давления и локальных напряжений трения для базовой газодинамической системы и системы с квадратным каналом при начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа, а на рисунках 4.17 и 4.18 аналогичные зависимости, но при $p_{out} = 0,2$ МПа.

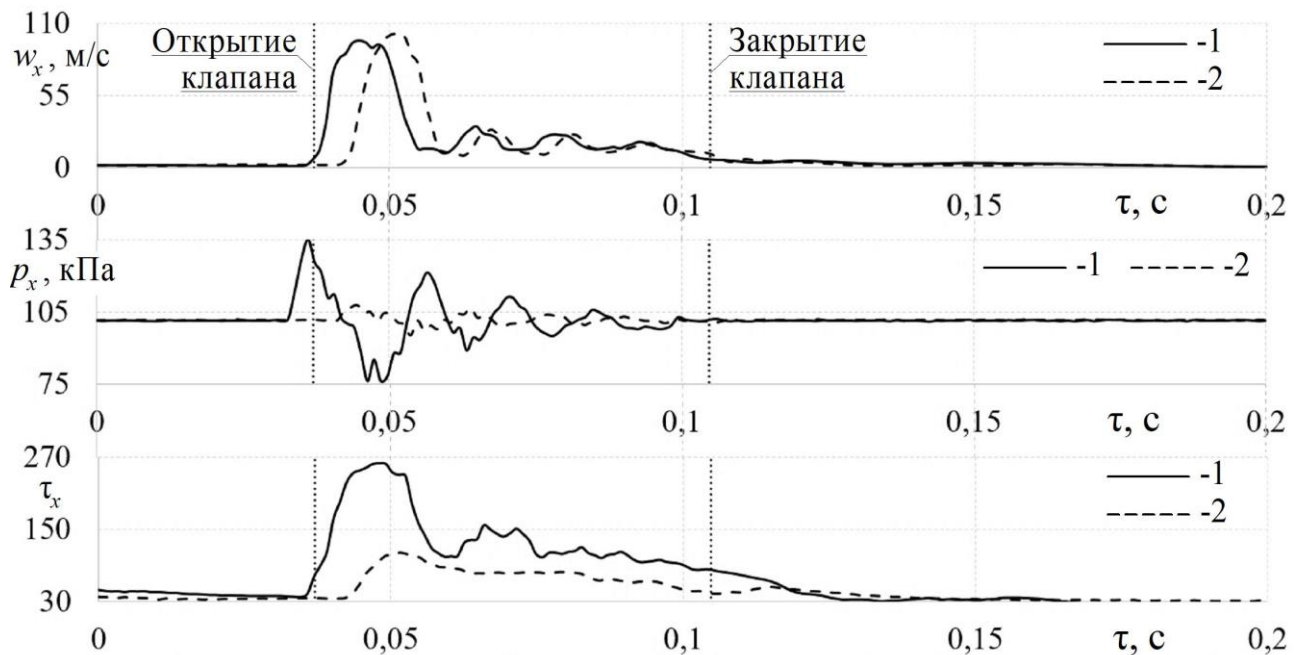


Рисунок 4.15 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,1$ МПа и $n = 600$ мин⁻¹

Из рисунков 4.15 и 4.16 видно, что при средних и высоких частотах вращения КВ в базовой газодинамической системе также наблюдаются колебательные

явления потока воздуха после закрытия выпускного клапана. Напомним, что аналогичные эффекты наблюдались в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема (см. раздел 4.1).

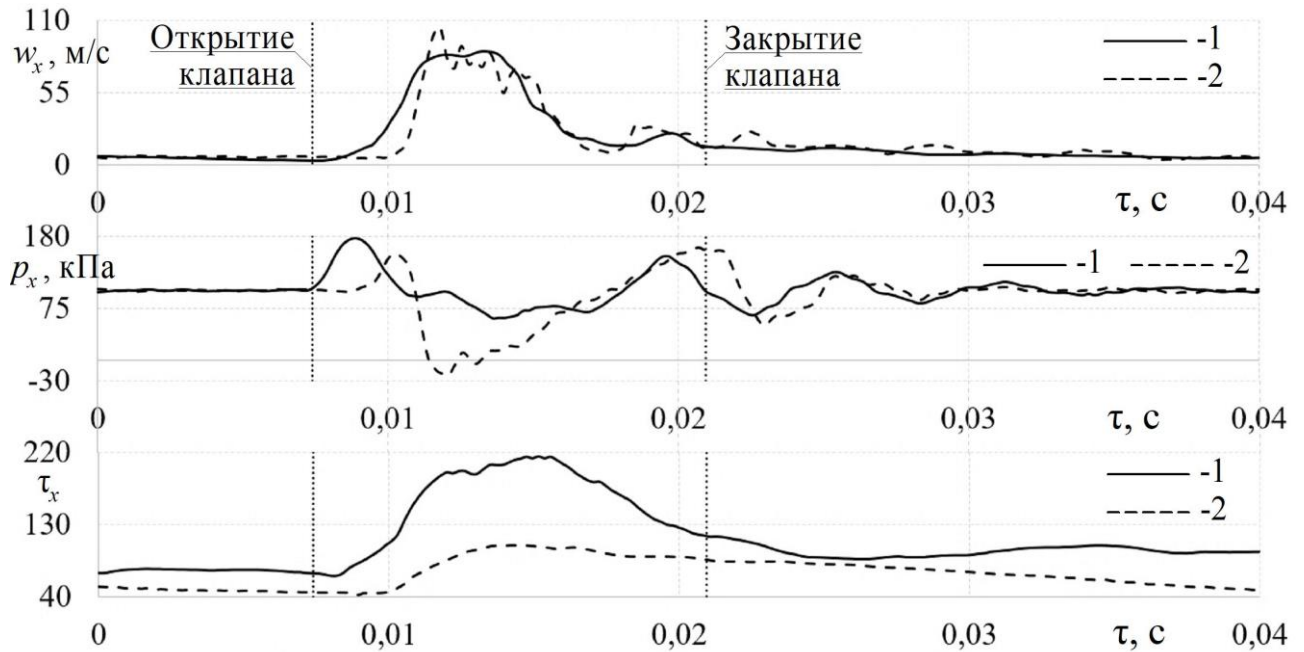


Рисунок 4.16 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,1$ МПа и $n = 3000$ мин⁻¹

Также можно отметить, что использование квадратного канала в газодинамической системе при опорожнении полости вызывает более быстрое гашение этих колебательных явлений, что особенно характерно для функции $p_x = f(\tau)$.

Следует отметить, что использование квадратного канала в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема оказывает значимое влияние на теплообменные характеристики пульсирующих потоков. Установлено, что максимальные значения локальных напряжений трения τ_x в системе с квадратным каналом становятся в 1,5-2,5 раза меньше, чем в базовой системе, что характерно для всех исследуемых частот вращения коленчатого вала n . Подчеркнем, что обратный физический эффект наблюдался в случае заполнения полости переменного

объема – там профилирование каналов в газодинамической системе, наоборот, приводило к интенсификации теплоотдачи в каналах. Противоположное влияние профилированных каналов на интенсивность теплоотдачи в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема, вероятно, связано с разными физическими механизмами организации движения воздуха в системе. Так, при опорожнении источником движения является избыточное давление в полости, а при заполнении – разряжение.

Аналогичные газодинамические и теплообменные явления происходят в газодинамической системе с квадратным каналом при опорожнении полости переменного объема при начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,2$ МПа (Рисунки 4.17 и 4.18). Также происходит заметное гашение колебательных явлений в газодинамической системе с квадратным участком после закрытия выпускного клапана, что наиболее ярко выражено на функциях $p_x = f(\tau)$. Это связано с действием устойчивых вихревых структур в углах квадратного канала. Имеет место подавление теплоотдачи в 1,25-2,5 раза в газодинамической системе с квадратным каналом.

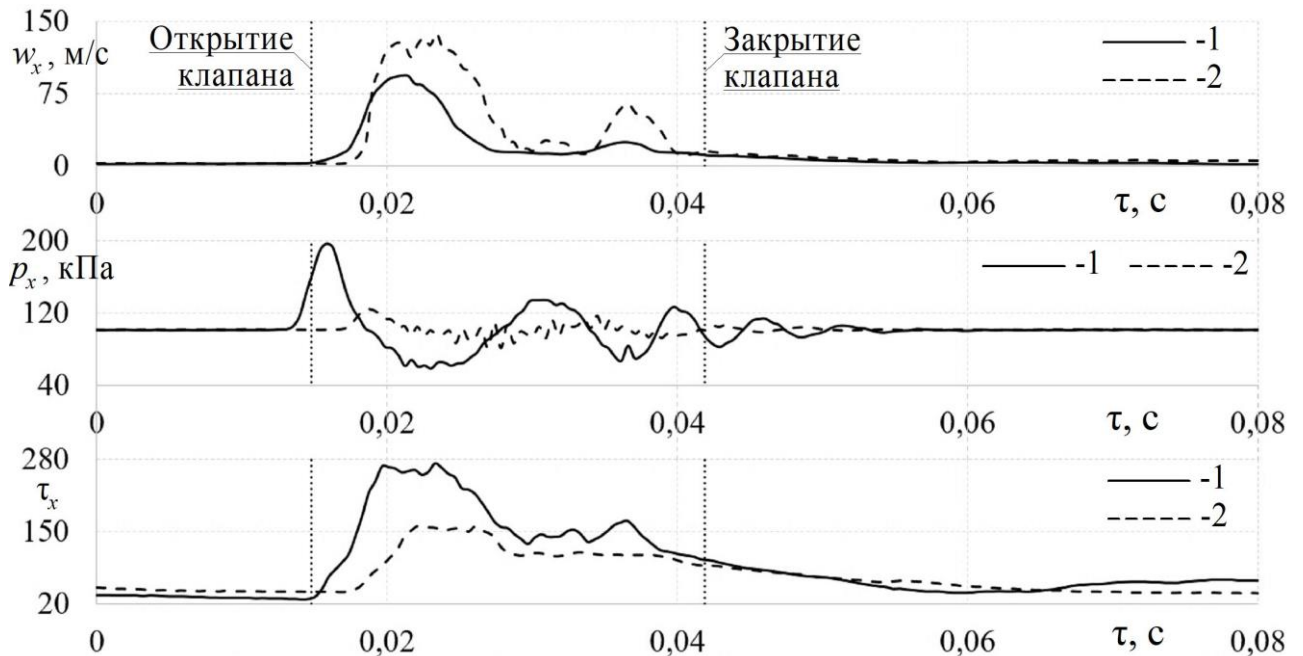


Рисунок 4.17 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 1500$ мин⁻¹

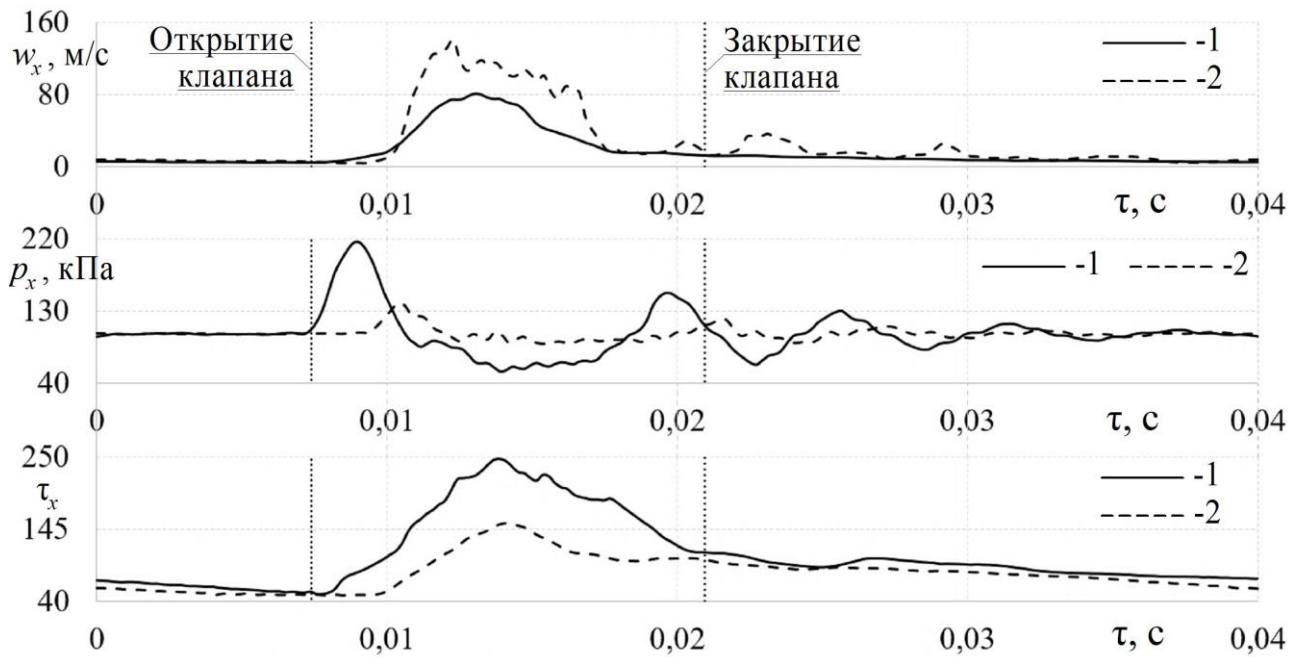


Рисунок 4.18 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с квадратным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 3000$ мин⁻¹

Следует отметить, что подавление теплоотдачи в газодинамической системе с квадратным участком имеет ряд потенциальных положительных эффектов в прикладном аспекте в области поршневого двигателестроения: 1) снижение уровня температурных напряжений в основных деталях и узлах выпускной системы двигателя, соответственно, применение профилированных каналов позволит улучшить показатели надежности ДВС; 2) уменьшение потери тепла в стенки труб выпускной системы приведет к срабатыванию большего теплоперепада на лопатках турбины в случае двигателя с турбонаддувом; 3) улучшение внешнего теплового баланса.

Несколько более подробный анализ тепломеханических процессов в выпускной системе ДВС можно найти в авторских публикациях [227, 228].

На рисунках 4.19 и 4.20 представлены зависимости местной скорости, давления и локальных напряжений трения для базовой газодинамической системы и системы с треугольным каналом при начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа, а на рисунках 4.21 и 4.22 аналогичные зависимости, но при $p_{out} = 0,2$ МПа.

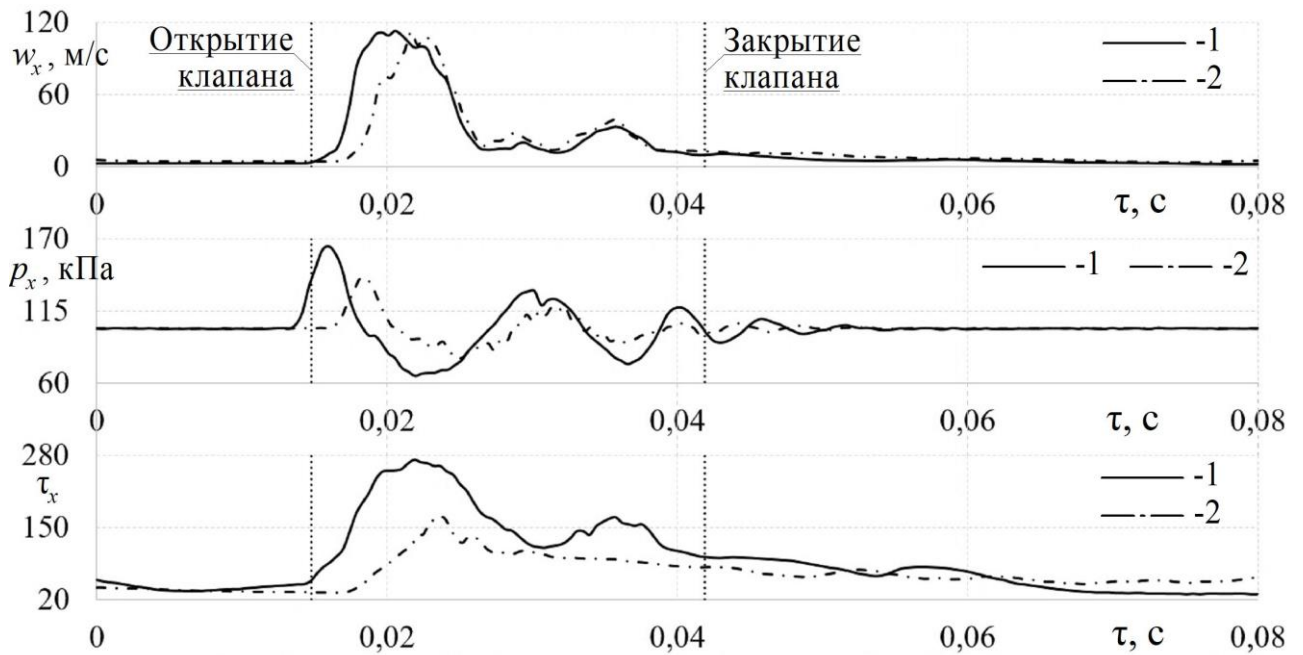


Рисунок 4.19 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out}=0,1$ МПа и $n = 1500$ мин $^{-1}$

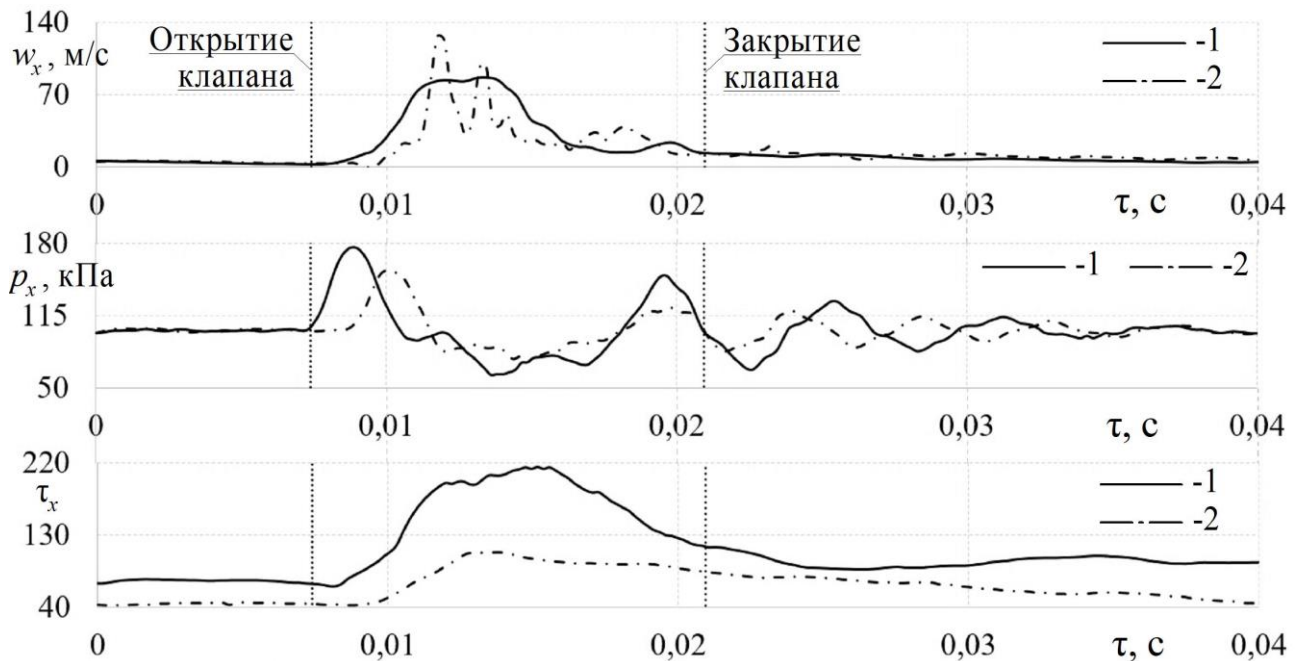


Рисунок 4.20 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out}=0,1$ МПа и $n = 3000$ мин $^{-1}$

Применение в газодинамической системе треугольных каналов имеет подобное физическое воздействие на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков, как и в случае с использованием квадратных каналов. Также наблюдается гашение колебательных явлений в системе после закрытия выпускного клапана, что косвенно свидетельствует о стабилизации пульсирующего потока газа. Гашение колебаний связано с действием вихревых структур в углах треугольного канала, которые в данном случае действуют как «жгуты», не давая потоку двигаться возвратно-поступательно. Стабилизация течения в газодинамической системе при опорожнении полости может оказать потенциальное положительное влияние на показатели поршневых двигателей: 1) улучшение степени очистки цилиндра от отработавших газов, вследствие газодинамического совершенства системы; 2) увеличение мощности двигателя, поскольку улучшенная очистка цилиндра от отработавших газов позволит в следующем рабочем цикле при заполнении полости подать больше рабочего тела.

Дополнительно, можно отметить, что визуальный анализ функций $w_x = f(\tau)$ показывает, что увеличение начального давления на выпуске p_{out} приводит к росту пульсационных составляющих скорости (имеется довольно большое количество небольших флуктуаций скорости потока), что можно проследить по рисункам 4.21 и 4.22. Аналогичные наблюдения можно сделать применительно к функции $p_x = f(\tau)$ – с ростом начального давления на выпуске происходит усложнение динамики процесса выпуска через газодинамическую систему.

Также имеет место снижение интенсивности теплоотдачи в системе с треугольным каналом, которое находится в диапазоне от 20 % до 2,5 раз по сравнению с базовой газодинамической системой. При этом, с ростом начального давления на выпуске p_{out} можно визуально заметить некоторое сглаживание функции $\tau_x = f(\tau)$, что потенциально может снизить величину температурных напряжений в деталях и узлах системы выпуска. Поскольку известно, что величина термических напряжений зависит не только от распределения температур и их градиента, а также от уровня и частоты циклического воздействия этих температур [229, 230].

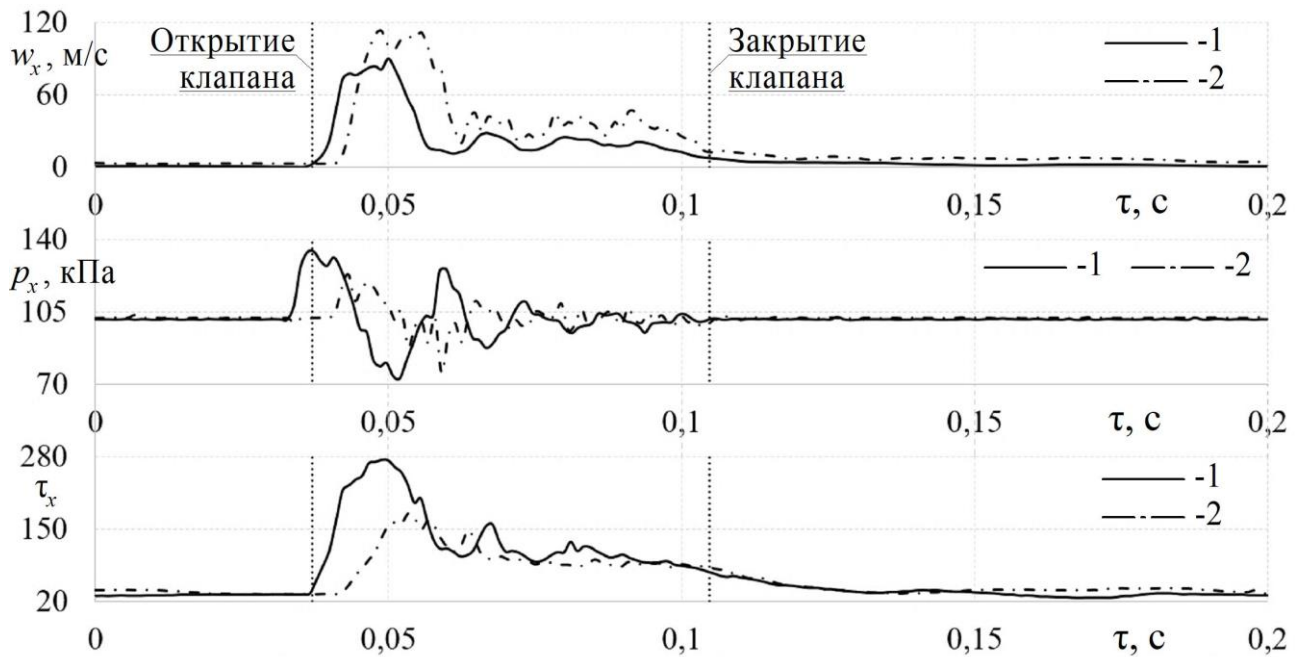


Рисунок 4.21 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 600$ мин⁻¹

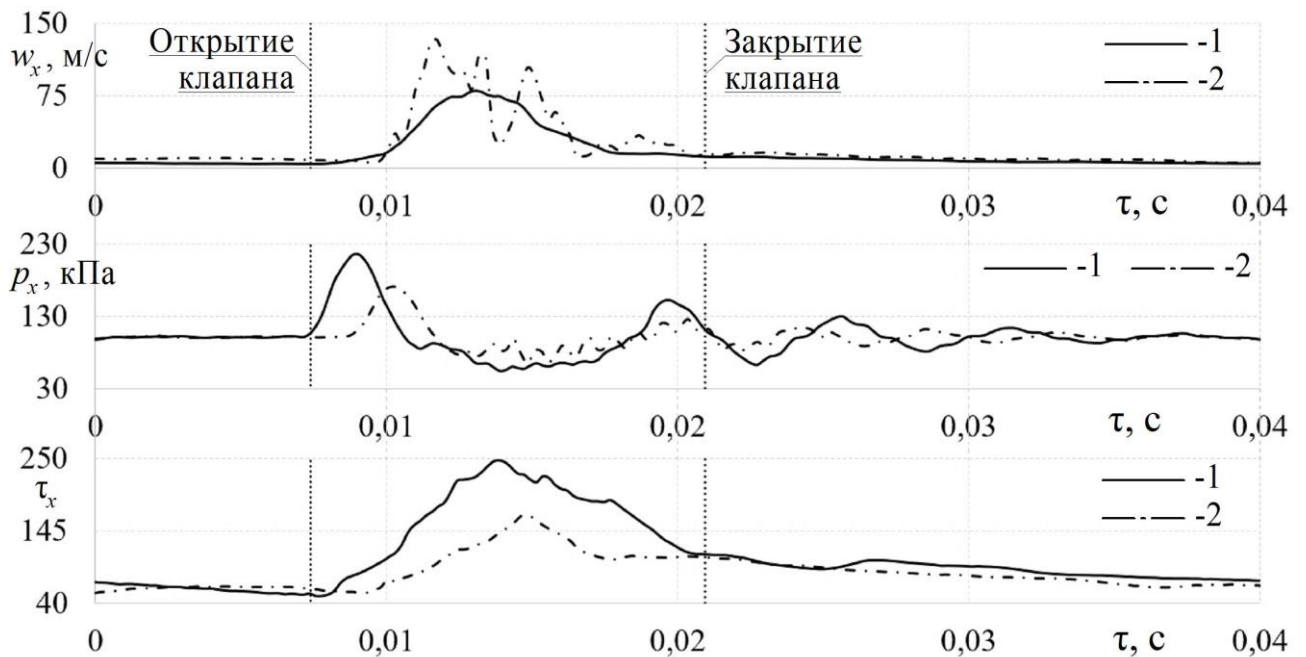


Рисунок 4.22 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы в базовой газодинамической системе (1) и системе с треугольным каналом (2) от времени τ при опорожнении полости для $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 3000$ мин⁻¹

Определялись расходные характеристики через газодинамические системы разной конфигурации при опорожнении полости переменного объема (Рисунок 4.23). Установлено, что применение профилированных каналов с квадратным и треугольным поперечными сечениями влечет за собой увеличение объемного расхода на 5-11 % по сравнению с базовой системой. Это связано со стабилизацией пульсирующего течения и служит причиной улучшения очистки полости от отработавших газов. При этом, следует отметить, что увеличение объемного расхода через газодинамическую систему с профилированными каналами имеет место при всех исследованных начальных давлениях на выпуске.

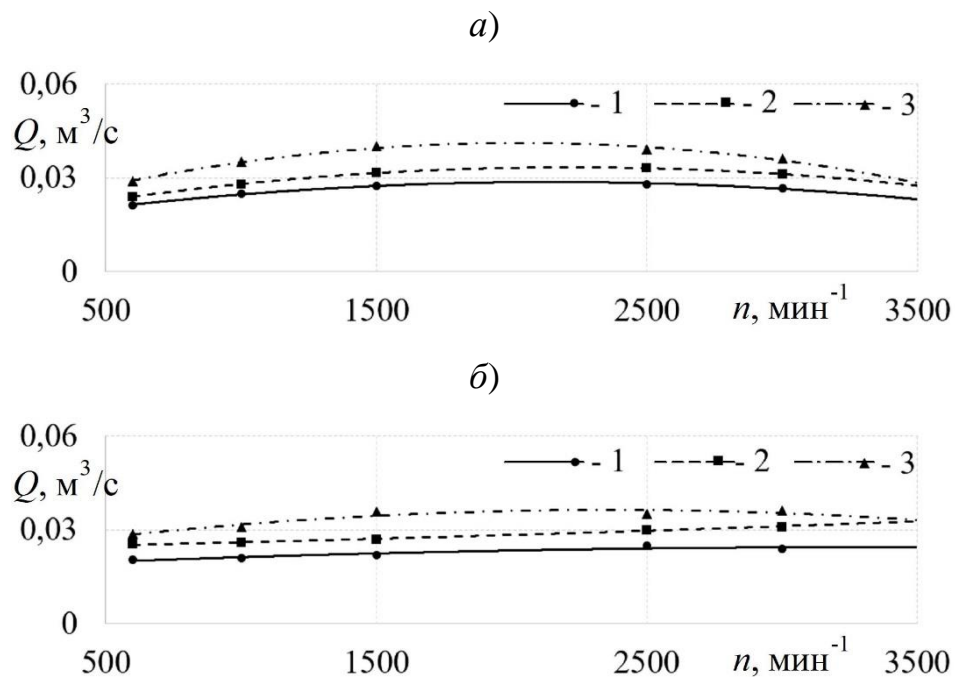
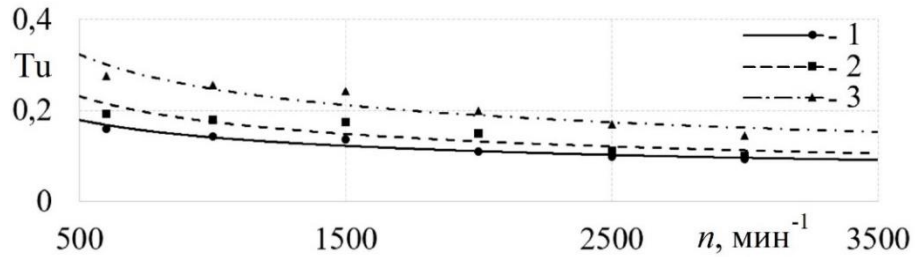


Рисунок 4.23 – Зависимости объемного расхода воздуха Q через газодинамические системы при опорожнении полости переменного объема от частоты вращения вала двигателя n при $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и $p_{out} = 0,2$ МПа (б) для разных поперечных сечений канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

По методике, описанной во второй главе, определялась степень турбулентности Tu в газодинамических системах с профилированными каналами при заполнении полости переменного объема (Рисунок 4.24 и 4.25).

а)



б)

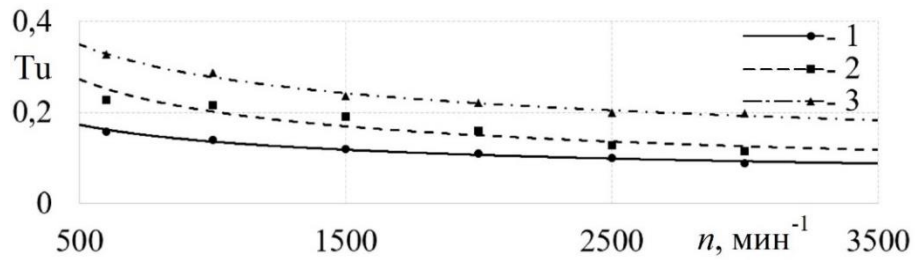
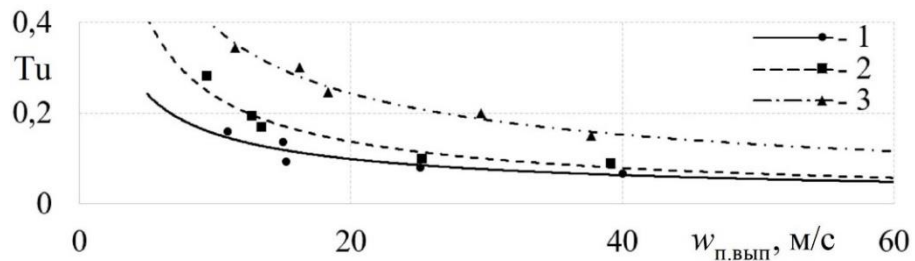


Рисунок 4.24 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала двигателя n в газодинамических системах при опорожнении полости при $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и $p_{out} = 0,2$ МПа (а) для разных поперечных сечений канала:

1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

а)



б)

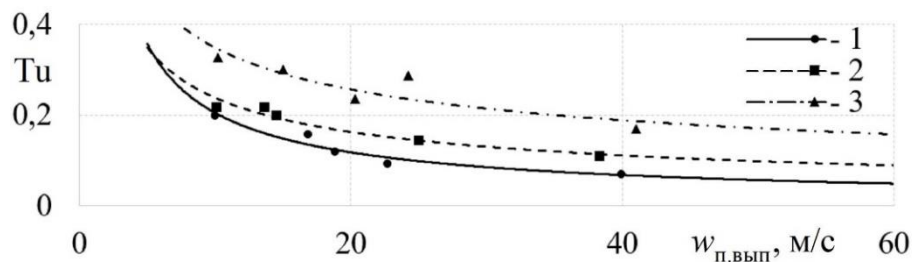


Рисунок 4.25 – Зависимости степени турбулентности Tu от скорости $w_{п.вып}$ в газодинамических системах при опорожнении полости при $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и $p_{out} = 0,2$ МПа (б) для разных поперечных сечений канала:

1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Установлено, что квадратные и треугольные каналы в выпускной системе приводят к существенному росту степени турбулентности в ядре пульсирующего потока на величину вплоть до 80 % по сравнению с базовой газодинамической системой, что подтверждает визуальный анализ функций $w_x = f(\tau)$. Можно предположить, что это связано с вихревыми структурами в углах профилированных каналов, которые приводят к дополнительной турбулизации потока по всему сечению канала. Так, необходимо добавить, что дополнительным фактором турбулизации потока в газодинамической системе при опорожнении полости является клапанный механизм – после выхода из цилиндра поток проходит через выпускной клапан и канал в головке цилиндра, прежде чем попасть в газодинамическую систему. Следует отметить, что рост Tu в газодинамических системах с профилированными каналами наблюдается во всем исследуемом диапазоне частот вращения КВ (и соответственно, средних скоростей в системе).

Проводился спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ для базовой газодинамической системы и систем с квадратным и треугольным каналами (Рисунки 4.26-4.29). Анализ функции $w_x = f(\tau)$ для газодинамической системы с квадратным каналом показал, что в большинстве случаев (для большинства режимов) имеет место снижение амплитуд пульсаций значимых частот в диапазоне 3-27 %. Это подтверждает визуальный анализ функции $w_x = f(\tau)$, который показал наличие затухания колебательных явлений в газодинамической системе после закрытия выпускного клапана. При этом, следует отметить, что существуют режимы ($p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 1500$ мин⁻¹), когда амплитуды пульсаций скорости, наоборот, имеют более высокие значения, чем для базовой газодинамической системы. Вероятно, это связано неопределенностью эксперимента, нарушением условий проведения опыта или выбора для анализа сомнительных данных. При этом, с ростом частоты вращения коленвала n также наблюдается увеличение кратности значимых частот, что свидетельствует об увеличении масштаба турбулентности в газодинамической системе. При этом кратность значимых частот графиков амплитуд спектра скорости потока газа являются одинаковыми для всех исследуемых газодинамических систем, что означает отсутствие существенных изменений в структуре

пульсирующего потока при опорожнении полости переменного объема. Следует отметить, что при частоте вращения КВ $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 100 \text{ Гц}$, при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 200 \text{ Гц}$ и при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ амплитуды спектра стремятся к нулю при $f > 250 \text{ Гц}$. Из этого следует, что с ростом частоты вращения КВ структура потока становится более сложной. При этом, в случае опорожнения полости, частоты при которых амплитуды стремятся к нулю, почти в два раза выше таковых, чем при заполнении полости, что является подтверждением влияния клапана на турбулизацию потока.

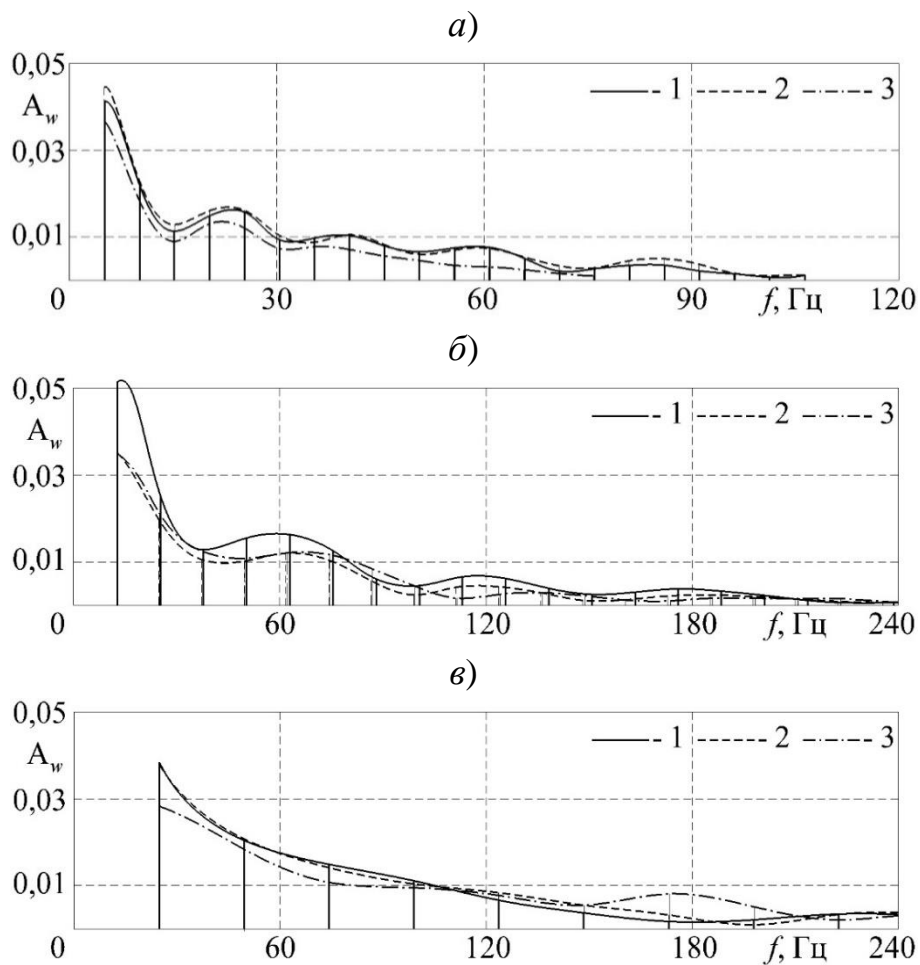
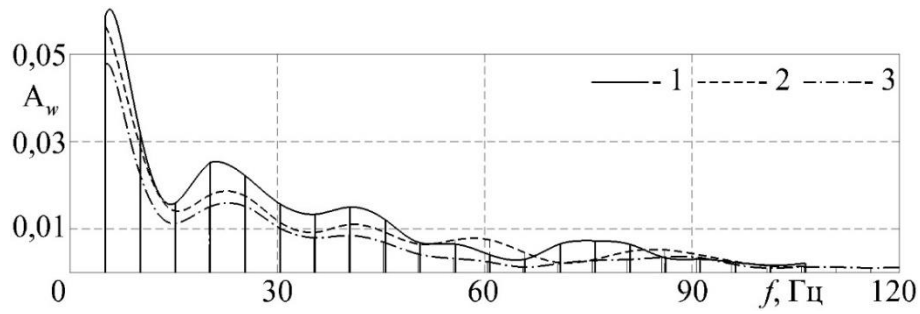


Рисунок 4.26 – Графики амплитуд спектра скорости потока газа w_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при опорожнении полости переменного объема при $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ для разных частот вращения КВ:

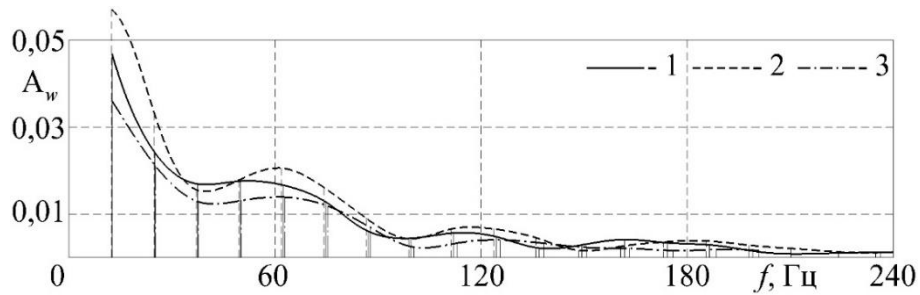
а) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) – 1500 мин^{-1} ; в) – 3000 мин^{-1}

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

а)



б)



в)

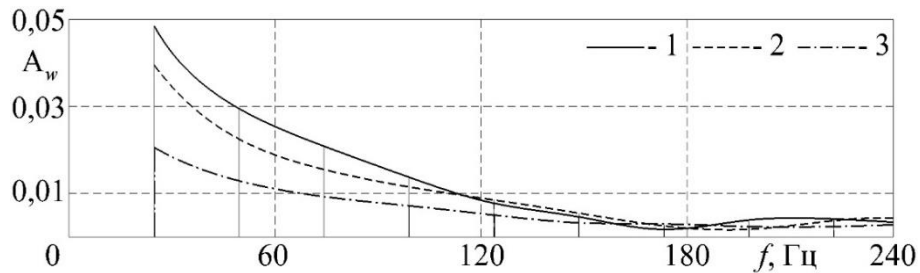


Рисунок 4.27 – Графики амплитуд спектра скорости потока газа w_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при опорожнении полости переменного объема при $p_{out}=0,2$ МПа для разных частот вращения КВ:

а) – $n = 600$ мин⁻¹; б) – 1500 мин⁻¹; в) – 3000 мин⁻¹

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Применение в газодинамической системе треугольного канала приводит к более существенному снижению амплитуд пульсаций значимых частот – до 2 раз, что также особенно характерно для высоких начальных давлений на выпуске и частот вращения КВ (Рисунок 4.27, в). Это сигнализирует о более эффективном гашении колебательных процессов в газодинамической системе после закрытия выпускного клапана. Другие газодинамические особенности пульсирующих потоков схожи с таковыми для системы с квадратным каналом, описанным выше. Анализ функции $p_x = f(\tau)$ для газодинамической системы с квадратным и треугольным каналами

показал, что имеет место как снижение, так и рост амплитуд пульсаций значимых частот по сравнению с базовой системой (Рисунки 4.28 и 4.29). При этом, применение треугольного канала в газодинамической системе всегда приводит к снижению амплитуд пульсаций давления значимых частот, которое может достигать 3 раз по сравнению с базовой системой. Также можно отметить, что вид кривой функции амплитуд спектра давления потока газа является более сложным, чем функции спектра скорости (при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ вид графика амплитуд спектра давления потока является гармоническим и затухающим).

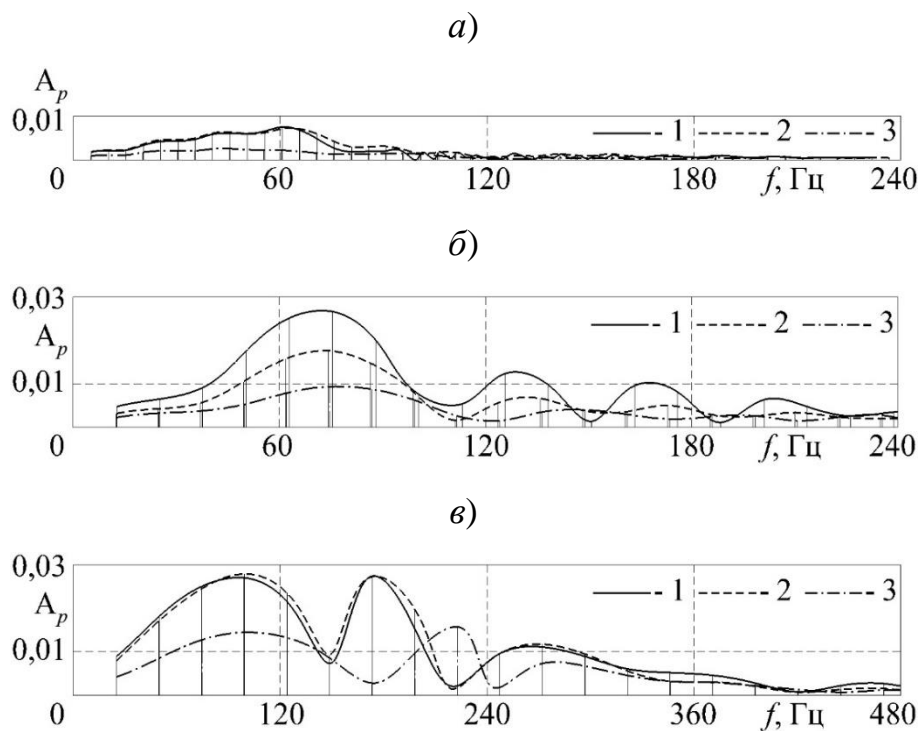


Рисунок 4.28 – Графики амплитуд спектра давления потока газа p_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при опорожнении полости переменного объема при $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ для разных частот вращения КВ:

а) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) – 1500 мин^{-1} ; в) – 3000 мин^{-1}

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Также следует подчеркнуть, что начальное давление на выпуске не оказывает заметного влияния на графики амплитуд спектров скорости и давления потоков газа в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема.

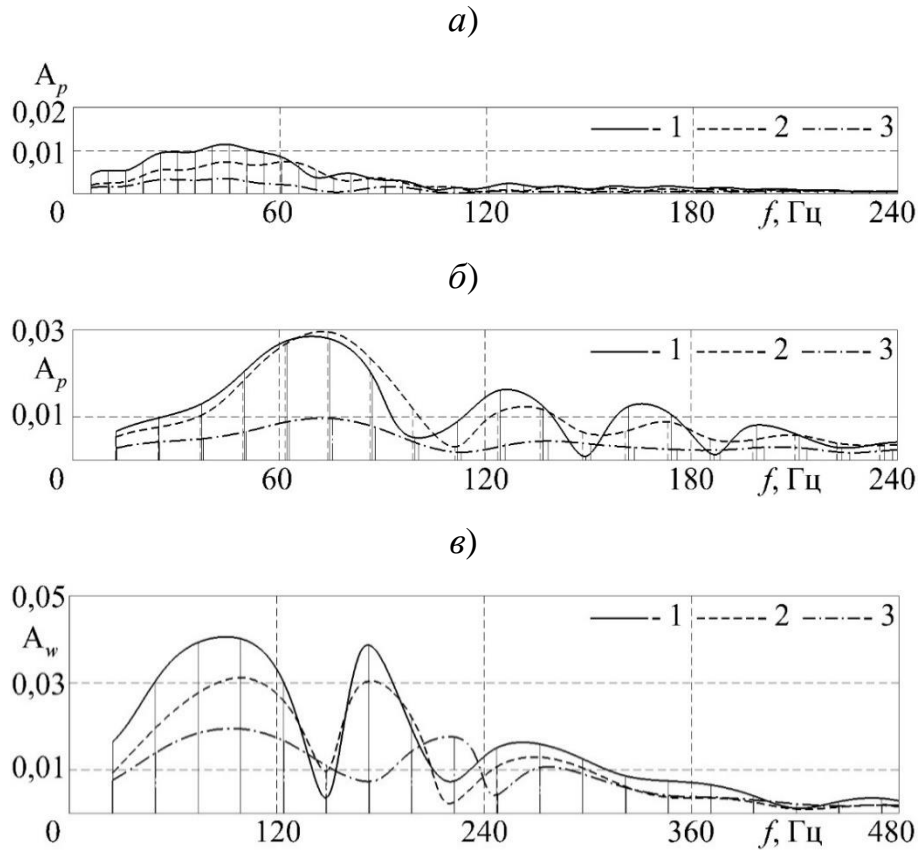


Рисунок 4.29 – Графики амплитуд спектра давления потока газа p_x в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при опорожнении полости переменного объема при $p_{out}=0,2$ МПа для разных частот вращения КВ:

а) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; б) – 1500 мин^{-1} ; в) – 3000 мин^{-1}

Форма поперечного сечения канала: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Для анализа теплообменных характеристик пульсирующих потоков в газодинамических системах с каналами с разным поперечным сечением при опорожнении полости переменного объема производилось осреднение локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов за период процесса выпуска (Рисунок 4.30). Из рисунка видно, что профилирование каналов в газодинамической системе влечет за собой подавление теплообмена (увеличение $\bar{\tau}$), что характерно для всех режимов работы двигателя. Необходимо подчеркнуть, что противоположные результаты были получены для процесса заполнения полости переменного объема

(см. предыдущий раздел), когда профилирование каналов в системе, наоборот, вызвало интенсификацию теплообмена (см. Рисунок 4.13).

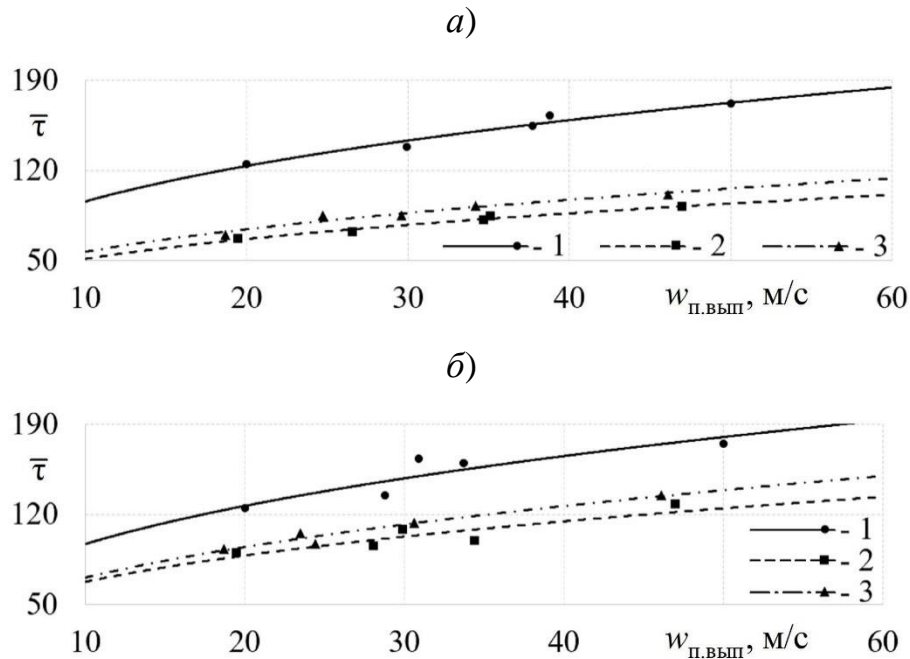


Рисунок 4.30 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности труб от скорости потока $w_{п.вып}$ в газодинамических системах с каналами разного поперечного сечения при опорожнении полости переменного объема для при $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и при $p_{out} = 0,2$ МПа (б): 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

На основе этих данных о $\bar{\tau}$ были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с профилированным каналом к уровню теплоотдачи в базовой системе, т.е. с трубами с круглым поперечным сечением (Рисунок 4.31). Выявлено, что установка канала с квадратным или треугольным сечением во впускной системе приводит к снижению интенсификации теплообмена по сравнению с базовой системой впуска. Падение коэффициента теплоотдачи составляет от 22 % до 45 %. При этом, с ростом начального давления на выпуске подавление теплоотдачи становится не столь существенным. Так, при $p_{out} = 0,1$ МПа подавление теплоотдачи составляет от 40 % до 47 % (сравнение базовая система / система с профилированными каналами), тогда как при $p_{out} = 0,2$ МПа подавление теплоотдачи не превышает 31 %. Также следует подчеркнуть, что в

случае использование каналов с квадратным поперечным сечением происходит более заметное снижение интенсивности теплоотдачи.

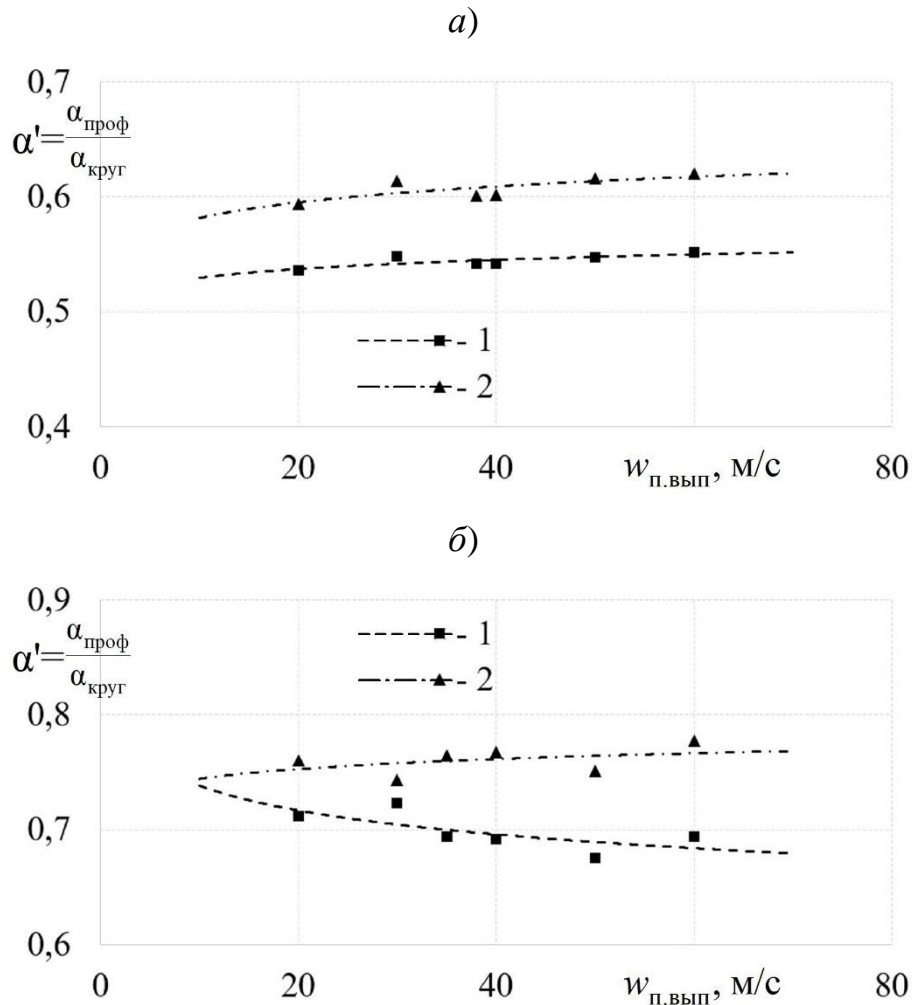


Рисунок 4.31 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (профилированный канал / канал круглого сечения) от скорости потока $w_{п.вып}$ в газодинамических системах при опорожнении полости переменного объема при $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и при $p_{out} = 0,2$ МПа (б) для разных соотношений конфигураций каналов: 1 – квадрат / круг; 2 – треугольник / круг

В следующих разделах будут рассмотрены прикладные вопросы внедрения поперечного профилирования каналов в системах газообмена поршневых двигателей на основе математического моделирования и стендовых испытаний, а также представлен ряд конструкций впускных и выпускных систем с каналами с квадратным и треугольным поперечным сечениями для транспортных энергоустановок на базе ДВС разной размерности и назначения.

4.3 Конструкторская реализация впускных и выпускных систем с профилированными каналами

В данном разделе представлены возможные конструкции впускных и выпускных систем с профилированными каналами для поршневых двигателей разной размерности и разного назначения.

На рисунке 4.32 представлена конструкция впускной системы с треугольным каналом для двигателя автомобиля БМВ. В данном случае профилированный канал выполнен сразу за карбюратором. Все габаритные и подсоединительные размеры остались без изменений.

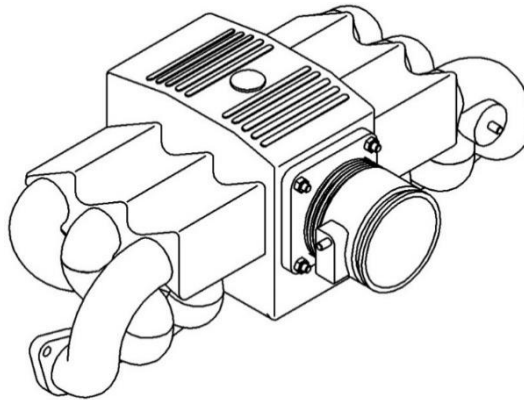


Рисунок 4.32 – Изометрический вид впускного коллектора двигателя 4Ч 8,4/7,2 (БМВ) с каналом в форме треугольника

На рисунках 4.33 и 4.34 возможные варианты конструкций впускных коллекторов с квадратным и треугольным каналами для двигателей автомобилей семейства ВАЗ. В рассматриваемых случаях профилированные каналы также выполняются сразу после карбюратора (Рисунок 4.33) или между ресивером и головкой цилиндра двигателя (Рисунок 4.34). Длина квадратного и треугольного участка составляла около 30 % от общей длины впускной системы. Поперечные геометрические размеры профилированных каналов рассчитывались исходя из равенства эквивалентных (гидравлических) диаметров элементов базовой (круглой) системы и

профилированных каналов. Способ изготовления данных коллекторов – литье; материал – алюминиевый сплав; способ обработки – механическая.

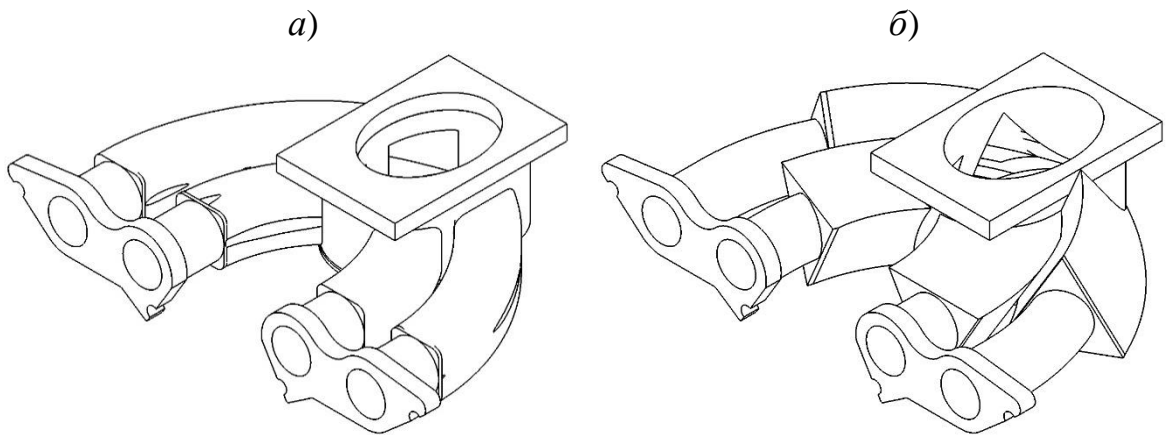


Рисунок 4.33 – Изометрический вид впускного коллектора двигателя 4Ч 7,6/8,0 (ВАЗ) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

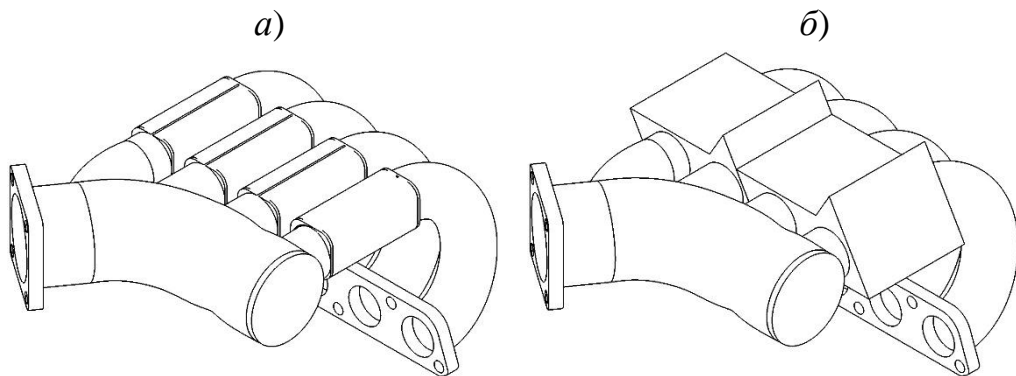


Рисунок 4.34 – Изометрический вид впускного коллектора двигателя 4Ч 8,2/7,1 (ВАЗ) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

На рисунке 4.35 представлена еще одна возможная конструкция впускного коллектора для двигателя автомобиля Хонда. В данном случае также показаны квадратные и треугольные каналы, расположенные между ресивером и головкой цилиндра. Примечательно, что впускной ресивер в данном коллекторе имеет также квадратное поперечное сечение.

Следует отметить, что все рассмотренные варианты конструкций впускных коллекторов могут быть изготовлены без существенных капитальных затрат на изменение технологического процесса или значительных ресурсов на инженерную проработку. Подчеркнем, что все габаритные и подсоединительные размеры

коллекторов не меняются, следовательно, изменений в конструкции сопрягаемых элементов также не будет.

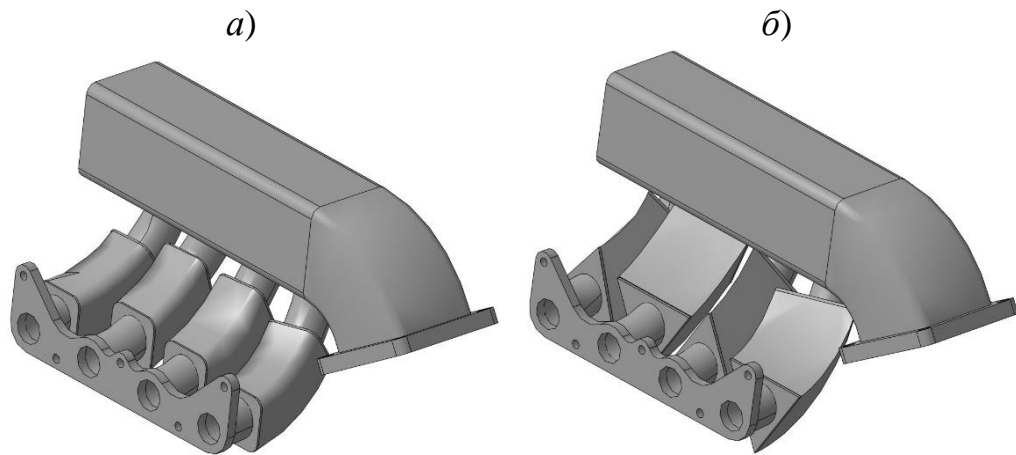


Рисунок 4.35 – 3D-модели впускного коллектора двигателя 4Ч 8,5/8,1 (Хонда) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

Следует отметить, что на конструкции впускных систем с профилированными участками автором были получены патенты РФ [231, 232].

Далее рассмотрим несколько возможных конструкций выпускных коллекторов также для поршневых двигателей разной размерности и назначения. На рисунках 4.36 и 4.37 показаны выпускные коллекторы для двигателей автомобилей ВАЗ.

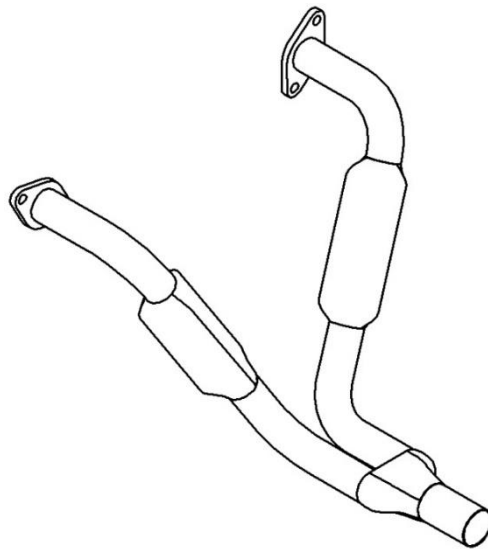


Рисунок 4.36 – Общий вид выпускного коллектора двигателя 2Ч 8,2/7,1 с каналом в форме треугольника

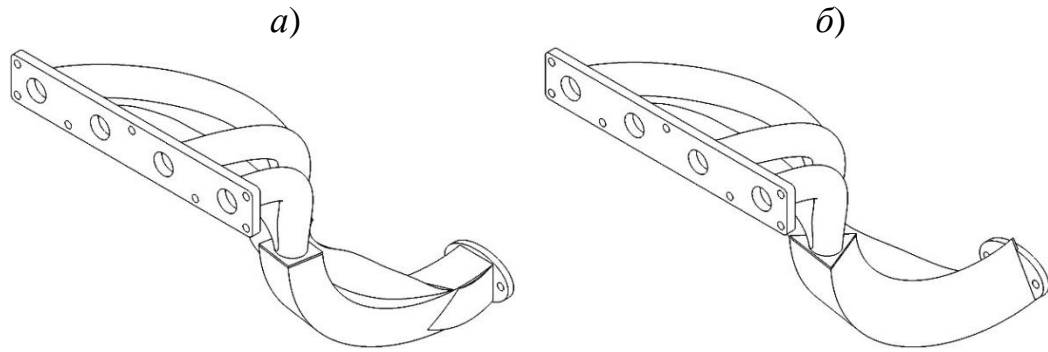


Рисунок 4.37 – Изометрический вид выпускного коллектора двигателя 4Ч 8,2/7,1 (ВАЗ) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

На рисунке 4.36 показан треугольный канал, расположенный примерно в середине выпускного коллектора. Длина профилированного участка примерно 25 % от общей длины выпускного коллектора. Способ изготовления – сварная конструкция; материал – сталь; механическая обработка. На рисунке 4.37 профилированные каналы расположены ближе к концу выпускного коллектора (ближе к месту соединения коллектора с глушителем шума выпуска. В данном случае длина профилированного участка составляла примерно 50 % от общей длины.

На рисунке 4.38 показан выпускной коллектор двигателя автомобиля Митсубиси. В данном случае профилирование каналов выполнено ближе к головке цилиндра. Длина профилированных участков – около 30 % от общей длины системы.

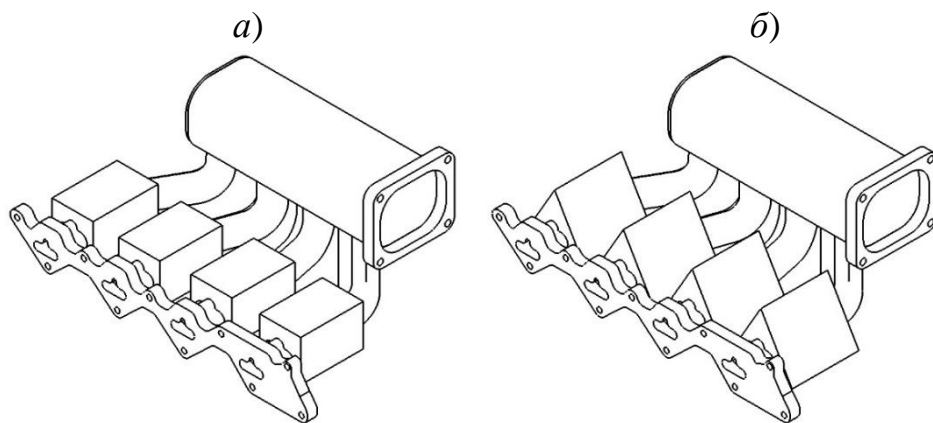


Рисунок 4.38 – Изометрический вид выпускного коллектора двигателя 4Ч 8,6/8,6 (Митсубиси) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

Еще одна возможная конструкция выпускного коллектора показана на рисунке 4.39 (для автомобильного двигателя марки БМВ).

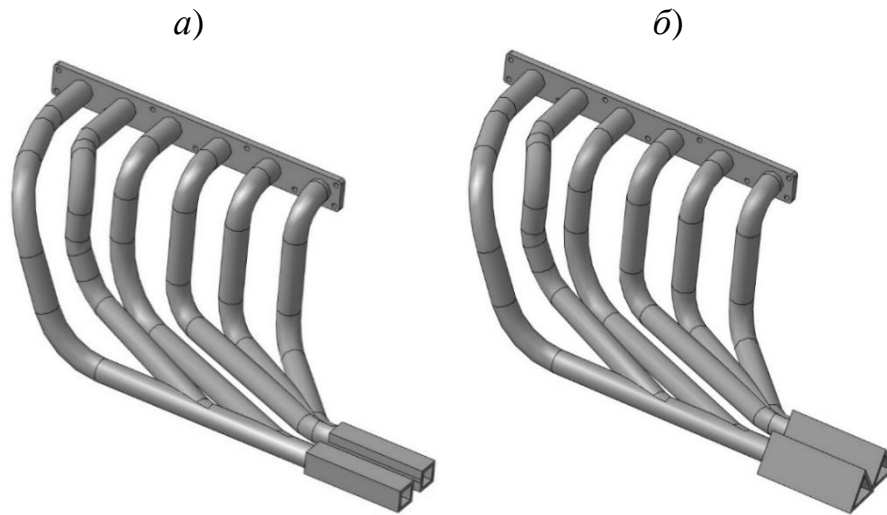


Рисунок 4.39 – 3D-модели впускного коллектора двигателя 4Ч 8,4/9,0 (БМВ) с каналами в форме квадрата (а) и треугольника (б)

Из рассмотренных конструкций выпускных коллекторов видно, что профилированные каналы могут быть спроектированы и изготовлены без существенных затрат временных и материальных ресурсов. В большинстве случаев конструкции коллекторов – сварные конструкции. Также следует отметить, что во всех рассмотренных конструкциях выпускных коллекторов, принцип выбора геометрических размеров поперечного сечения профилированных участков – равенство гидравлических диаметров базовых элементов и квадратного / треугольного канала. Дополнительно, следует подчеркнуть, что длина профилированных участков может варьироваться от 25 до 50 % от общей длины выпускной системы, а также само его расположение (ближе к глушителю шума или к головке цилиндра). Все это расширяет возможности внедрения профилированных каналов в области энергетического машиностроения и поршневого двигателестроения.

На конструкции выпускных систем с профилированными каналами были получены патенты РФ [233, 234].

Однако, необходимо помнить, что положительные эффекты от применения профилированных каналов должны подтверждаться в ходе стендовых испытаний для данного конкретного двигателя. Также возможно понадобится доводка (длина и расположение профилированного канала) для получения максимального эффекта в виде увеличения мощности энергомашины на базе поршневого ДВС.

4.4 Результаты стендовых испытаний дизельного двигателя с впускной системой с профилированными каналами

В данном разделе представлены результаты стендовых испытаний дизельного двигателя (1Ч 7,5/6,0) с впускными системами, имеющими профилированные участки с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника. Проводится их анализ, сформулированы рекомендации по практическому применению профилированных каналов в системах впуска ДВС.

Подробное описание экспериментального стенда для проведения испытаний описано во второй главе.

Базовая впускная система состояла из воздушного фильтра, впускного коллектора, канала в головке цилиндра, клапанного механизма и цилиндра. Впускной коллектор имел круглое поперечное сечение с внутренним диаметром 55 мм, длина коллектора составляла около 600 мм. Канал в головке цилиндра имел длину около 150 мм, диаметр впускного окна примерно 52 мм. Максимальный объем цилиндра равнялся 1,06 л (0,00106 м³).

В ходе испытаний использовались впускные трубопроводы с профилированными каналами в форме квадрата и треугольника (Рисунок 4.40). Длина профилированных каналов составляла 250 мм (с учетом размеров подсоединительных элементов), что составляло около 30 % от общей длины впускной системы данного дизеля. Геометрические размеры квадрата и треугольника были выбраны, исходя из равенства эквивалентного (гидравлического) диаметра для всех трех конфигураций коллектора, т.е. во всех случаях d_3 был равен 55 мм.

Профилированные каналы изготавливались методом 3Д-печати из ABS-пластика. Внутренние поверхности каналов обрабатывались специальным раствором на основе ацетона для того, чтобы снизить шероховатость. Следует отметить, что в ходе испытаний отличия в величинах давления потока воздуха в базовой впускной системе и системах с профилированными участками составляли $\pm 3-4$ %. Это свидетельствует о том, что аэродинамическое сопротивление впускных систем с профилированными участками приблизительно равняется сопротивлению базовой

впускной системы (и этот фактор не оказывает преимущественного влияния).

Расположение датчиков во впускной системе с профилированными каналами не изменялось и соответствовало базовой конструкции системы впуска.



Рисунок 4.40 – Фотографии впускного коллектора с квадратным (а) и треугольным (б) каналами для дизеля 1Ч 7,5/6,0

Фотографии экспериментального стенда с впускными системами разной конфигурации показаны на рисунке 4.41.

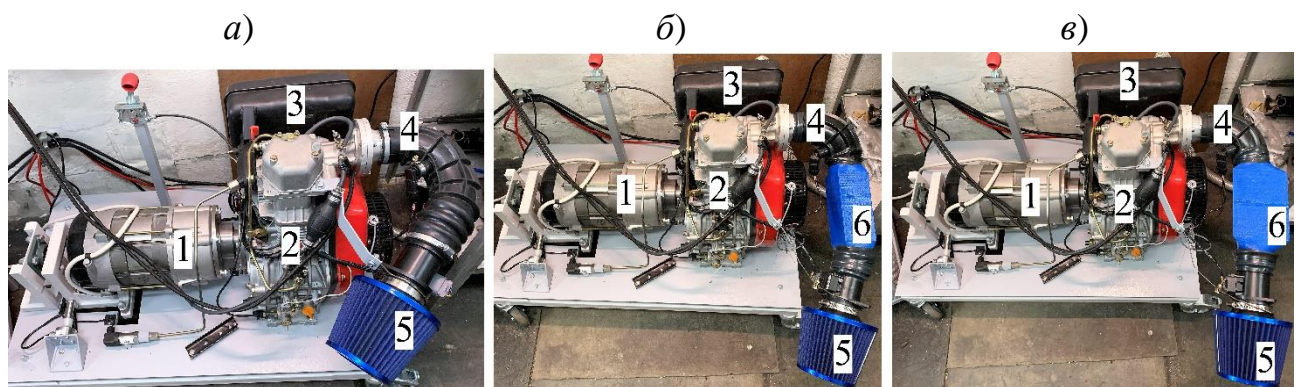


Рисунок 4.41 – Фото экспериментального стенда с базовой впускной системой (а) и системами с квадратным (б) и треугольным (в) каналами: 1 – электрическое нагружающее устройство; 2 – дизельный двигатель 1Ч 7,5/6,0; 3 – выпускной коллектор; 4 – впускной трубопровод; 5 – воздушный фильтр; 6 – квадратный / треугольный канал

В ходе проведения стендовых испытаний были получены частичные скоростные характеристики рассматриваемого дизельного двигателя при подаче топлива на уровне 0,3 и 0,4 от подачи на номинальном режиме. Частота вращения КВ изменялась от 900 до 2500 мин⁻¹. В ходе проведения опытов измерялись мощность дизеля, крутящий момент, давление и температура воздуха во впускном и выпускном коллекторах, скорость вращения КВ, барометрическое давление и окружающая температура, расход топлива и другие параметры.

На рисунке 4.42 показаны скоростные характеристики дизеля с впускными системами разной конфигурации.

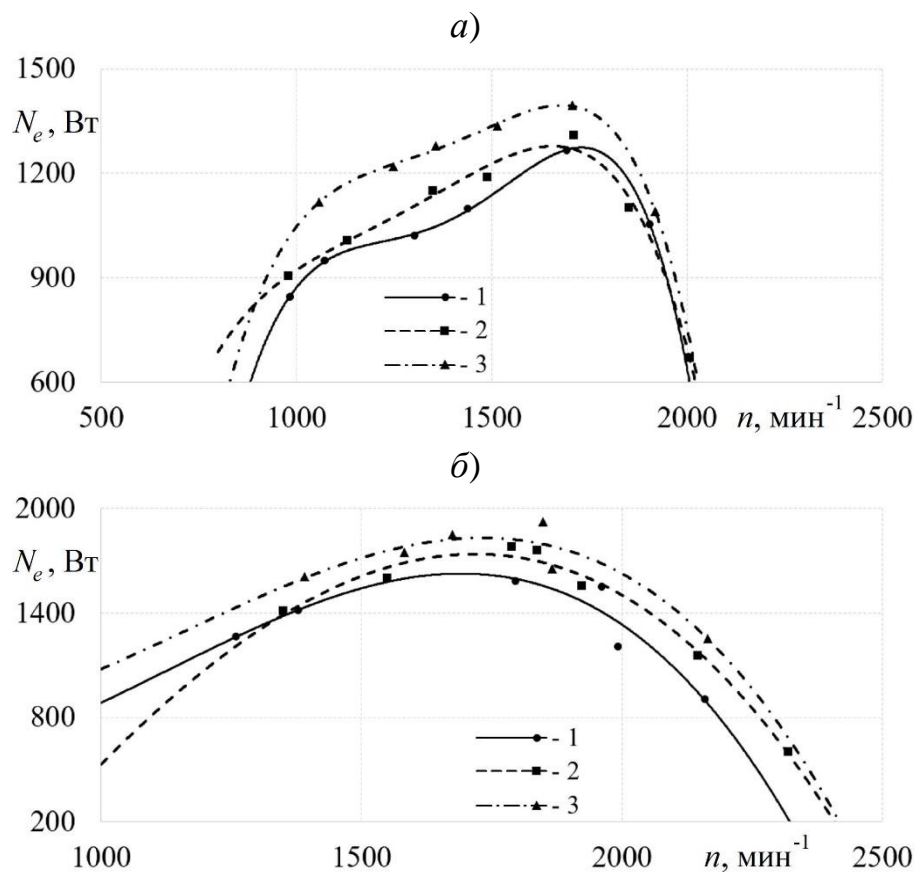


Рисунок 4.42 – Зависимости мощности N_e (б) от частоты вращения коленчатого вала n двигателя 1C 7,5/6,0 при положениях органа управления подачей топлива 0,3 (а) и 0,4 (б) от полной для впускных систем с каналами с разной формой поперечного сечения: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Из рисунка 4.42 видно, что установка профилированных каналов во впускной системе приводит к росту мощности дизельного двигателя в диапазоне от 3 до 17 % по сравнению с базовой системой впуска. Эта закономерность имеет место при всех испытанных положениях органа подачи топлива. Установлено, что наибольший рост мощности наблюдается на низких и средних частотах вращения КВ при подаче топлива на уровне 0,3 от номинальной мощности; а при подаче 0,4 от номинальной мощности наибольший рост мощности дизеля получался при средних и высоких частотах вращения КВ. Также, показано, что применение треугольного канала имеет более выраженный положительный эффект в плане роста мощности по сравнению с квадратным каналом. Следует отметить, что удельный расход топлива увеличивался примерно на ту же величину, что и мощность, при использовании впускных систем с профилированными каналами, то есть КПД дизельного двигателя оставалось неизменным. Соответственно, удельный расход топлива также был неизменным по сравнению с базовым дизелем.

Таким образом, можно заключить, что использование профилированных каналов во впускной системе энергомашины (дизельного двигателя) является действенным способом повышения его мощности. При этом, для получения максимального эффекта необходима тонкая доводка конструкции впускной системы, а именно, расположение и длина профилированного участка. Также необходимо проводить тщательные стендовые и доводочные испытания для каждого конкретного поршневого двигателя с целью подтверждения положительного эффекта, а также поиска режимов работы ДВС, когда рост мощности является существенным. Дополнительно, следует подчеркнуть, что положительные эффекты от использования профилированных каналов имеются применительно только к безнаддувным (атмосферным) двигателям. В случае установки турбокомпрессора существенно меняются газодинамические условия во впускной системе и рассматриваемый способ модернизации не работает.

4.5 Оценка основных показателей поршневого двигателя с улучшенной системой газообмена на основе моделирования

В начале, следует отметить, что численное моделирование и расчетно-аналитическая оценка являются действенными способами прогнозирования эксплуатационных показателей поршневых двигателей с модернизированными впускными и выпускными системами. Отдельные результаты подобных авторских исследований приведены в следующих статьях [235-238].

В данном разделе представлены результаты математического моделирования рабочего процесса поршневого двигателя с диаметром цилиндра 82 мм и ходом поршня 71 мм (обозначение 2Ч 8,2/7,1). Моделирование выполнялось в программе Дизель-РК (разработчиком является Московский государственный технический университет, Россия). Цель исследования состояла в улучшение технико-экономических показателей ДВС за счет доводки конструкций впускных и выпускных систем.

Рассмотрим особенности математической модели для моделирования процессов в системах газообмена двигателя. При расчете параметров газа в Дизель-РК используется допущение, о том, что все цилиндры работают идентично, поэтому можно рассчитывать только один из них, а работу остальных учитывать сдвигом по фазе потоков массы и энергии в соответствии с порядком работы, который в данном случае можно принять равномерным. Реальное взаимодействие импульсов положительно влияет на одни цилиндры и отрицательно на другие.

Течение газа в каналах головки блока и клапанных каналах рассматривается как нестационарное и одномерное. Оно рассчитывается по методике Орлина А. С., основанной на интегрировании уравнения импульсов по длине канала и по времени. В математической модели Дизель-РК заложены уравнение движения для одномерного, нестационарного течения, закон сохранения массы и энергии потока, первый закон термодинамики и закон Бойля-Мариотта. Решение систем уравнений на основе этих физико-математических подходов позволяет с достаточной точностью рассчитывать процессы в системах газообмена двигателей. На основе этих

данных можно проводить оценку основных показателей двигателей, а именно, мощность и удельный расход топлива.

В качестве базового двигателя был выбран двигатель от российского автомобиля ВАЗ-ОКА. При расчетах задавались следующие основные конструктивные параметры: четырехтактный двигатель, 2 цилиндра и рядная компоновка, головка блока с двумя клапанами на один цилиндр, жидкостная система охлаждения, топливо – бензин, 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. Фазы газораспределения задавались в соответствии со штатными параметрами двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА. Геометрические характеристики (длина и внутренний диаметр) впускной и выпускной систем задавались также согласно этим показателям для базового двигателя (ВАЗ-ОКА). Так, внутренний диаметр базовой впускной трубы равнялся 32 мм, а выпускной трубы – 30 мм. Длина впускной трубы для базового ДВС задавалась равной 350 мм, а выпускной трубы – 600 мм. Впускной канал в головке блока для базового двигателя имел следующие размеры: внутренний диаметр – 31 мм, длина – 150 мм; выпускной канал в головке блока имел следующие размеры: внутренний диаметр – 29 мм, длина – 130 мм.

В ходе численного моделирования осуществлялось варьирование геометрическими размерами впускной и выпускной систем с целью улучшения показателей газообмена и основных показателей двигателя. Основная гипотеза (идея) научного исследования состояла в том, чтобы подобрать такие геометрические размеры каналов, чтобы улучшить газодинамическое совершенство систем газообмена (снизить аэродинамическое сопротивление, нивелировать обратные волны и вихревые течения, оптимизировать теплообмен).

В качестве критериев совершенства конструкции системы газообмена были выбраны два параметра: коэффициент наполнения η_v и коэффициент остаточных газов γ . Коэффициент наполнения определялся как отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр, к теоретическому количеству воздуха, которое могло бы поступить в цилиндр. Коэффициент остаточных газов

определялся как отношение количество остаточных газов в цилиндре к действительному количеству воздуха, поступившему в цилиндр. Программа Дизель-РК рассчитывает эти показатели за один цикл двигателя.

Сначала рассмотрим результаты доводки впускной системы и влияние конструкции на технико-экономические показатели двигателя.

Установлено, что изменение геометрических размеров (диаметра и длины) впускного трубопровода и канала в головке цилиндра приводят к увеличению коэффициента наполнения η_v в диапазоне от 2,5 до 10,5 % в сравнении с базовым двигателем (Рисунок 4.43).

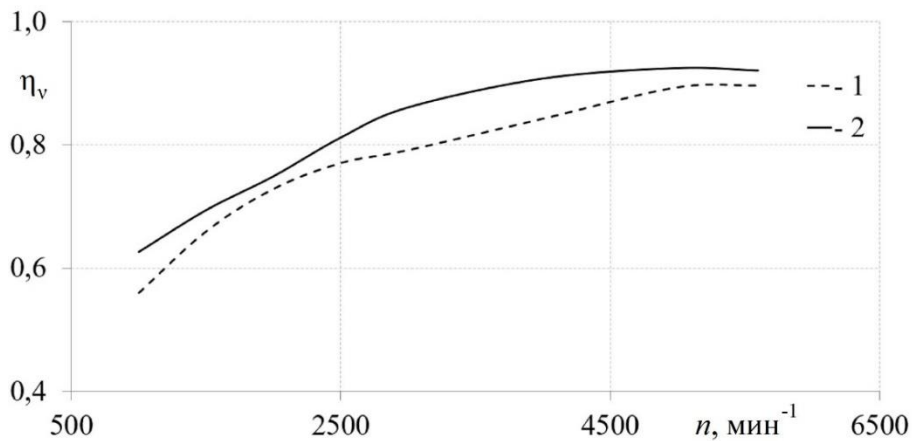


Рисунок 4.43 – Зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения коленчатого вала n для базовой (1) и модернизированной (2) впускной системы

Это свидетельствует о том, что улучшается заполнение цилиндра рабочим телом, создаются более благоприятные условия для смесеобразования и сгорания топлива. В результате, такое увеличение коэффициента η_v привело к увеличению мощности поршневого ДВС на величину 2,5-11,0 % по сравнению с базовым двигателем (Рисунок 4.44). Максимальный рост мощности имеет место при частоте вращения КВ более 2500 мин⁻¹.

Следует отметить, что удельный эффективный расход топлива при этом изменяется в пределах $\pm 1,0$ % (Рисунок 4.45). Однако, массовый расход топлива увеличивается пропорционально росту мощности исследуемого двигателя. Это

свидетельствует о том, что коэффициент полезного действия двигателя остается практически неизменным.

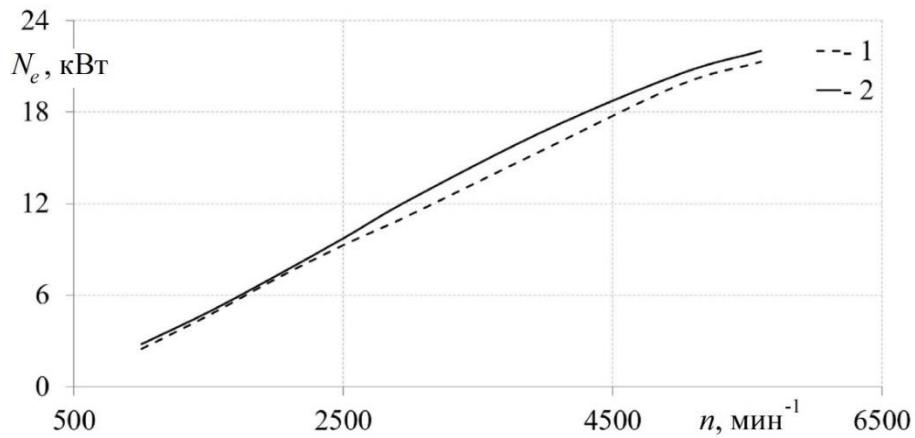


Рисунок 4.44 – Зависимость мощности двигателя N_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) впускной системы

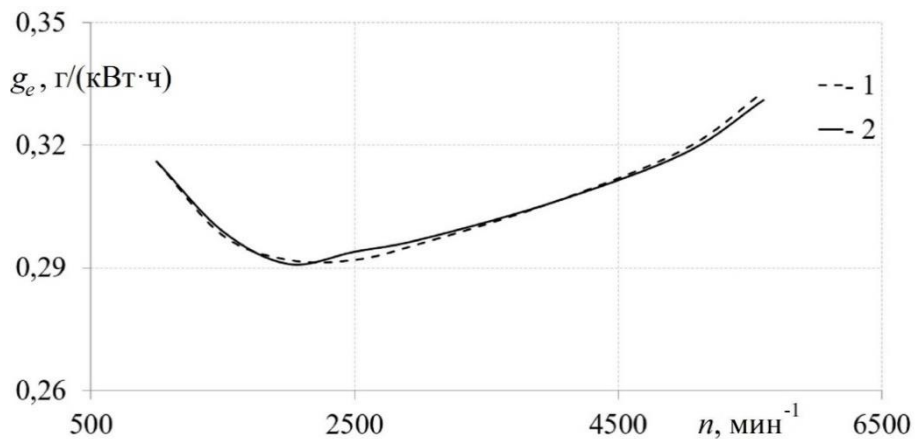


Рисунок 4.45 – Зависимость удельного расхода топлива g_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) впускной системы

Далее проводилась модернизация геометрических размеров выпускной системы с целью снижения коэффициента остаточных газов γ . В результате были определены оптимальные диаметры и длины основных элементов выпускной системы, при которых коэффициент γ снизился от 0,5 до 11,0 % (Рисунок 4.46).

Однако, следует подчеркнуть, что это не оказало существенного влияния на эффективную мощность двигателя (Рисунок 4.47). Из рисунка 4.47 видно, что увеличение мощности двигателя при доводке конструкции выпускной системы

составляет не более 5,5 %, а на большинстве режимов увеличение мощности не превышает двух процентов.

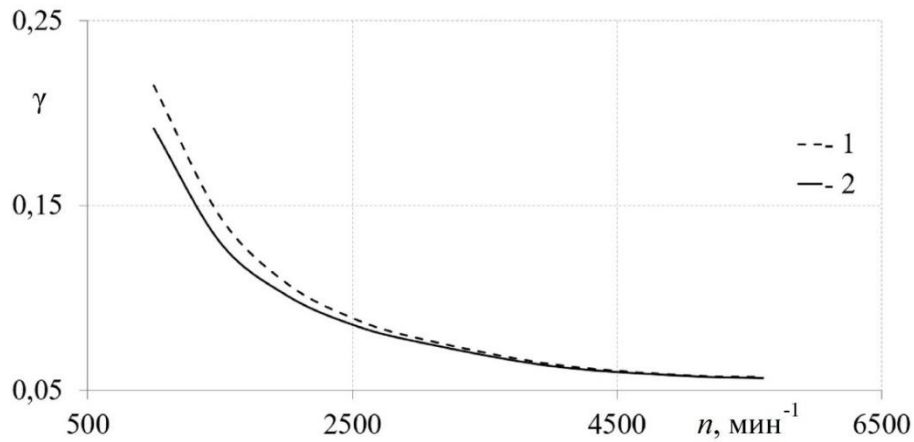


Рисунок 4.46 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) выпускной системы

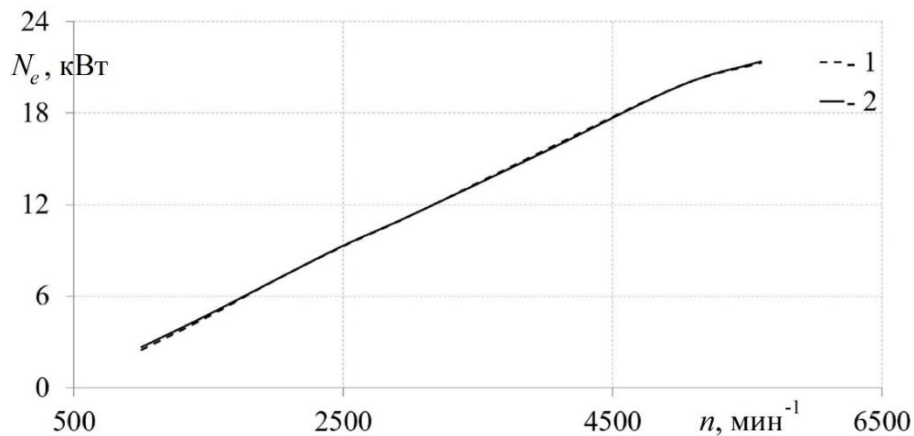


Рисунок 4.47 – Зависимость эффективной мощности двигателя N_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) выпускной системы

При этом, удельный эффективный расход топлива увеличился в среднем на 0,5 % (Рисунок 4.48).

Таким образом, можно сделать вывод, что совершенствование конструкции выпускной системы является более эффективным способом улучшения технико-экономических показателей двигателей по сравнению с выпускной системой.

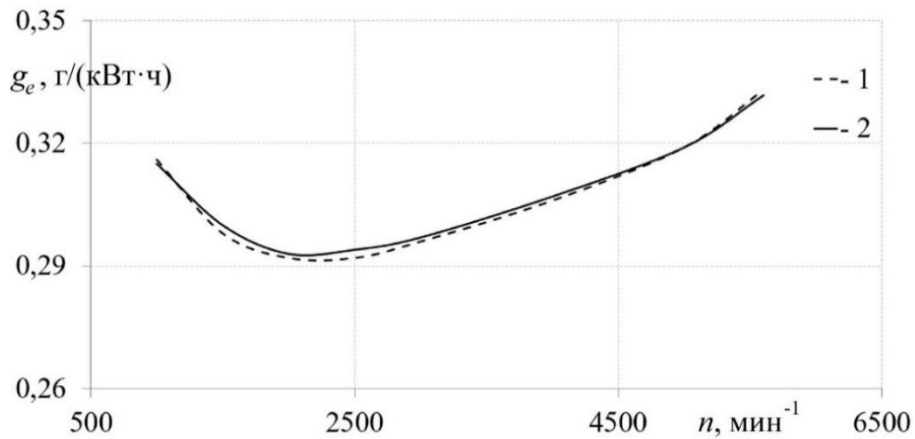


Рисунок 4.48 – Зависимость удельного расхода топлива g_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) выпускной системы

На заключительном этапе исследований оценивалось влияние от одновременной доводки конструкций впускной и выпускной систем на эксплуатационные показатели двигателя.

Как и ожидалось, совместная доводка конструкции впускной и выпускной систем дает синергетический эффект в плане улучшения качества газообмена. Установлено, что в этом случае коэффициент наполнения возрастает до 25 % по сравнению с базовым двигателем (Рисунок 4.49). Это дает основание полагать о том, что повышается степень заполнения цилиндра рабочим телом. Следует отметить, что рост коэффициента наполнения наблюдается на всех исследованных режимах работы двигателя.

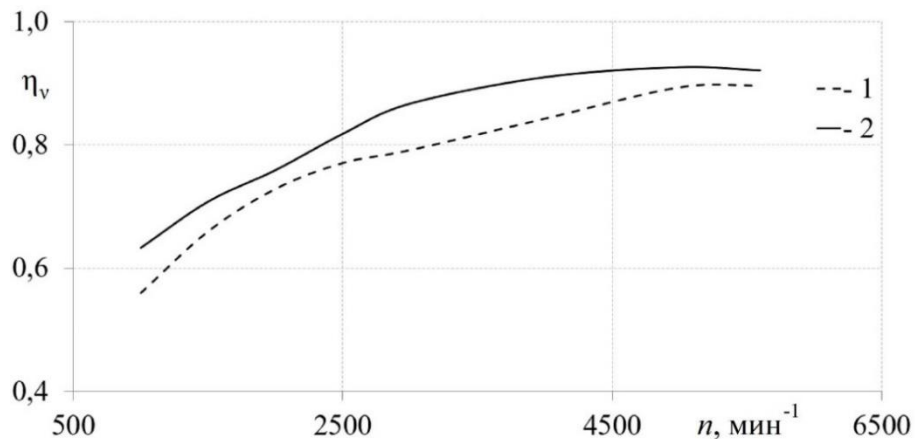


Рисунок 4.49 – Зависимость коэффициента наполнения η_v от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) системы газообмена

В свою очередь, коэффициент остаточных газов в двигателе с модернизированной системой газообмена снизился вплоть до 25 % по сравнению с базовым ДВС (Рисунок 4.50). Это свидетельствует об улучшении очистки цилиндра от отработавших газов, что потенциально может привести к росту технико-экономических показателей двигателя.

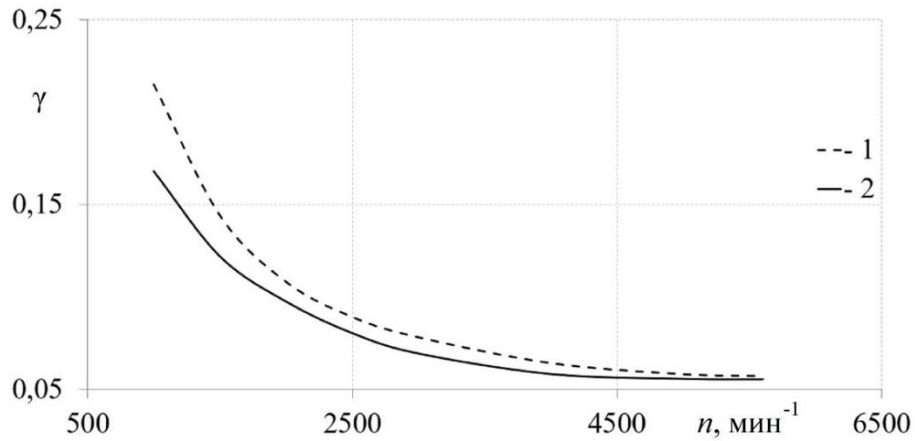


Рисунок 4.50 – Зависимость коэффициента остаточных газов γ от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) системы газообмена

На рисунке 4.51 показана зависимость мощности от частоты вращения коленчатого вала после доводки системы газообмена двигателя.

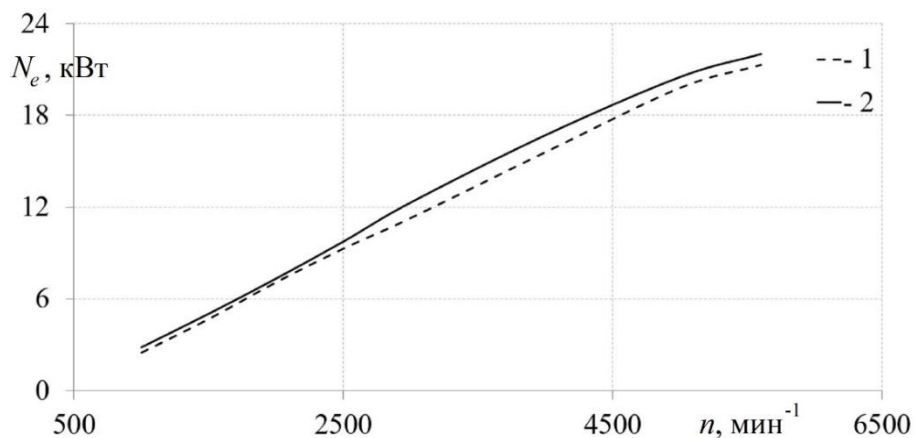


Рисунок 4.51 – Зависимость мощности N_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) системы газообмена

Из рисунка 4.51 видно, что в данном случае увеличение мощности составляет от 3,0 до 12,0 % в зависимости от режима работы двигателя. При этом наиболее существенный прирост наблюдается при высоких значениях частот вращения коленчатого вала.

По рисунку 4.52 можно проследить изменение удельного расхода топлива в двигателе с модернизированной системой газообмена.

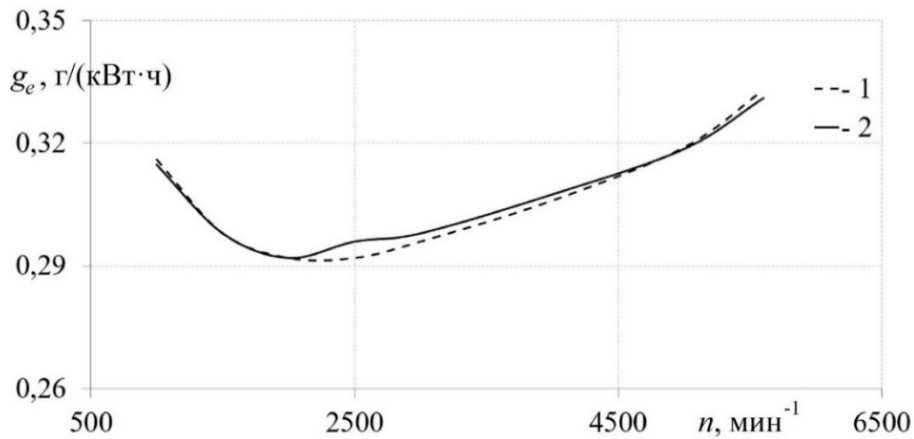


Рисунок 4.52 – Зависимость удельного расхода топлива g_e от частоты вращения КВ n для базовой (1) и модернизированной (2) системы газообмена

Из рисунка 4.52 видно, что расход топлива увеличился в среднем на 0,55 %.

На основании полученных данных можно заключить, что существует научно-технический задел в плане повышения основных показателей поршневых двигателей за счет доводки системы газообмена, а также, что совместная доводка впускной и выпускной систем приводит к наиболее заметному росту показателей ДВС.

Таким образом, на основании экспериментальных исследований, стендовых испытаний и результатов моделирования можно заключить, что модернизация впускных и выпускных систем приводит к улучшению основных показателей поршневого ДВС:

- увеличению коэффициента наполнения на 4,0–24,2 % и снижению коэффициента остаточных газов на 9,7–24,1 %;
- увеличению эффективной мощности на 2,5–17,0 %;
- росту/снижению удельного расхода топлива на $\pm 0,5$ –1,2 %.

Выводы к четвертой главе

На основании проведенных научных исследований и опытно-конструкторских работ можно сформулировать следующие основные выводы:

1) при заполнении полости переменного объема профилирование канала впускной системы ДВС приводит к росту степени турбулентности потока до 22 % по сравнению с базовой системой впуска;

2) также при заполнении полости переменного объема профилирование канала впускной системы вызывает интенсификацию теплообмена (рост относительного коэффициента теплоотдачи составляет 3-15 %).

3) при опорожнении полости переменного объема профилирование трубопровода впускной системы ДВС приводит к росту степени турбулентности потока до 33 % по сравнению с базовой системой выпуска;

4) также при опорожнении полости переменного объема профилирование трубопровода впускной системы двигателя приводит к подавлению интенсивности теплоотдачи на величину от 25 до 41 %;

5) поперечное профилирование трубопровода улучшает расходные характеристики газодинамической системы поршневого двигателя – наблюдается увеличение расхода газа через системы на 5-30 % по сравнению с базовой газодинамической системой;

6) на основе стендовых испытаний установлено, что применение квадратного или треугольного канала во впускной системе приводит к росту мощности дизеля на 1-17 % по сравнению с базовой модификацией;

7) в современных САД-системах выполнены 3Д-модели впускных и выпускных систем с профилированными участками для следующих поршневых двигателей: 4Ч 8,2/7,1, 4Ч 8,6/8,6, 4Ч 8,0/7,6, 2Ч 8,2/7,1, 4Ч 8,4/7,2, 4Ч 8,5/8,1, 4Ч 8,4/9,0 и других; показана их возможная реализация без существенных затрат;

8) на основе математического моделирования рабочих циклов ДВС установлено, что модернизация впускных и выпускных систем приводит к улучшению основных показателей поршневого ДВС:

- увеличению коэффициента наполнения на 4,0–24,2 % и снижению коэффициента остаточных газов на 9,7–24,1 %;
- увеличению эффективной мощности на 2,5–17,0 %;
- росту/снижению удельного расхода топлива на $\pm 0,5$ –1,2 %.

9) полученные экспериментальные данные и их физико-математический анализ улучшает теоретические и практические знания в области теплофизики нестационарных потоков газа и в области поршневого двигателестроения при расчете и проектировании систем газообмена.

ГЛАВА 5 ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

На сегодняшний день поршневые ДВС являются наиболее распространенным источником энергии (среди тепловых двигателей) и применяются во всех отраслях народного хозяйства. Поэтому оптимизация рабочих процессов и конструкций ДВС – одна из актуальных задач развития мировой энергетики. При этом одна из основных тенденций совершенствования современных поршневых двигателей – повышение их мощности и экономичности при сохранении массогабаритных показателей [239, 240]. Эффективным решением этой задачи является установка на двигатель турбокомпрессора (ТК). В настоящее время практически все дизельные ДВС оборудуются системой турбонаддува. При этом, в литературе, посвященной теории рабочих процессов поршневых ДВС, установка турбонаддува рассматривается исключительно как способ повышения массового расхода воздуха через цилиндры двигателя и, соответственно, улучшения его технико-экономических показателей. Следует отметить, что специалистами фактически не затрагивается вопрос о влиянии турбокомпрессора на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков газа во впускной и выпускной системах ДВС [241, 242]. Вместе с тем, очевидно, что установка турбокомпрессора приведет к существенному изменению тепломеханических характеристик потока газа вследствие того, что лопаточный механизм турбокомпрессора является источником внешней турбулентности для основного напорного течения в газоздушных системах.

Известно, что естественная турбулентность потока, которой он обладает до начала взаимодействия с поверхностью теплообмена, характеризуется обычно значением степени турбулентности Tu менее 0,01; такой уровень внешней турбулентности не оказывает заметного влияния на интенсивность теплоотдачи [243]. Однако в центробежном компрессоре наблюдается более высокий уровень турбулентности, в выходном канале которого значение Tu может достигать величины до 0,2. В этом случае внешняя турбулентность существенно влияет на характер развития

и структуру пограничного слоя [243, 244]. На основе литературных данных и пилотных опытов, можно предположить, что установка турбокомпрессора окажет существенное влияние на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в системе газообмена поршневого ДВС [243-246].

В данной главе изложены результаты исследования влияния внешней турбулентности (механического воздействия) на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема. Другими словами, в данной главе представлены экспериментальные данные о влиянии внешней турбулентности (вследствие механического воздействия лопаточного механизма на течение) на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков во впускной системе поршневых двигателей с турбонаддувом и без него.

5.1 Сравнительный газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема при наличии и отсутствии внешней турбулентности

Исследования проводились на натуральных экспериментальных установках (см. главу 2) в условиях газодинамической нестационарности, характерной для поршневых двигателей. Проводилась оценка влияния внешней турбулентности (механического воздействия лопаточного аппарата колеса компрессора) на тепломеханические характеристики пульсирующего потока во впускной системе двигателя с турбонаддувом. Проведен сравнительный анализ газодинамики и теплообмена во впускных системах поршневых двигателей с наддувом и без него. Показаны существенные отличия в тепломеханических характеристиках потоков разных типов двигателей, что объясняется разным физическим механизмом формирования пульсирующих потоков во впускной системе. В результате установлен уровень влияния внешней турбулентности на интенсивность теплоотдачи во впускной системе поршневого двигателя с турбонаддувом.

Следует отметить, что физические механизмы формирования пульсирующих потоков в двигателях с турбонаддувом и без него являются принципиально отличными друг от друга. В ДВС без ТК движущим фактором течения воздуха в процессе впуска является разрежение, которое создается в цилиндре поршнем, движущимся сверху вниз, т. е. формируются волны разрежения. В ДВС с ТК физическая картина обратная – источником движения воздуха, в первую очередь, является центробежный компрессор, который нагнетает воздух в цилиндр при избыточном давлении, т.е. в данном случае в процессе впуска возникают волны сжатия. Известно, что волны разрежения в дозвуковой области являются устойчивыми, а волны сжатия – неустойчивыми [247]. При этом, следует подчеркнуть, что в обоих случаях сохраняется пульсирующий режим течения газов во впускной системе двигателя. Другая важная особенность пульсирующих потоков в газоздушных системах поршневых двигателей с турбонаддувом, определяющая газодинамические условия теплообмена со стенками каналов, состоит в наличии механического воздействия на поток со стороны лопаточного аппарата компрессора.

Для оценки базового уровня возмущений, создаваемых турбокомпрессором, проводились исследования газодинамики и теплообмена потоков (стационарное течение) в выходном канале компрессора ТК без поршневой части на установке, описанной во второй главе. Получены количественные значения уровня турбулентности в выходном канале компрессора (Рисунок 5.1), а также осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности выпускного канала компрессора при разных T_u (Рисунок 5.2). Условие неизменности расхода воздуха сохраняется.

Установлено, что степень турбулентности T_u газовых потоков в выходном канале компрессора составляет от 0,01 до 0,11. При этом с ростом T_u происходит снижение средних напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности выходного канала, которое достигает величины 20 % в исследованном диапазоне изменения T_u .

В приложении 1 представлены данные о влиянии внешней турбулентности, возникающей вследствие механического воздействия лопаточного аппарата турбокомпрессора на газодинамику и теплообмен стационарных потоков газа в

выходном канале компрессора, а также рассмотрены способы управления интенсивностью теплообмена для рассматриваемого случая.

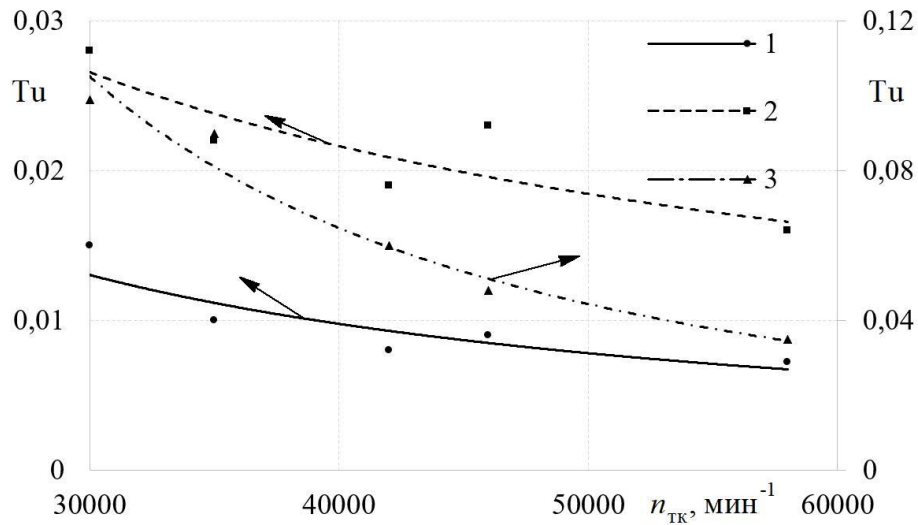


Рисунок 5.1 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала ТК n_{TK} для разных аэродинамических сопротивлений ξ выходного патрубка компрессора: 1 – $\xi = 1,3$; 2 – $\xi = 4,7$; 3 – $\xi = 10,1$

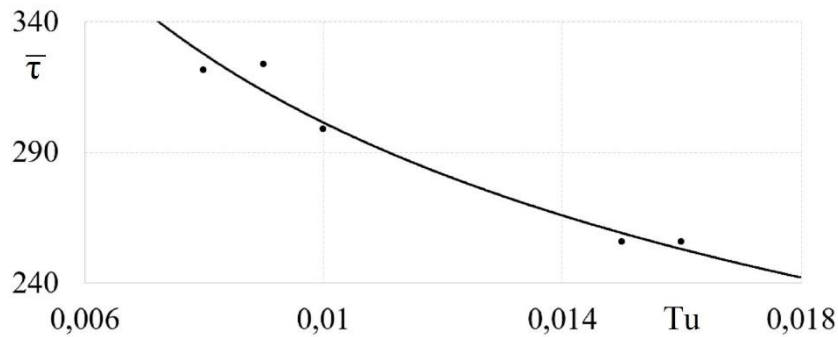


Рисунок 5.2 – Зависимость осредненных напряжений терния $\bar{\tau}$ на поверхности выпускного канала компрессора ТК от степени турбулентности потока Tu (значения $\bar{\tau}$ и Tu получены при условии одинакового расхода воздуха Q через канал)

На рисунках 5.3-5.5 в качестве примера представлены зависимости местных скорости w_x , давления p_x и локальных напряжений трения τ_x потока воздуха во впускных трубопроводах поршневого двигателя с турбонаддувом и без него за один рабочий цикл ДВС при частотах вращения коленчатого вала 600, 1500 3000

мин⁻¹ и скоростях вращения вала турбокомпрессора 35000, 42000 и 46000 мин⁻¹, соответственно.

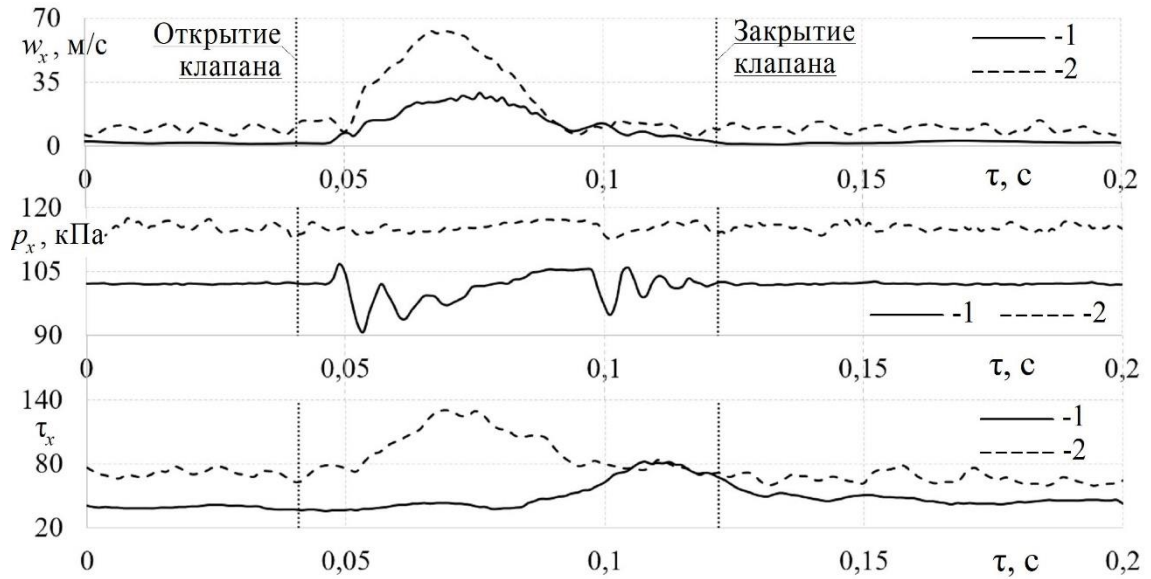


Рисунок 5.3 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы от времени во впускной системе: 1 – двигатель без наддува ($n = 600$ мин⁻¹); 2 – двигатель с турбонаддувом ($n = 600$ об/мин, $n_{\text{ТК}} = 35000$ мин⁻¹)

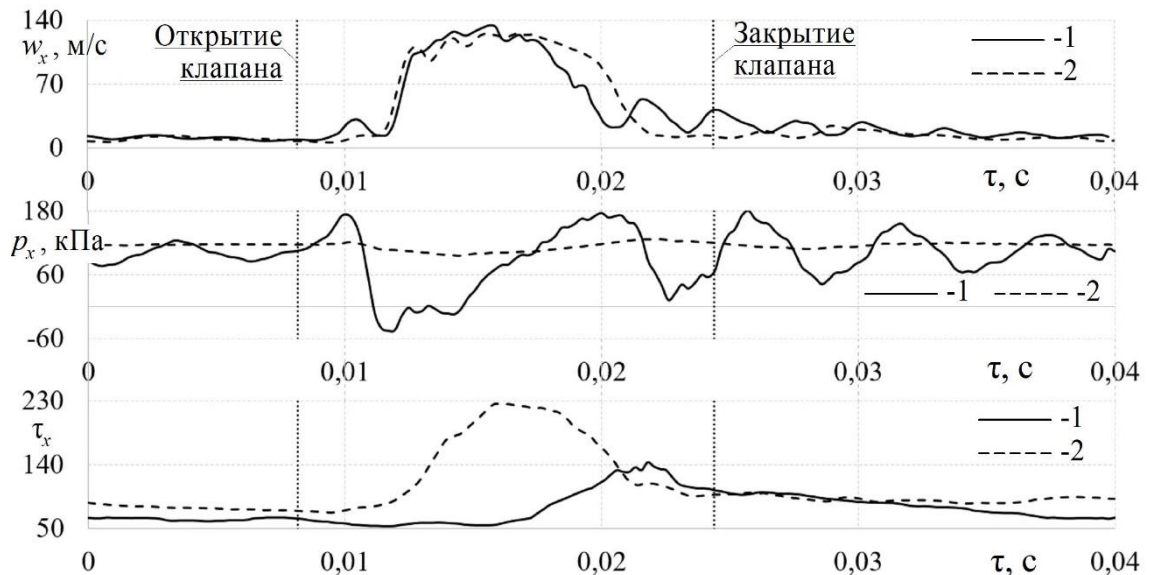


Рисунок 5.4 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы от времени во впускной системе: 1 – двигатель без наддува ($n = 3000$ мин⁻¹); 2 – двигатель с турбонаддувом ($n = 3000$ мин⁻¹, $n_{\text{ТК}} = 46000$ мин⁻¹)

Установлено, что существуют значительные отличия в закономерностях изменения местной скорости и давления потока воздуха во впускной системе двигателей с турбонаддувом и без. В частности, максимальные значения скорости потока воздуха во впускном трубопроводе в двигателе с наддувом на 15-35 % выше, чем в безнаддувном двигателе, что особенно свойственно для низких скоростей вращения коленчатого вала (Рисунок 5.3). При этом с ростом частоты вращения вала ТК (соответственно, с ростом давления наддува) отличия в максимальных значениях скорости потока воздуха увеличиваются и достигают 40 % при $n_{\text{ТК}} = 55000 \text{ мин}^{-1}$. Также можно отметить, что резкий рост скорости в газодинамической системе с ТК обычно начинается раньше, чем в системе без него, что связано с разным физическим механизмом организации движения воздуха в рассматриваемых системах.

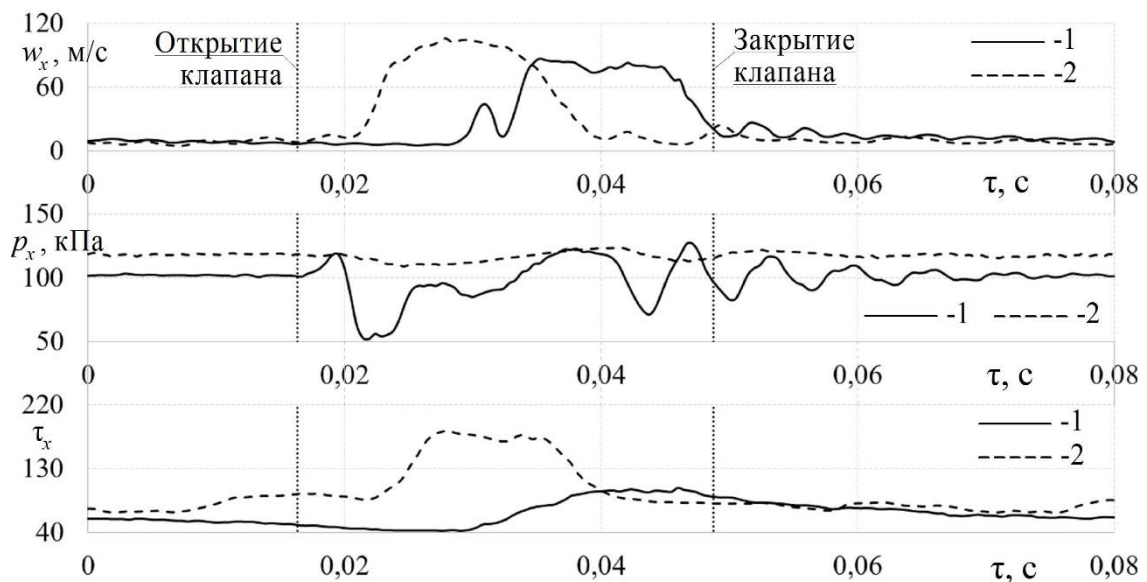


Рисунок 5.5 – Зависимости местных скоростей w_x и давлений p_x потока газа, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы от времени во впускной системе: 1 – двигатель без наддува ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$); 2 – двигатель с турбонаддувом ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$)

Изменение скорости потока воздуха сопровождается ростом среднего давления в газодинамической системе с турбокомпрессором в диапазоне от 0,111 МПа до 0,146 МПа (в пределах 23 %) и соответствующим увеличением плотности рабочего тела от 5 до 12 %. Таким образом, полученные данные о газодинамических

параметрах потоков во впускной системе поршневого ДВС с ТК подтвердили известные закономерности [248, 249]: с увеличением частоты вращения вала ТК при данной частоте вращения КВ поршневого двигателя среднее давление наддува возрастает, а с увеличением частоты вращения КВ ДВС при данной частоте вращения вала турбокомпрессора давление и скорость потока становятся больше.

Следует отметить, что после закрытия впускного клапана скорость потока воздуха в исследуемых газодинамических системах не становится равной нулю, а наблюдаются ее колебания. Данное колебательное явление наиболее характерно для впускных систем ДВС с ТК, что можно объяснить остаточным влиянием центробежного компрессора, который продолжает нагнетать сжатый воздух в газодинамическую систему даже после закрытия впускного клапана (т.е. завершения процесса впуска). Это также подтверждается сравнительным анализом изменения местного давления p_x во впускной системе ДВС с турбонаддувом и без него (Рисунки 5.3-5.5). Показано, что давление потока во впускной системе двигателя с ТК в течение всего рабочего цикла остается практически постоянным (равным давлению наддува, характерным для данного режима работы ДВС и ТК). Некоторые заметные колебания относительно среднего значения p_x наблюдаются в основном в процессе заполнения полости переменного объема (во время открытого впускного клапана). В то время как давление потока во впускной системе двигателя без ТК изменяется более существенно, как в период открытого впускного клапана, так и после его закрытия. Данные отличия в закономерностях изменения $p_x = f(\tau)$ во впускной системе можно объяснить разными физическими механизмами формирования пульсирующих потоков в двигателях с турбонаддувом и без него. Следует отметить, что с ростом частоты вращения КВ заметно увеличиваются максимальные амплитуды колебаний давления потока в газодинамической системе без ТК (от 17 кПа при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ до 70 кПа и 240 кПа при частотах 1500 и 3000 мин^{-1} , соответственно). Это говорит о турбулизации потока.

Разные газодинамические условия во впускной системе поршневых ДВС с ТК и без него приводят к существенным отличиям в интенсивности теплоотдачи (Рисунки 5.3-5.5). Установлено, что во впускном трубопроводе поршневого ДВС с

турбонаддувом в отличие от безнаддувного при всех частотах вращения вала ТК возрастают как максимальные значения τ_x , так и его средние значения. Например, при частоте вращения КВ 600 мин^{-1} максимальные значения локальных напряжений трения в газодинамической системе с ТК почти в 2 раза выше, чем в безнаддувном случае, а при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ отличие составляет уже около 75 %. Также можно отметить, что интенсивное изменение функции $\tau_x = f(\tau)$ в газодинамической системе с турбокомпрессором начинается раньше, чем в системе без ТК, что также свидетельствует о росте теплообмена в случае наличия ТК в системе.

Однако, следует иметь ввиду, что количественные отличия в интенсивности теплоотдачи частично связаны с разными расходными характеристиками через впускную систему поршневых ДВС с ТК и без него (Рисунок 5.6).

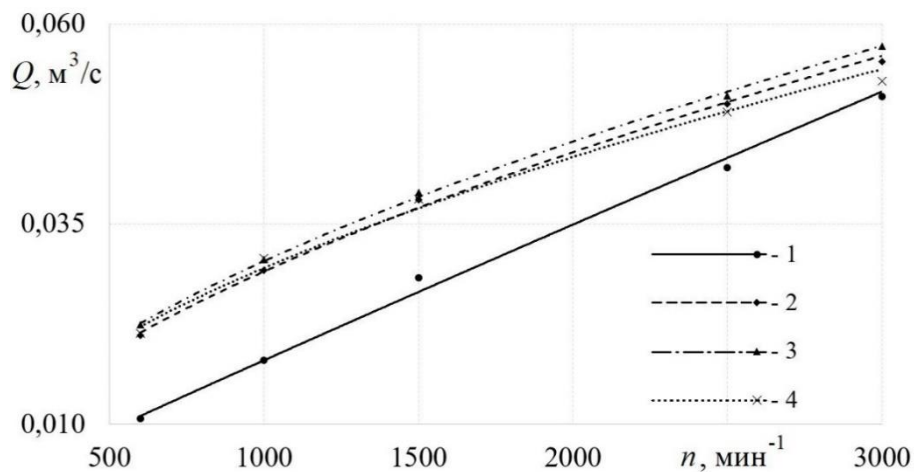


Рисунок 5.6 – Зависимость объемного расхода Q через впускную систему от частоты вращения КВ двигателя n при разных частотах вращения вала турбокомпрессора: 1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 3 – с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$); 4 – $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка 5.6 видно, что при низких значениях частот вращения КВ $n < 2000 \text{ мин}^{-1}$ расход воздуха Q через газодинамическую систему двигателя с ТК выше в среднем на 25-30 % по сравнению с Q в ДВС без турбонаддува. С ростом частоты вращения n отличия в расходах Q уменьшаются до 7-10 %. При этом, следует отметить, что рост расхода воздуха через впускную систему ДВС наблюдается вплоть до частоты вращения вала ТК равной 42000 мин^{-1} , после чего расход Q либо

остается неизменным, либо снижается. Это можно объяснить тем, что при $n_{\text{ТК}} > 42000 \text{ мин}^{-1}$ компрессор ТК имеет избыточную производительность по сравнению с потребностью ДВС.

Для того, чтобы оценить влияние внешней турбулентности (от механического воздействия лопаточного аппарата компрессора) на пульсирующий поток газа во впускной системе двигателя была рассчитана степень турбулентности Tu по методике, описанной во второй главе, при наличии ТК и без него (Рисунок 5.7).

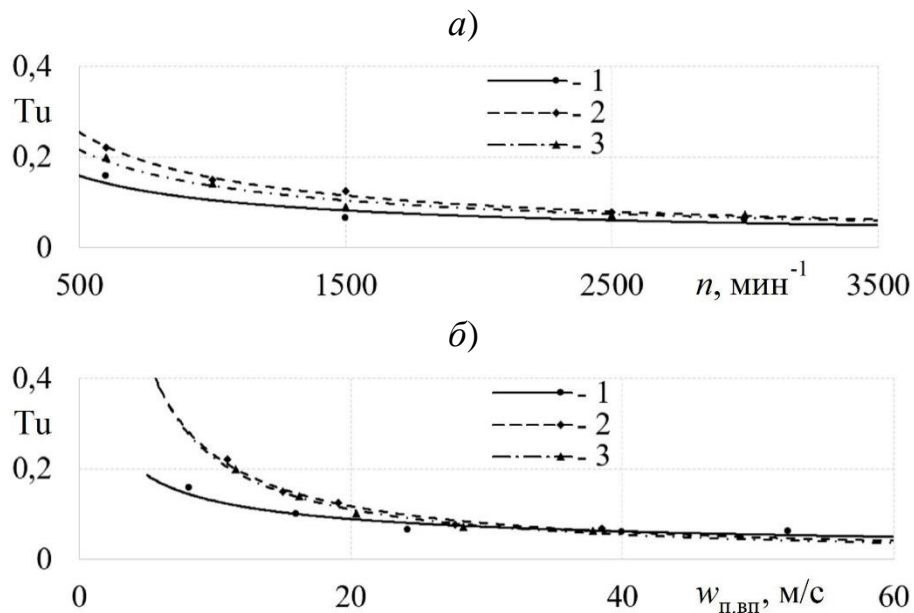


Рисунок 5.7 – Зависимость степени турбулентности Tu во впускной системе двигателя от частоты вращения КВ n (а) и от скорости потока (б) при разных частотах вращения вала турбокомпрессора: 1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с ТК ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 3 – с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 50000 \text{ мин}^{-1}$)

Из рисунка 5.7 видно, что установка турбокомпрессора приводит к существенному росту степени турбулентности (до 30 %), что особенно характерно для низких частот вращения коленчатого вала ($n < 1200 \text{ мин}^{-1}$). Это можно объяснить двумя причинами: 1) существенным ростом расхода воздуха через впускную систему и, соответственно, избыточной производительностью компрессора ТК на данном режиме работы; 2) механическим воздействием лопаточного аппарата компрессора на нестационарный поток (повышенной турбулентностью потока). Следует отметить, что с ростом частоты вращения вала ТК степень турбулентности

пульсирующего потока в рассматриваемой системе практически не изменяется, соответственно, при среднерасходной скорости более 40 м/с влияние компрессора на степень турбулентности прекращается. Для того, чтобы количественно оценить вклад каждого из этих факторов нужны дополнительные исследования по изучению структуры потоков в газодинамической системе с турбокомпрессором с учетом газодинамической нестационарности. Следует отметить, что с ростом частоты вращения вала ТК степень турбулентности пульсирующего потока фактически не изменяется (отличия в значениях T_u составляют не более 5 %, что находится в пределах неопределенности эксперимента). При этом, при частотах вращения КВ около 2500-3000 мин⁻¹ степень турбулентности в системе с ТК существенно снижается и принимает значения, характерные для двигателя без ТК.

Спрогнозировать уровень турбулентных вихрей в газоздушных системах на этапе проектирования поршневых двигателей можно на основе спектрального анализа периодических функций скорости и давления потоков. Таким образом, одна из целей данного исследования заключалась в проведении сравнительного анализа спектров газодинамических характеристик потоков во впускных системах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, а также в оценке степени влияния турбокомпрессора на структуру течения в подобных системах.

На рисунке 5.8 представлены графики амплитуд спектра для функции $w_x = f(\tau)$ применительно к двигателям с турбонаддувом и без него. Из рисунка видно, что установка турбокомпрессора приводит к существенному изменению структуры потока во впускной системе. Во-первых, изменяются значения значимых частот амплитуд пульсаций скорости потока воздуха. Во-вторых, изменяется закономерность изменения амплитуд спектра функции $w_x = f(\tau)$. Из рисунка 5.8 также видно, что график амплитуд спектра скорости потока воздуха во впускной системе двигателя без турбонаддува имеет практически линейный вид. Установка турбокомпрессора приводит к более сложному виду функции $A_w = f(f)$.

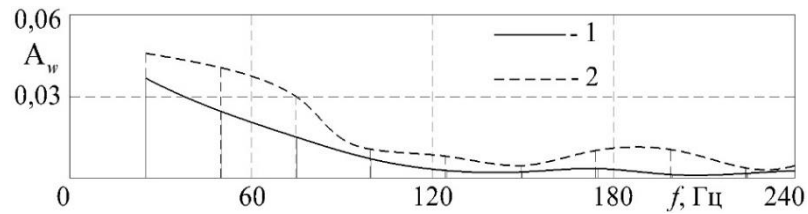


Рисунок 5.8 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в газодинамической системе двигателя без турбокомпрессора (1) для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и с ТК (2) для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 5.9 представлены графики амплитуд спектра скорости потока воздуха во впускной системе ДВС с турбокомпрессором для разных режимов работы.

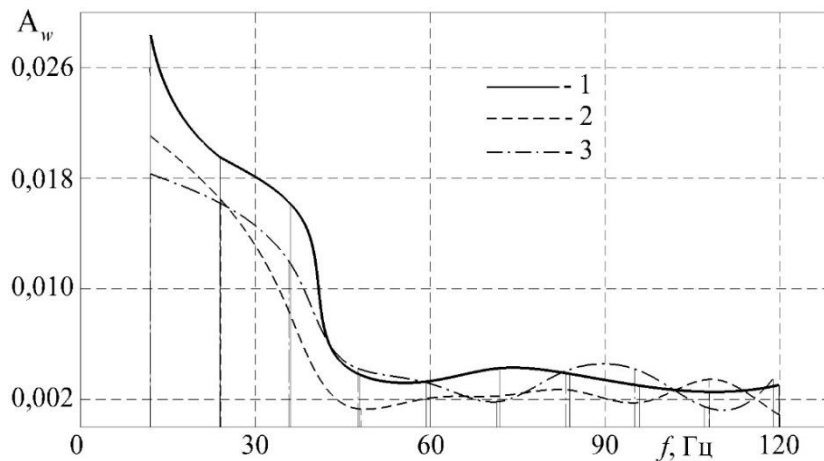


Рисунок 5.9 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в газодинамической системе двигателя с турбокомпрессором при частоте вращения КВ $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и для разных частот вращения вала ТК:

$$1 - n_{\text{ТК}} = 30000 \text{ мин}^{-1}; 2 - n_{\text{ТК}} = 40000 \text{ мин}^{-1}; 3 - n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$$

Из рисунка 5.9 видно, что частота вращения вала ТК оказывает заметное влияние на структуру потока воздуха во впускной системе поршневого ДВС. При этом, можно отметить, что значимые амплитуды частот пульсаций имеют одинаковые частоты при всех значения $n_{\text{ТК}}$: 12,1 Гц, 22,8 Гц, 33,5 Гц, 44,2 Гц и т.д. вплоть до 150 Гц. Кратность значимых частот составляет 10,7 Гц. Наибольшие отличия в амплитудах пульсаций скорости потока воздуха наблюдаются для первых трех значимых частот. Максимальная величина отличий может достигать 33 %. Это свидетельствует о том, что в зависимости от режима работы ДВС и ТК зависит уровень

турбулентности потока воздуха в газодинамической системе. При этом, повышенная турбулентность потока может отрицательно влиять на качество заполнения полости переменного объема рабочим телом, поскольку в этом случае возрастает аэродинамическое сопротивление системы. Поэтому необходимо разрабатывать способы стабилизации пульсирующих потоков во впускной системе поршневого двигателя, что особенно актуально для ДВС с ТК.

Подобный спектральный анализ был проведен и для амплитуд спектра для функции $p_x = f(\tau)$ применительно к газодинамическим системам с турбонаддувом и без него (Рисунок 5.10). Из рисунка видно, что значимые частоты в обоих случаях остаются неизменными. При этом, установка ТК приводит к некоторому сглаживанию функции $A_p = f(f)$. Также снижаются значения амплитуд пульсаций давления потока в среднем на 22 %, что характерно для всего исследованного диапазона частот вращения вала ТК и коленвала ДВС.

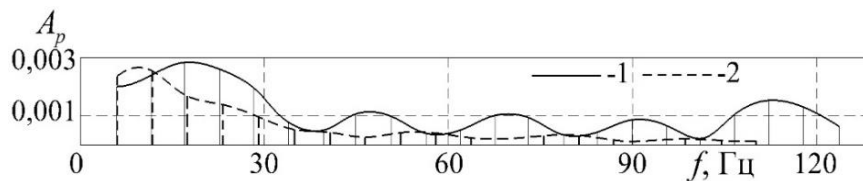


Рисунок 5.10 – Графики амплитуд спектра давления потока воздуха p_x в газодинамической системе двигателя без турбокомпрессора (1) для $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и с ТК (2) для $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{тк}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 5.11 представлены графики амплитуд спектра скорости потока воздуха во впускной системе двигателя с турбокомпрессором для разных режимов работы ТК. Из рисунка 5.11 видно, что с ростом скорости вращения вала ТК происходят существенные изменения в функции $A_p = f(f)$: увеличиваются низкочастотные значения амплитуд пульсаций давления потока примерно до 2 раз; и наоборот, имеет место снижение высокочастотных значений пульсаций давления также до 2 раз. Это свидетельствует о существенном влиянии механического воздействия лопаточного аппарата колеса компрессора (внешней турбулентности) на структуру потока в газодинамической системе двигателя с ТК. Соответственно, можно

предположить, что изменение газодинамических условий во впускной системе ДВС приведет к значительному влиянию на интенсивность теплообмена в ней [250].

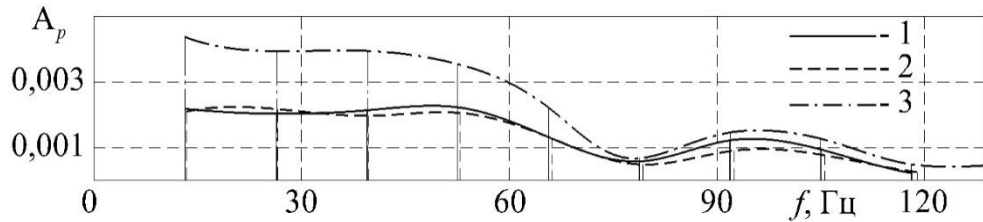


Рисунок 5.11 – Графики амплитуд спектра давления потока воздуха p_x во впускной системе двигателя с турбонаддувом при частоте вращения КВ

$n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и для разных частот вращения вала ТК:

1 – $n_{\text{ТК}} = 30000 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n_{\text{ТК}} = 40000 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Для того, чтобы сравнить интенсивность теплоотдачи во впускной системе поршневых ДВС с ТК и без него, производилось осреднение локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов (Рисунки 5.12 и 5.13).

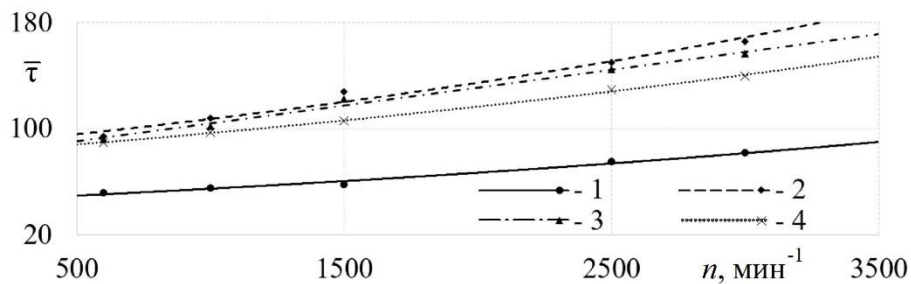


Рисунок 5.12 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности

трубопроводов базовой газодинамической системы (1) и системы с ТК (2) при заполнении полости переменного объема от частоты вращения вала n

при разных частотах вращения вала турбокомпрессора: 1 – двигатель без ТК;

2 – двигатель с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$);

3 – с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$); 4 – $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Примечание: значения $\bar{\tau}$ получены при разных расходах воздуха Q

через газодинамическую систему ДВС

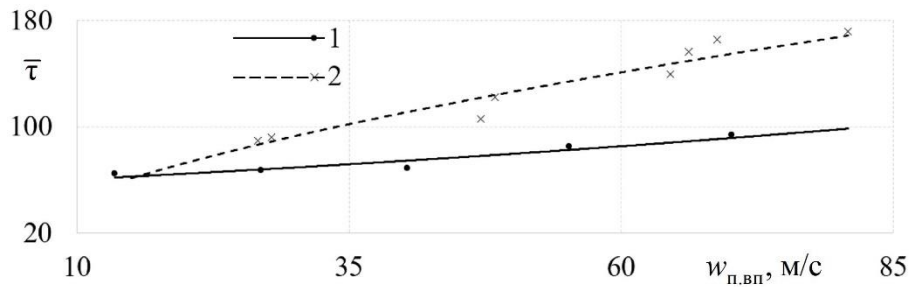


Рисунок 5.13 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов базовой газодинамической системы (1) и системы с ТК (2) при заполнении полости переменного объема от и скорости потока газа $w_{п.вп}$

Примечание: значения $\bar{\tau}$ получены при разных расходах воздуха Q через газодинамическую систему ДВС

Из рисунков 5.12 и 5.13 видно, что осредненные напряжения трения во впускной системе поршневого двигателя с турбонаддувом (при $n_{тк} = 35000 \text{ мин}^{-1}$) имеют более высокие значения (в среднем на 50 %) по сравнению с $\bar{\tau}$ для ДВС без ТК. Следует отметить, что с ростом частоты вращения вала ТК наблюдается снижение интенсивности теплоотдачи во впускной системе двигателя вплоть до 20 %. Данное явление можно объяснить влиянием внешней турбулентности на теплоотдачу, а именно тем, что с ростом $n_{тк}$ происходит снижение степени турбулентности Tu , которое вызывает соответствующее уменьшение напряжений трения на поверхности каналов (см. анализ выше и в приложении 1).

На основе этих данных были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с турбокомпрессором к уровню теплоотдачи в базовой системе, т.е. без турбокомпрессора (Рисунок 5.14). Соответственно, оценить влияние внешней турбулентности на интенсивность теплоотдачи в газодинамических системах с ТК и без него при заполнении полости можно по рисунку 5.14 (результаты получены при одинаковых расходах через системы). Из рисунка, а видно, что установка ТК во впускную систему приводит к существенному росту интенсивности теплоотдачи (вплоть до 70 %) по сравнению с базовой системой впуска.

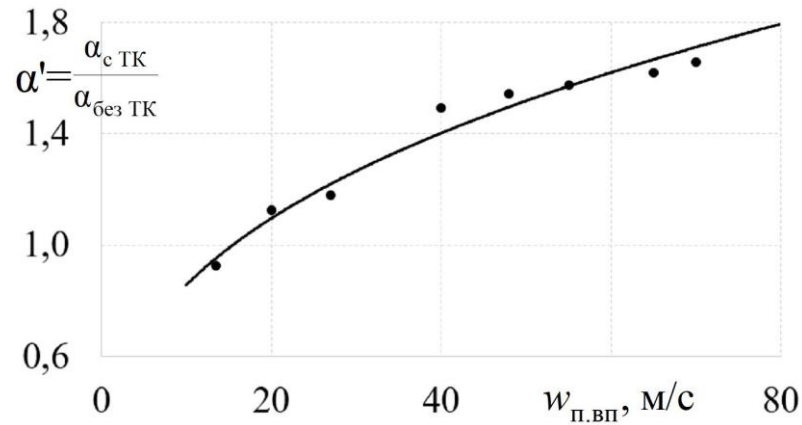


Рисунок 5.14 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи α' (с турбонаддувом / без ТК) от скорости потока w в газодинамической системе при заполнении полости переменного объема

Отличия в интенсивности теплоотдачи при установке ТК в газодинамические системы можно объяснить совокупным влиянием ряда факторов: 1) разным физическим механизмом создания движения потоков воздуха; 2) различным действием внешней турбулентности на нестационарные потоки при разном механизме движения; 3) разными аэродинамическими сопротивлениями систем. При этом, количественно выделить вклад каждого фактора в изменение теплоотдачи можно лишь на основании подробного исследования структуры потоков в каждом элементе конкретной газодинамической системы.

Следует отметить, что в прикладном аспекте повышение относительного локального коэффициента теплоотдачи при установке ТК может привести к нежелательному подогреву рабочего тела в процессе заполнения полости от горячих стенок трубопровода, а также к увеличению температурных напряжений в элементах газодинамической системы. Поэтому одной из актуальных задач для двигателей с турбонаддувом является разработка способов снижения интенсивности теплообмена во впускных системах, что улучшит их эксплуатационные показатели.

В следующем разделе рассмотрено влияние лопаточного механизма турбины ТК на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема.

5.2 Сравнительный газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема при наличии и отсутствии внешней турбулентности

Прежде чем проводить анализ экспериментальных данных по данной теме, рассмотрим физические особенности газодинамических процессов в выпускных системах ДВС. Следует отметить, что движущим фактором потоков в процессе опорожнения газов из полости (цилиндра) является избыточное давление, т.е. после открытия клапана возникают волны сжатия. Как было показано в первой главе, в настоящее время не так много экспериментальных исследований, связанных с изучением газодинамики и теплообмена в гидравлических системах, конфигурации которых характерны для поршневых ДВС, в условиях газодинамической нестационарности. Отчасти это объясняется сложностью объекта исследования, поскольку газовые потоки в гидравлических системах двигателей являются пульсационными (клапанный узел работает с частотами от 10 до 100 Гц и выше). Пульсационные процессы связаны с циклическим характером рабочего процесса поршневых ДВС и определяются величиной частоты вращения КВ (скоростным режимом двигателя). Некоторые авторские результаты по этой тематике описаны в [251-253]. Ключевая особенность пульсаций потоков газа в выпускной системе заключается в том, что в течении рабочего цикла двигателя клапан большую часть времени (около 66 %) находится в закрытом состоянии и, соответственно, газ не подается в систему. Время цикла, в свою очередь, зависит от частоты вращения КВ и в данном исследовании оно находилось в диапазоне от 0,04 с (при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$) до 0,2 с (при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$).

Другая важная особенность пульсирующих потоков в выпускной системе, определяющая газодинамические условия теплообмена со стенками каналов, состоит в наличии возвратных течений в них. Это явление в выпускной системе, объясняется тем, чтодвигающийся из цилиндра газовый поток отражается от лопаток колеса турбины, глушителя или атмосферы и начинает двигаться в обратном направлении. Вернувшись к клапанному узлу, поток вновь отражается, что опять

заставляет его двигаться на выход [254, 255]. Рассматриваемые обратные волны давления в выпускной системе возможны как раз вследствие того, что период открытого клапана составляет лишь 34 % времени от всего рабочего цикла двигателя, что способствует развитию возвратных течений.

Существенно усложняет физику процессов установка в выпускную систему турбокомпрессора [256-259]. В этом случае на пульсирующее течение воздействуют лопатки колеса турбины ТК, которые создают дополнительные колебательные явления в потоке газа, турбулизируя его (внешняя турбулентность).

Поэтому актуальным направлением в развитии поршневого двигателестроения является разработка технических решений по совершенствованию газодинамики и теплообмена потоков газа в выпускной системе с целью улучшения эксплуатационных и экологических показателей двигателей.

В данном разделе представлены результаты экспериментальных исследований по оценке степени влияния наличия турбины ТК в выпускной системе поршневого ДВС на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков.

В данной работе изучалась гидрогазодинамика и теплообмен газовых потоков при разных начальных условиях в газодинамических системах сложной конфигурации при опорожнении полости переменного объема применительно к выпускным системам поршневых двигателей. Была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка – выпускная система одноцилиндрового поршневого ДВС, которая состояла из следующих основных элементов: полость-цилиндр, криволинейный канал с клапанным узлом, электрический двигатель для привода клапанов, трубопровод с датчиками, дополнительно в нее мог устанавливаться турбокомпрессор (см. главу 2).

Основные геометрические характеристики данной выпускной системы: диаметр цилиндра – 82 мм, высота подъема клапана – 9 мм, внутренний диаметр криволинейного канала и выпускного трубопровода – 30 мм, общая длина тракта (до входного канала турбины ТК) – 450 мм. Частота работы клапанного узла составляла от 12 до 60 Гц, что соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя 600-3000 мин⁻¹. В цилиндр-полость экспериментальной установки поступал

сжатый воздух из внешнего источника при постоянном избыточном давлении от 0,05 до 0,2 МПа – начальное давление выпуска p_{out} . Для сглаживания пульсаций воздуха перед его подачей в цилиндр, сжатый воздух предварительно поступал в ресивер – бак объемом около 0,3 м³ с выравнивающей решеткой. На входе в цилиндр также был установлен хонейкомб для дополнительного выравнивания поля скоростей сжатого воздуха. При данных начальных условиях на выпуске ротор турбокомпрессора имел частоту вращения $n_{тк}$ от 6000 до 32000 мин⁻¹.

На рисунках 5.15-5.18 в качестве примера приведены зависимости местных скорости w_x и давления потока p_x , а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности каналов во времени для выпускной системы с ТК и без него.

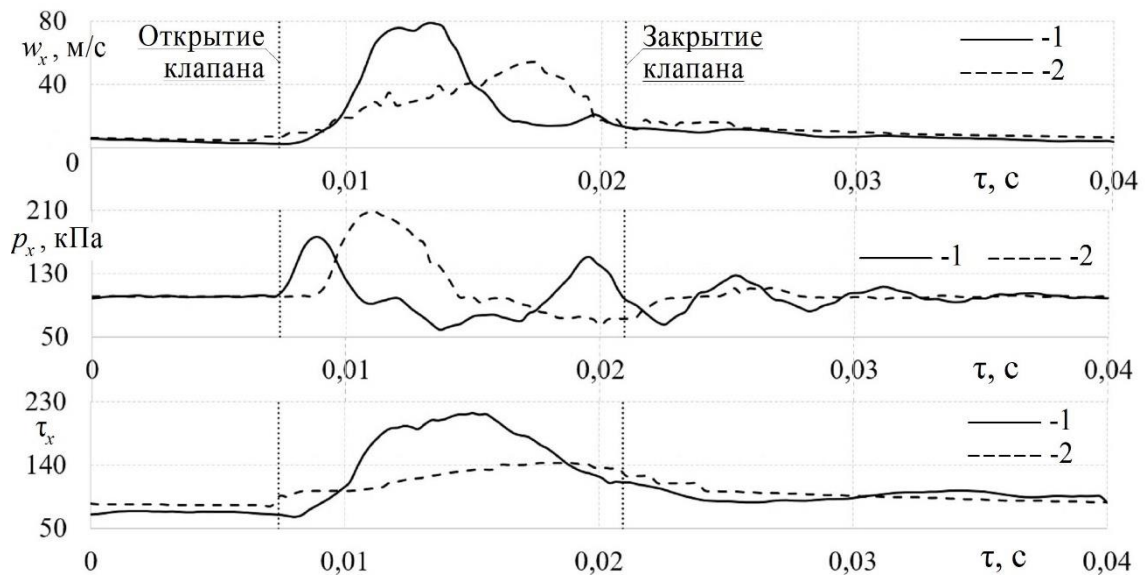


Рисунок 5.15 – Зависимости местных скорости потока воздуха w_x и давления p_x , а также локальных напряжений трения τ_x от времени τ в выпускной системе при давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа и $n = 3000$ мин⁻¹:
1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с турбонаддувом

Из рисунков 5.15-5.18 видно, что установка ТК приводит к заметным изменениям в газодинамике и теплообмене пульсирующих потоков. Так, имеет место снижение максимальной скорости потока газа в газодинамической системе с турбокомпрессором в диапазоне от 5 до 55 %. Это связано с увеличением аэродинамического сопротивления газодинамической системы после установки ТК. Также,

можно отметить, что после закрытия выпускного клапана фактически отсутствуют колебания воздуха в системе с ТК и без него.

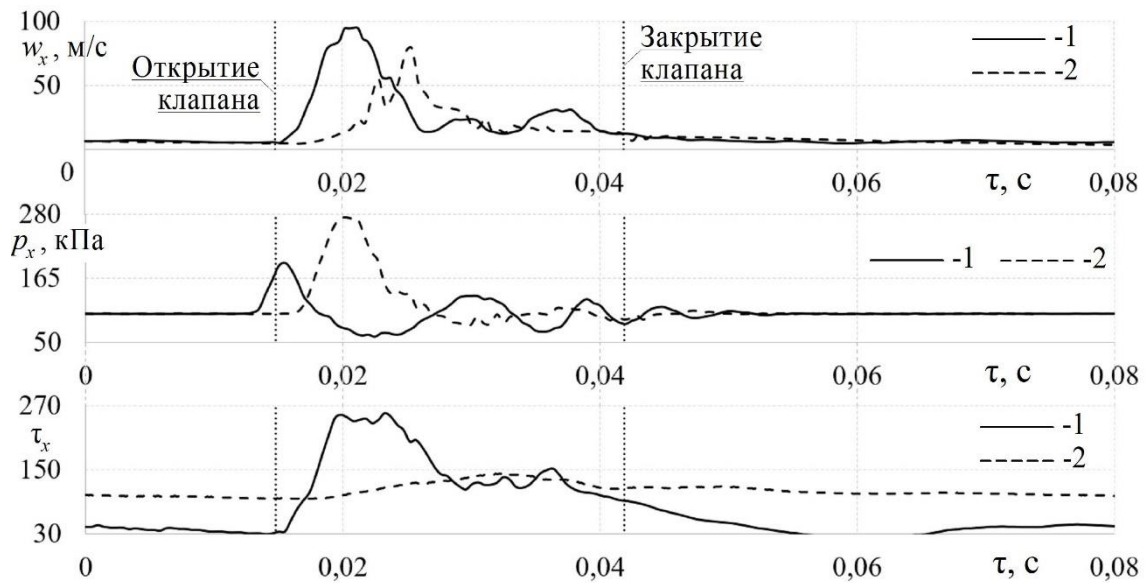


Рисунок 5.16 – Зависимости местной скорости потока воздуха w_x и давления p_x ,

а также локальных напряжений трения τ_x от времени в выпускной системе

при давлении на выпуске $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 1500$ мин⁻¹:

1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с турбонаддувом

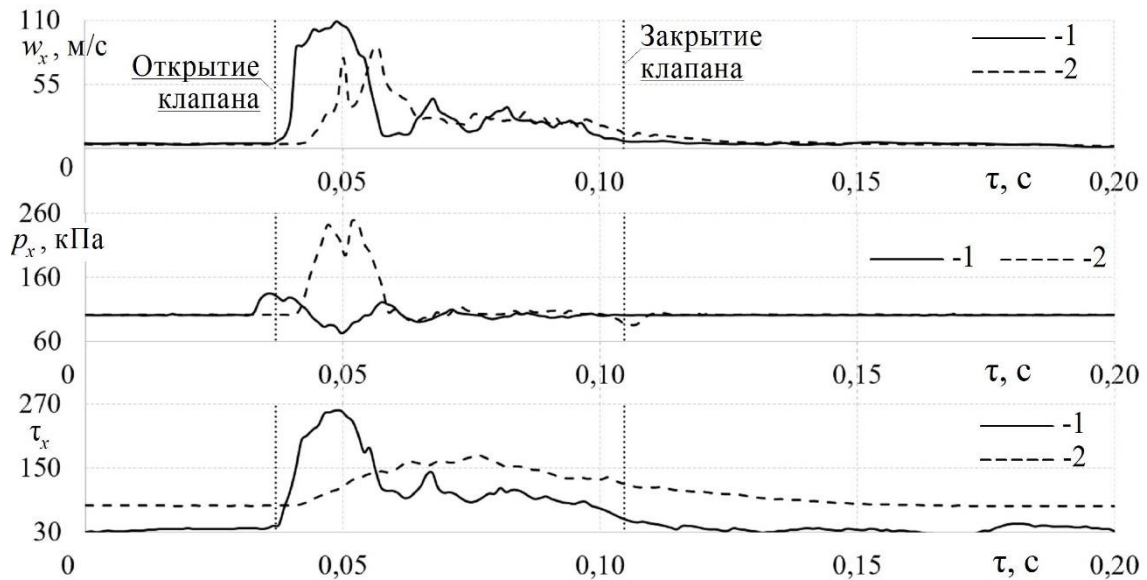


Рисунок 5.17 – Зависимости местной скорости потока воздуха w_x и давления p_x ,

а также локальных напряжений трения τ_x от времени в выпускной системе

при давлении на выпуске $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 600$ мин⁻¹:

1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с турбонаддувом

При этом, в результате увеличившегося аэродинамического сопротивления системы максимальные значения давления потока, наоборот, возрастают на 4-37 % (Рисунки 5.15-5.18). Следует отметить, что после закрытия выпускного клапана в газодинамической системе имеют место заметные колебания давления потока, что характерно для системы без ТК и с ТК. Однако, в случае установки турбокомпрессора в выпускную систему имеет место более быстрое затухание колебаний давления после закрытия клапана. Эти данные получали и другие авторы (см. глава 1).

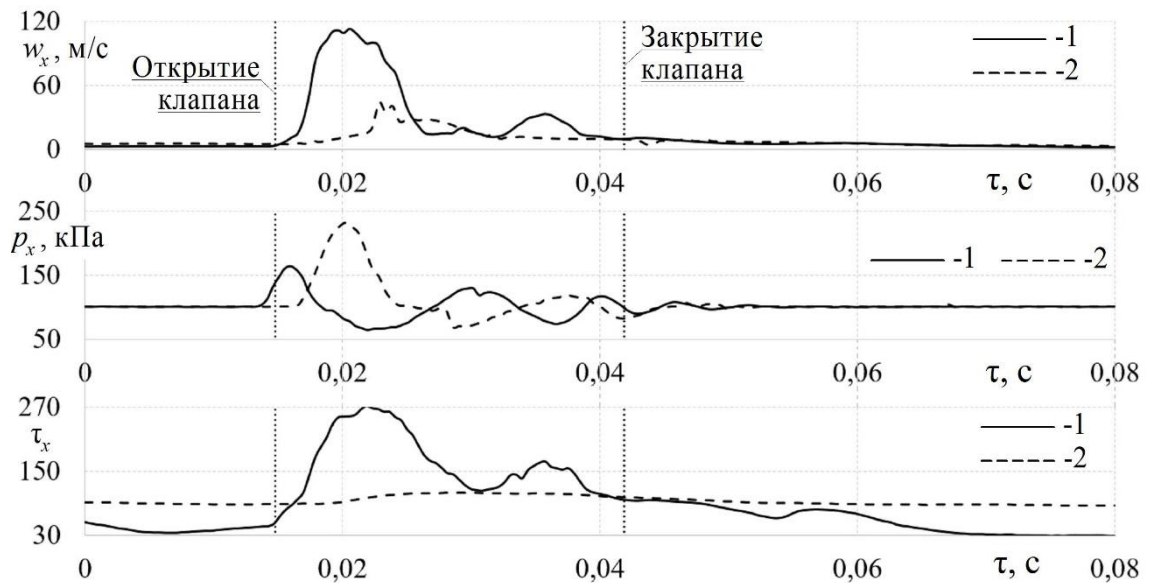


Рисунок 5.18 – Зависимости местной скорости потока воздуха w_x и давления p_x , а также локальных напряжений трения τ_x от времени τ в выпускной системе при давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа и $n = 1500$ мин⁻¹:
1 – двигатель без наддува; 2 – двигатель с турбонаддувом

Также наблюдается снижение максимальных значений локальных напряжений трения при наличии в выпускной системе турбокомпрессора, которое достигает 65 % по сравнению с базовой системой (Рисунки 5.15-5.18). При этом наблюдается значимое сглаживание функции $\tau_x = f(\tau)$ при наличии в газодинамической системе ТК, которое наблюдается в течении всего рабочего цикла двигателя, а не только в период процесса выпуска. В свою очередь, в газодинамической системе без ТК наблюдаются ярко выраженные максимумы функции $\tau_x = f(\tau)$ в период процесса выпуска.

Влияние установки турбокомпрессора на расходные характеристики воздуха через выпускную систему можно проследить по рисунку 5.19.

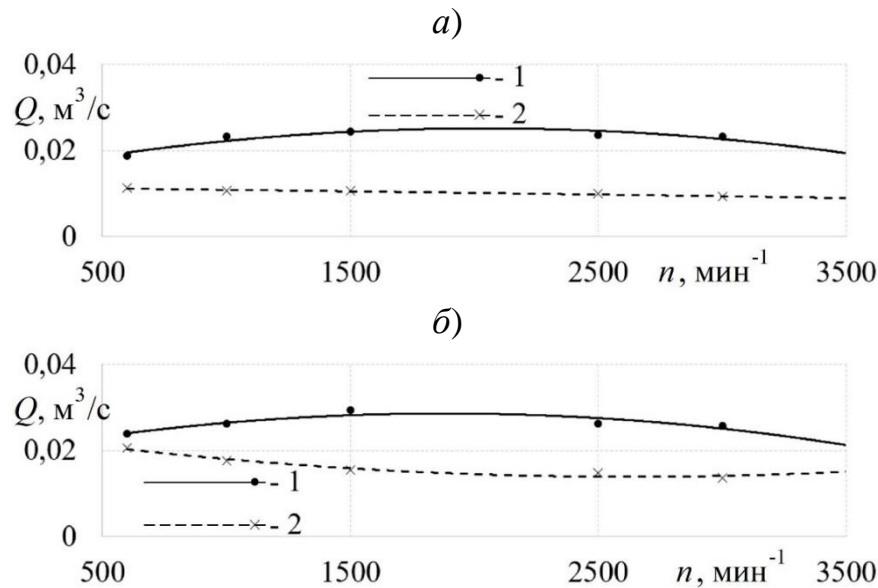


Рисунок 5.19 – Зависимость объемного расхода Q через выпускную систему от частоты вращения КВ двигателя n при давлении на выпуске $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ (а) и $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$ (б): 1 – ДВС без наддува; 2 – ДВС с турбонаддувом

Из рисунка 5.19 видно, что наличие ТК приводит к снижению расхода воздуха через газодинамическую систему в среднем на 21 % при $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$, а при $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$ отличия сокращаются до 11 %. Тенденция снижения расхода воздуха через выпускную систему с ТК имеет место во всем исследуемом диапазоне частот вращения КВ двигателя. В данном случае, полученные данные, совпадают с результатами по влиянию аэродинамического сопротивления газодинамической системы на ее расходные характеристики [260].

Полученные закономерности изменения тепломеханических характеристик потоков газа в выпускной системе с турбокомпрессором и без него связано с тем, что ТК в данном случае создает дополнительное аэродинамическое сопротивление на выпуске. Среднее значение коэффициента аэродинамического сопротивления выпускной системы без ТК составляло $\xi = 1,7$ (коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,0239$), а при наличии ТК – $\xi = 3,85$ ($\lambda = 0,241$). Однако, было бы неправильно рассматривать турбокомпрессор исключительно как статический элемент

выпускной системы двигателя, который только создает дополнительное аэродинамическое сопротивление в рассматриваемой системе. Поскольку ТК – это динамическое устройство с лопаточным аппаратом на колесе турбины, вращающееся с частотой $n_{\text{ТК}}$ от 6000 до 32000 мин^{-1} . Таким образом, ТК создает особые газодинамические условия в выпускной системе, воздействуя вращающимися лопатками на пульсирующие газы, тем самым создавая мелкомасштабную (внешнюю) турбулентность в потоке. Это подтверждается публикациями по экспериментальному исследованию особенностей газодинамики и теплообмена нестационарных потоков в выпускных системах ДВС [261-263].

Поэтому для более детального изучения влияния турбокомпрессора на тепло-механические характеристики пульсирующих потоков в выпускной системе была рассчитана степень турбулентности потоков газа при наличии и отсутствии в системе ТК (Рисунки 5.20 и 5.21). Данные представлены для разных режимов.

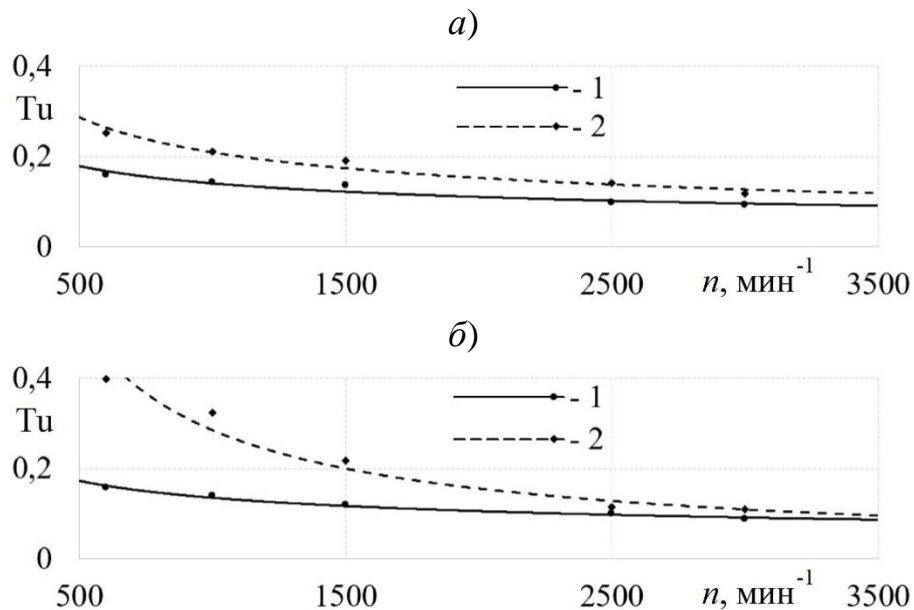


Рисунок 5.20 – Зависимость степени турбулентности Tu в выпускной системе поршневого двигателя от частоты вращения КВ n при давлении на выпуске $p_{\text{out}} = 0,1 \text{ МПа}$ (а) и $p_{\text{out}} = 0,2 \text{ МПа}$ (б):
1 – двигатель без наддува; 2 – ДВС с турбонаддувом

Из рисунка 5.20 видно, что установка турбокомпрессора в выпускную систему приводит к существенному росту степени турбулентности: при $p_{\text{out}} = 0,1 \text{ МПа}$ рост

Tu достигает 25 % раз, а при $p_{out} = 0,2$ МПа отличия увеличиваются до 2,2 раза по сравнению с базовой газодинамической системой. При этом максимальное увеличение степени турбулентности наблюдается при частотах вращения КВ до 1500 мин⁻¹. Это можно объяснить усилением возвратных течений в выпускной системе вследствие воздействия на поток лопаток колеса турбины ТК. При высоких значениях n отличия в значениях Tu не превышают 10-15 % для базовой выпускной системы и системы с ТК.

Аналогичные данные были получены и при обработке экспериментальных данных в виде функции $Tu = f(w_{п.вып})$ (Рисунок 5.21).

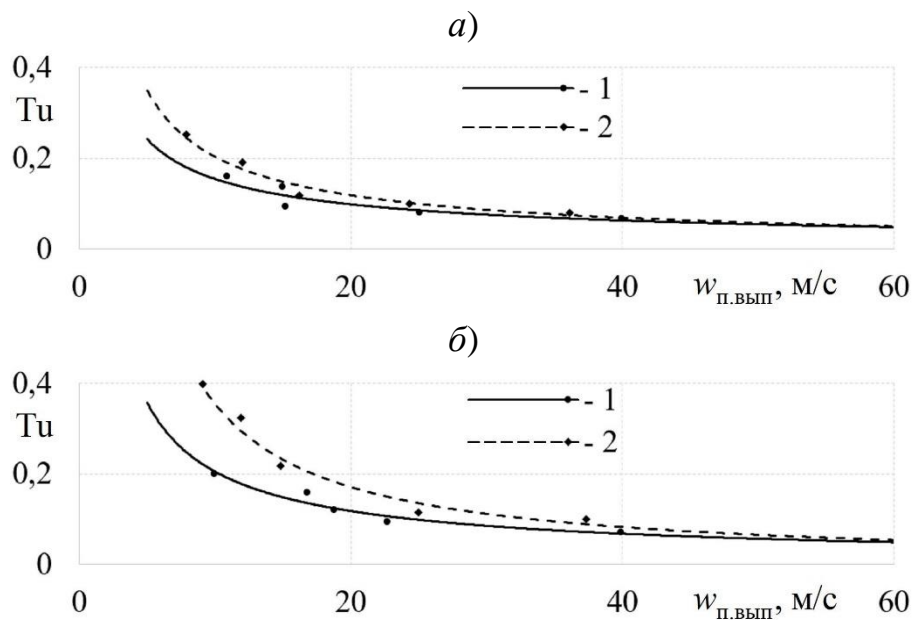


Рисунок 5.21 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока воздуха $w_{п.вып}$ в выпускной системе поршневого двигателя при давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа (а) и $p_{out} = 0,2$ МПа (б):
1 – двигатель без наддува; 2 – ДВС с турбонаддувом

Из рисунка 5.21 видно, что при низких скоростях потока (w_x до 20 м/с) степень турбулентности в выпускной системе с ТК в 1,2-2,1 раза выше, чем в системе без него. При больших значениях w_x отличия в Tu не превышают 10 % для газодинамических систем с ТК и без него. Существенный рост степени турбулентности при низких скоростях потока в выпускной системе с ТК можно объяснить тем, что в

этом случае влияние лопаток колеса турбины на поток является максимальным, поскольку расход воздуха через систему небольшой, частота вращения вала турбокомпрессора не превышает 8000 мин^{-1} , что создает условия для турбулизации потока от механического воздействия лопаток на поток. Соответственно, с увеличением расходных характеристик и ростом $n_{\text{ТК}}$ влияние лопаточного аппарата на пульсирующий поток нивелируется, и величина степени турбулентности приближается к значениям T_u , характерным для выпускной системы без ТК.

Для более подробного анализа пульсационных составляющих потоков газа в выпускной системе двигателя с ТК и без него был выполнен спектральный анализ зависимостей $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ (Рисунки 5.22-5.25).

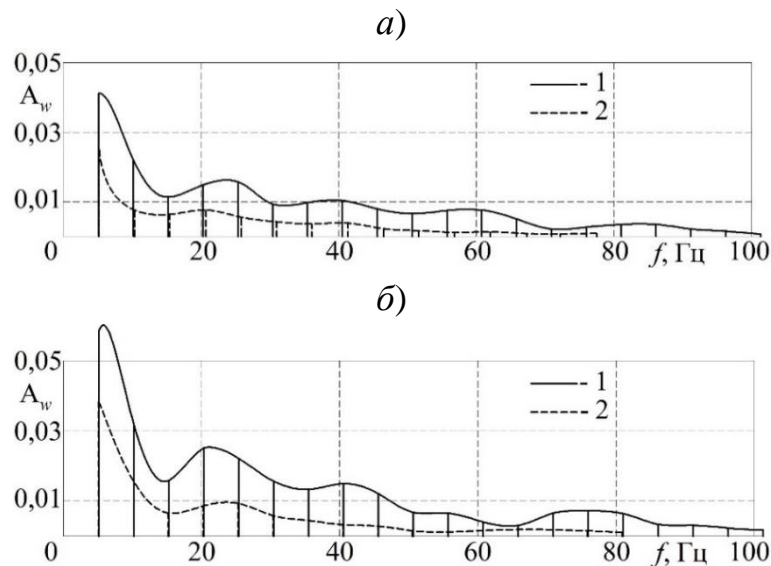
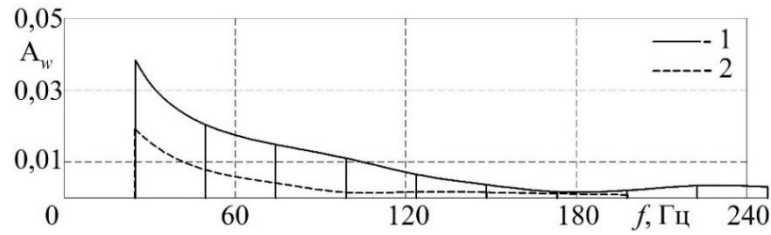


Рисунок 5.22 – Графики амплитуд спектра скорости потока газа w_x в выпускной системе двигателя без турбокомпрессора (1) и с ТК (2) для $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и разных начальных давлениях выпуска: а) $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$; б) $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Из рисунков 5.22 и 5.23 видно, что при малых ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$) и больших частотах вращения КВ ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$) имеет место снижение амплитуд пульсаций скорости потока воздуха при установке ТК в газодинамическую систему на 35-55 %. То есть в данном случае турбокомпрессор выступает фактически как статический элемент системы, увеличивающий ее аэродинамическое сопротивление и тем самым вызывая стабилизацию потока. Но очевидно, что его воздействие более носит более сложный характер.

а)



б)

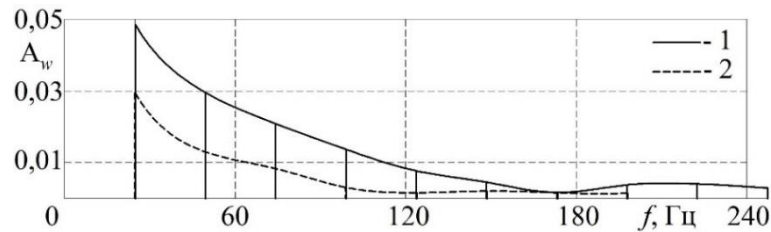
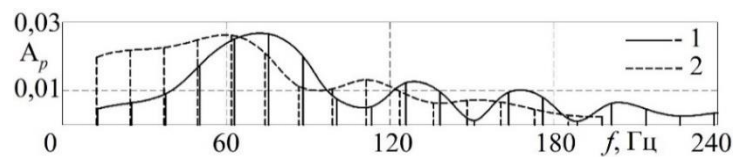


Рисунок 5.23 – Графики амплитуд спектра скорости потока газа w_x в выпускной системе двигателя без турбокомпрессора (1) и с ТК (2) для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и разных начальных давлениях выпуска: а) $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$; б) $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

При этом, график амплитуд спектра давления в выпускной системе с ТК и без него свидетельствует о более сложном влиянии турбокомпрессора на газодинамику пульсирующих потоков (Рисунки 5.24 и 5.25).

а)



б)

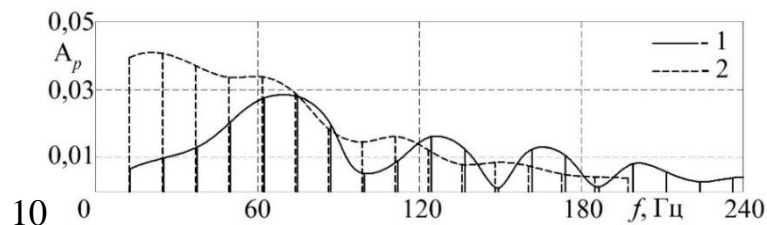


Рисунок 5.24 – Графики амплитуд спектра давления потока газа p_x в выпускной системе двигателя без турбокомпрессора (1) и с ТК (2) для $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и разных начальных давлениях выпуска: а) $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$; б) $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Из рисунков 5.24 и 5.25 видно, что значимые частоты пульсаций давления простираются вплоть до 500 Гц (высокочастотные составляющие). При этом, имеет место, как рост амплитуд пульсаций, так и их снижение при установке ТК в выпускную систему двигателя. Для того, чтобы сделать однозначные выводы о влиянии турбокомпрессора на газодинамику пульсирующих потоков необходимо провести дополнительные исследования оптическими методами по изучению структуры течений в подобных газодинамических системах.

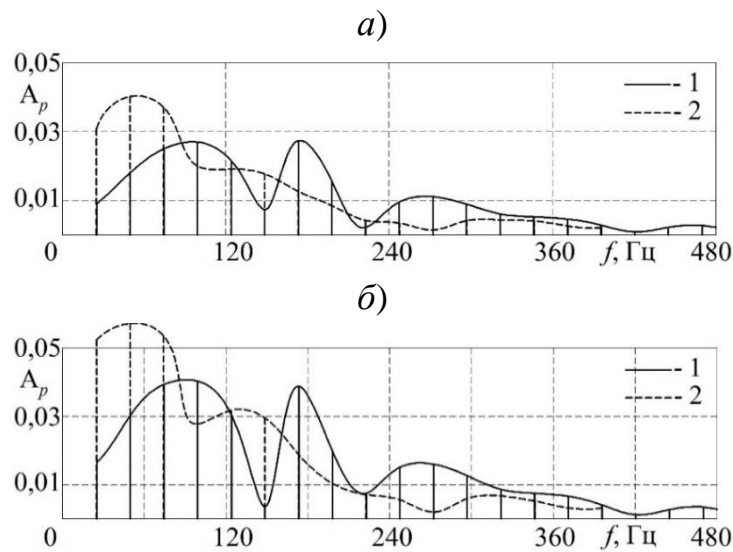
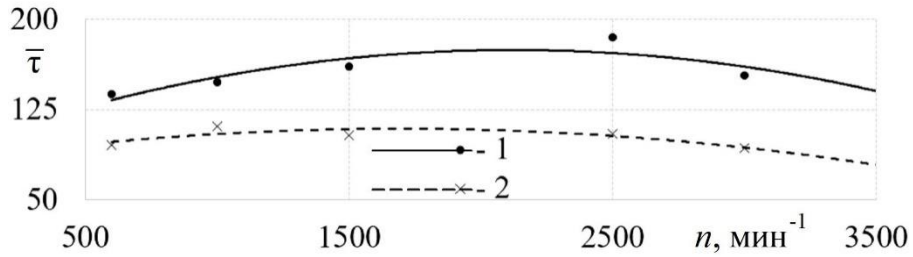


Рисунок 5.25 – Графики амплитуд спектра давления потока газа p_x в выпускной системе двигателя без турбокомпрессора (1) и с ТК (2) для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и разных начальных давлений выпуска: а) $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$; б) $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$

Также были рассчитаны средние значения локальных напряжений трения за период процесса выпуска в газодинамических системах с турбокомпрессором и без него для разных начальных условий (Рисунки 5.26 и 5.27). Очевидно, что изменение газодинамических условий в газодинамической системе приведет к отличиям в интенсивности теплообмена [250, 257, 264]. Это важно учитывать в расчетах.

Установлено, что установка ТК в выпускную систему двигателя приводит к подавлению теплоотдачи при всех режимах работы ДВС и ТК. При этом, при $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ снижение составляет от 15 до 56 %, а при $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$ сокращается до 5-22 %. Потенциально это положительно скажется на показателях надежности.

а)



б)

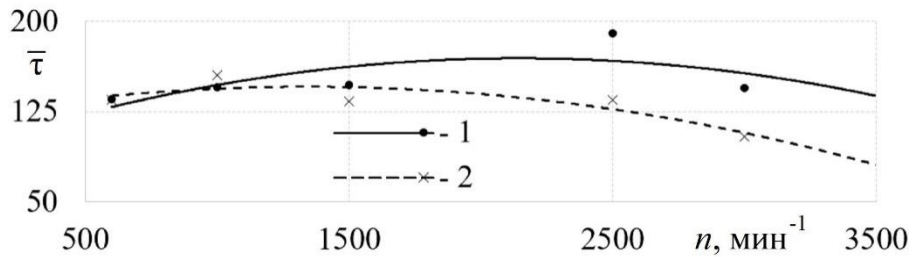
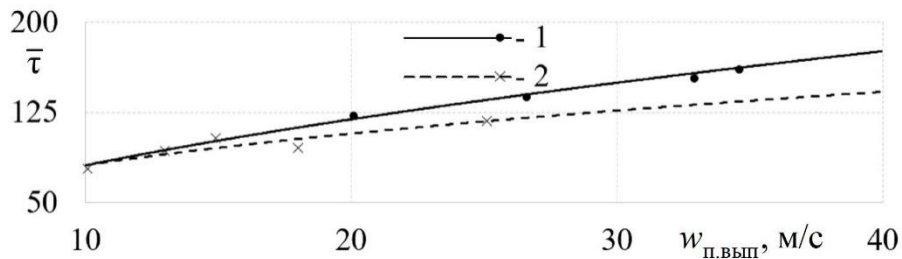


Рисунок 5.26 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов базовой газодинамической системы (1) и системы с ТК (2) при опорожнении полости переменного объема от частоты вращения n при разных начальных давлениях выпуска: а) $p_{out} = 0,1$ МПа; б) $p_{out} = 0,2$ МПа

а)



б)

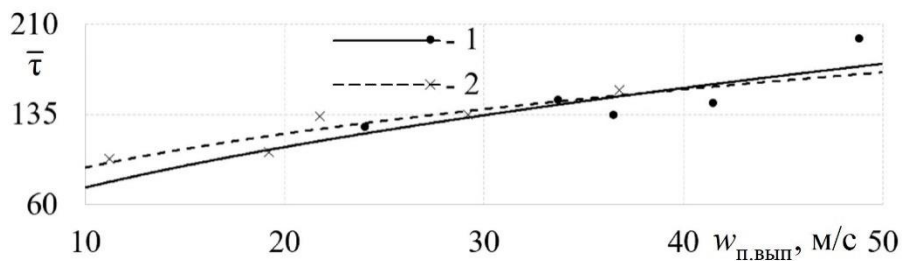


Рисунок 5.27 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов базовой газодинамической системы (1) и системы с ТК (2) при опорожнении полости переменного объема от скорости потока газа $w_{п.вып}$ при разных начальных давлениях выпуска: а) $p_{out} = 0,1$ МПа; б) $p_{out} = 0,2$ МПа

Снижение интенсивности теплоотдачи в выпускной системе с ТК по сравнению с базовой газодинамической системой можно объяснить существенным увеличением ее аэродинамического сопротивления при наличии ТК в системе.

Более наглядно оценить влияние внешней турбулентности на интенсивность теплоотдачи в газодинамических системах с ТК и без него при опорожнении полости переменного объема можно по рисунку 5.28 (результаты получены при одинаковых расходах через системы).

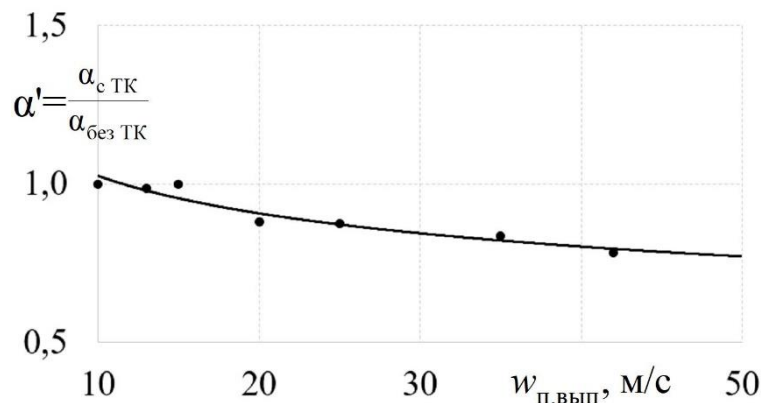


Рисунок 5.28 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи α' (с турбонаддувом / без ТК) от скорости потока w в газодинамической системе при опорожнении полости переменного объема

Выяснилось, что установка ТК в выпускную систему приводит к подавлению теплоотдачи на 5-30 %. В данном случае, ТК с физической точки зрения может рассматриваться как статический элемент выпускной системы с повышенным аэродинамическим сопротивлением, приводящий к стабилизации пульсирующих потоков газа (формированию устойчивого пограничного слоя) и вызывающий соответствующее подавление интенсивности теплоотдачи между ядром потока и поверхностью канала. Это положительно скажется на термических напряжениях.

В прикладном аспекте снижение интенсивности теплоотдачи в случае установки ТК в выпускную систему будет иметь ряд положительных эффектов, а именно, некоторое снижение термических напряжений в деталях и узлах системы выпуска и увеличение теплоперепада, который будет срабатывать на лопатках турбины турбокомпрессора в ДВС с ТК.

Выводы к пятой главе

На основании полученных данных и проведенного анализа можно сделать следующие основные выводы:

1. Получены экспериментальные данные о тепломеханических характеристиках потоков газа в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема для случаев наличия и отсутствия турбокомпрессора.

2. Выявлены существенные отличия в тепломеханических характеристиках газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него (в частности, установлен разный уровень максимальных значений локальных напряжений трения на поверхности трубопроводов и относительного коэффициента теплоотдачи).

3. Установлено влияние внешней турбулентности и частоты вращения вала ТК на интенсивность теплоотдачи во впускной системе поршневого двигателя с турбонаддувом. Показано, установка ТК в газодинамическую систему приводит к существенному росту интенсивности теплоотдачи (вплоть до 70 %) по сравнению с базовой системой.

4. Изучено влияние наличия турбокомпрессора в выпускной системе поршневого двигателя на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков газа; установка ТК вызывает следующие изменения:

- рост гидравлического сопротивления системы ξ с 1,7 до 3,85;
- снижение объемного расхода воздуха через систему в среднем на 11 %;
- при низких скоростях потока (w_x до 20 м/с) степень турбулентности в выпускной системе с ТК в 1,2-2,1 раза выше, чем в системе без него, а при больших значениях w_x отличия в T_u не превышают 10 % для газодинамических систем с ТК и без него
- уменьшению интенсивности теплоотдачи на 5-30 % по сравнению с базовой системой.

5. Сделано предположение о том, что отличия в интенсивности теплоотдачи при установке ТК в газодинамические системы можно объяснить совокупным

влиянием ряда факторов: 1) разным физическим механизмом создания движения потоков воздуха; 2) различным действием внешней турбулентности на нестационарные потоки при разном механизме движения; 3) разными аэродинамическими сопротивлениями систем.

6. Также полученные данные расширяют базу знаний о влиянии внешней турбулентности на тепломеханические характеристики пульсирующих потоков и могут быть полезными при расчетах и проектировании впускных систем поршневых двигателей.

/

ГЛАВА 6 СПОСОБЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ГАЗОДИНАМИКУ И ТЕПЛООБМЕН ПУЛЬСИРУЮЩИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ГАЗООБМЕНА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

В данной главе рассмотрены способы управления газодинамическими и теплообменными характеристиками нестационарных потоков газа, подвергающихся влиянию внешней турбулентности, в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема применительно к области поршневого двигателестроения.

В данной главе рассмотрено несколько научно-технических решений для управления газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема, которые основаны на изменении конструкции газодинамических систем (создание канавок на внутренней поверхности труб, установка выравнивающей решетки) и на газодинамических эффектах (управляемый сброс избыточного количества воздуха, создание эффекта эжекции).

Сначала кратко рассмотрим способы воздействия на тепломеханических характеристики пульсирующих потоков, которые основаны на изменении конструкции систем газообмена. Одним из способов тепломеханического совершенствования нестационарных потоков в газодинамических системах с турбокомпрессором является стабилизация течения, которая приводит к подавлению теплообмена, а соответственно, к снижению термических напряжений в элементах впускной или выпускной систем и повышает ее надежность. В данном исследовании для стабилизации потока использовалась выравнивающая решетка, которая устанавливалась во впускную систему двигателя сразу после компрессора ТК. Другой способ совершенствования нестационарных потоков в газодинамических системах с турбокомпрессором заключается в нанесение канавок на внутреннюю поверхность трубы для интенсификации теплообмена с целью охлаждения воздуха в процессе впуска, что приведет к улучшению заполнения полости переменного объема за счет роста плотности и уменьшения подогрева воздуха. Подробнее эти способы управления

газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков во впускной системе ДВС с ТК представлены в разделе 6.1.

Другой способ стабилизации пульсирующих потоков газа в газодинамической системе с турбокомпрессором при заполнении полости, основанный на газодинамических эффектах, может заключаться в сбросе избыточного наддувочного воздуха после компрессора ТК. Поскольку обычно турбокомпрессор подбирается с избыточной производительностью (расходом нагнетаемого воздуха) по отношению к потребности поршневого ДВС, то на некоторых режимах (особенно, на низких частотах вращения КВ) турбокомпрессор работает с избыточной производительностью и, если ТК не оборудован той или иной системой автоматического управления давлением наддува, то во впускной системе ДВС возникают обратные волны давления, вторичные токи и другие вихревые явления, которые снижают качество заполнения полости рабочим телом. Поэтому была предложена автоматизированная система сброса избыточного наддувочного воздуха после компрессора ТК.

Для того, чтобы не сбрасывать бесполезно наддувочный воздух, на сжатие которого затрачена энергия, его можно направить в выпускную систему двигателя с целью создания эффекта эжекции. Это позволит также стабилизировать поле скоростей в газодинамической системе, а также снизить пульсации скорости и давления пульсирующего потока газа.

6.1 Влияние конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков во впускной системе поршневого двигателя

В данном разделе представлены результаты экспериментальных исследований газодинамики и теплообмена во впускных система ДВС с выравнивающей решеткой и каналом с канавками. Геометрические размеры выравнивающей решетки и способа выполнения канавок показаны в главе 2 на рисунке 2.5. Исследования проводились при граничных условиях, также описанных во второй главе.

На рисунках 6.1 и 6.2 представлены совмещенные зависимости мгновенных значений местных скорости w_x и давления пульсирующих потоков p_x , а также локальных напряжений трения τ_x в базовой впускной системе и системе впуска с выравнивающей решеткой для разных режимов работы ДВС и ТК.

Из рисунков видно, что максимальные значения скорости потока фактически остаются постоянными в обеих конструкциях впускной системы (с решеткой и без); отличия в значениях не превышает 4 %, что находится в пределах погрешности эксперимента. При этом, имеет место некоторое снижение пульсационных явлений во впускной системе с выравнивающей решеткой, что особенно характерно для низких скоростей вращения КВ ДВС и вала ТК (Рисунок 6.1).

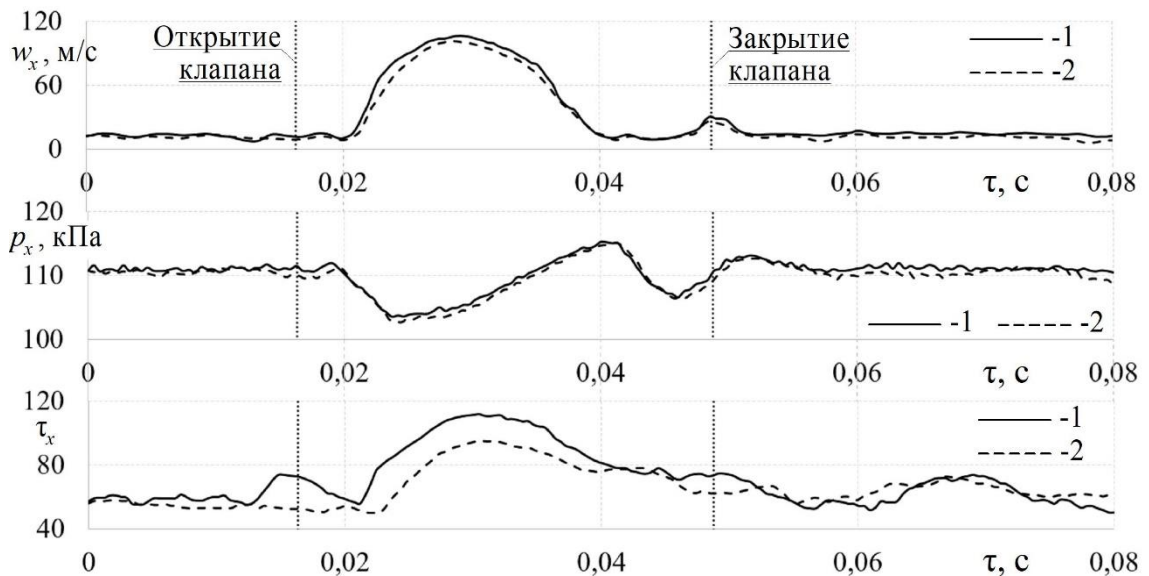


Рисунок 6.1 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x на поверхности от времени для базовой впускной системы (1) и системы впуска с выравнивающей решеткой (2) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$

Также из рисунков 6.1 и 6.2 видно, что незначительно увеличиваются максимальные амплитуды колебаний местных давлений пульсирующего потока в случае установки во впускную систему выравнивающей решетки, что особенно характерно для высоких значений частот вращения КВ и вала ТК. Это можно объяснить некоторым увеличением гидравлического сопротивления впускной системы при

установке в нее выравнивающей решетки. При этом, сглаживание пульсационных эффектов функции $p_x = f(\tau)$ визуально не наблюдается.

Наиболее заметные отличия можно проследить в функциях $\tau_x = f(\tau)$ для базовой впускной системы и системы впуска с выравнивающей решеткой. Из рисунков 6.1 и 6.2 видно, что максимальные значения τ_x снижаются на 19-30 % при установке выравнивающей решетки. При этом имеет место сглаживание функции $\tau_x = f(\tau)$, т.е. уменьшение амплитуд пульсаций значений локальных напряжений трения относительно среднего значения. Соответственно, можно предположить, что в данном случае будет иметь место подавление теплоотдачи во впускной системе с решеткой. Это приведет к снижению термических напряжений и улучшению надежности.

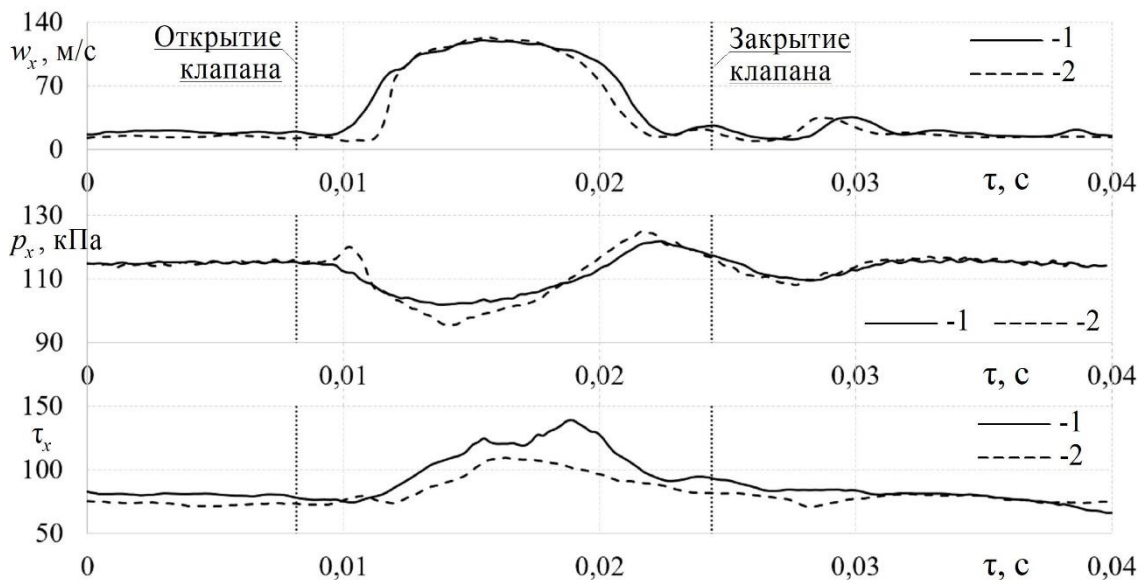


Рисунок 6.2 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x на поверхности от времени для базовой впускной системы (1) и системы впуска с выравнивающей решеткой (2) при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$

На рисунках 6.3 и 6.4 представлены совмещенные зависимости локальных скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x на поверхности теплообмена в базовой впускной системе и системе впуска с канавками для разных режимов работы ДВС и ТК.

Из рисунка 6.3 видно, что наличие канавок во впускной системе ДВС приводит к незначительному снижению максимальных значений скорости потока воздуха в

пределах 7-8 %; также можно отметить снижение скорости потока воздуха в течении всего рабочего цикла двигателя, что особенно характерно для низких частот вращения КВ. При этом, с ростом n отличия в функциях $w_x = f(\tau)$ становятся менее заметными (Рисунок 6.4). Можно лишь отметить незначительное усиление пульсационных явлений в период открытого впускного клапана (в процессе заполнения полости переменного объема). Следует отметить, что в течении всего рабочего цикла двигателя имеют место незначительные флуктуации скорости потока.

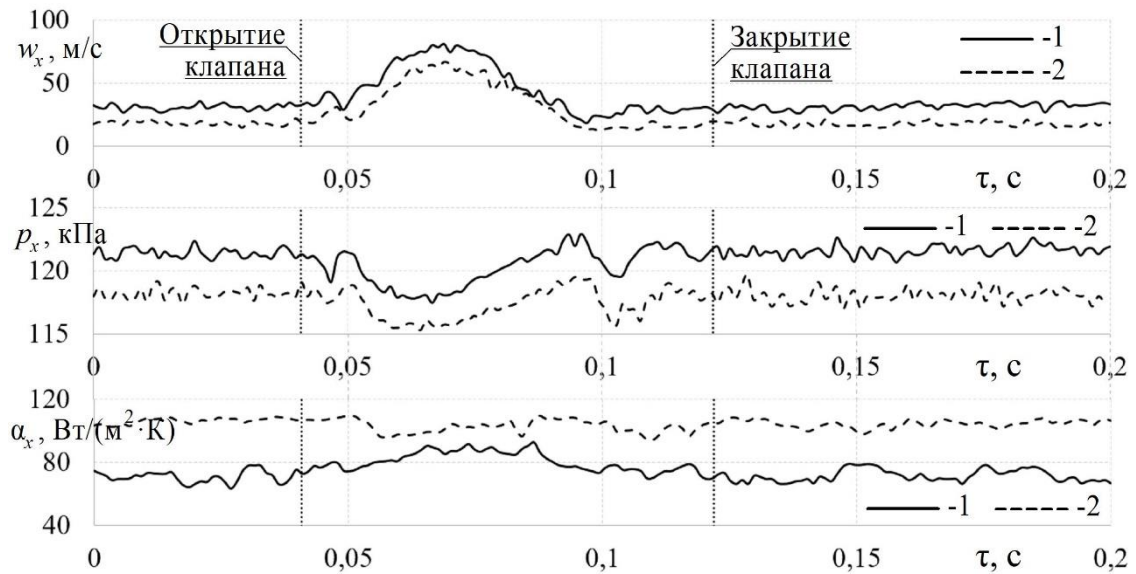


Рисунок 6.3 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x на поверхности от времени для базовой впускной системы (1) и системы впуска с канавками (2) при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{тк}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Также можно отметить значительные отличия в функциях $p_x = f(\tau)$ для базовой впускной системы и системе впуска с канавками, что особенно ярко видно при низких скоростях вращения коленчатого вала ДВС (Рисунок 6.3). Имеет место снижение значения давления потока в среднем на 5,5 %, что вызвано в основном возросшим аэродинамическим сопротивлением впускной системы с канавками. Более того, можно отметить незначительное усиление пульсационных явлений в процессе заполнения полости переменного объема (во время открытого впускного клапана). При высоких значениях n имеет место рост амплитуд колебаний давления

потока в течение всего рабочего цикла поршневого ДВС (Рисунок 6.4). Это вызвано общей турбулизацией потока за счет вихревых явлений, которые генерируются канавками во впускной системе.

Наибольшие отличия в функциях $\tau_x = f(\tau)$ наблюдаются для базовой впускной системы и системы впуска с канавками, что характерно для всех исследованных режимов работы ДВС и ТК (Рисунки 6.3 и 6.4). Имеет место существенный рост локальных напряжений трения на поверхности впускной системы с канавками в течении всего рабочего цикла поршневого ДВС, который достигает 50 % по сравнению с базовой системой впуска. Физический механизм роста τ_x заключается в формировании весьма значительных скоростей вторичного течения, генерируемого канавками [265, 266]. Полученные эффекты могут положительно сказаться на работе поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом, поскольку интенсификация теплообмена обеспечит естественное охлаждение рабочего тела во впускной системе двигателя без значимого увеличения аэродинамического сопротивления.

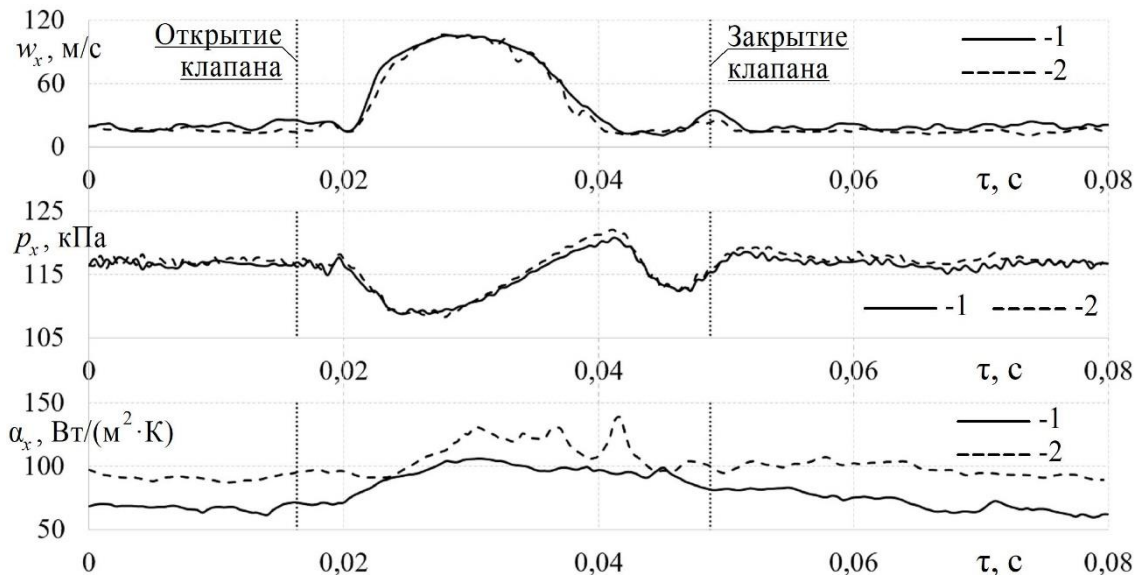


Рисунок 6.4 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x на поверхности от времени для базовой впускной системы (1) и системы впуска с канавками (2)

при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$

Следует отметить, что установка выравнивающей решетки или наличие канавок во впускной системе поршневого ДВС с ТК не оказывает существенного влияния на расходные характеристики, рассматриваемых газодинамических систем (Рисунки 6.5 и 6.6).

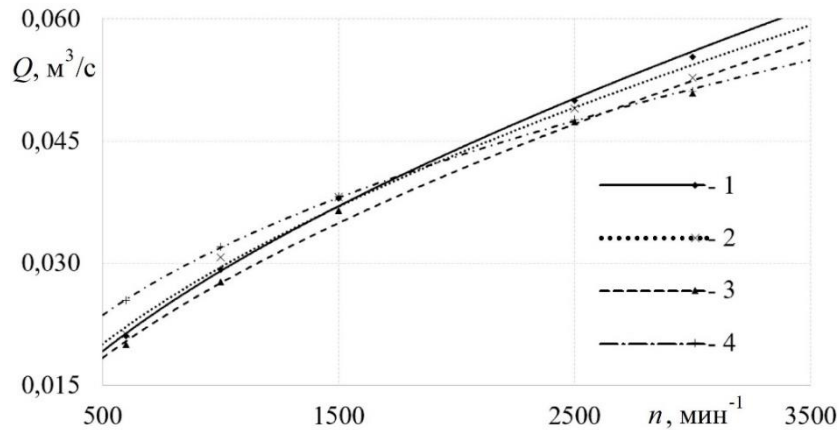


Рисунок 6.5 – Зависимость объемного расхода Q через впускную систему от частоты вращения КВ двигателя n при разных конструкциях выходного канала компрессора и частотах вращения вала ТК $n_{\text{ТК}}$: 1 – базовая впускная система ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 2 – базовая впускная система ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$); 3 – впускная система с выравнивающей решеткой ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 4 – впускная система с выравнивающей решеткой ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$)

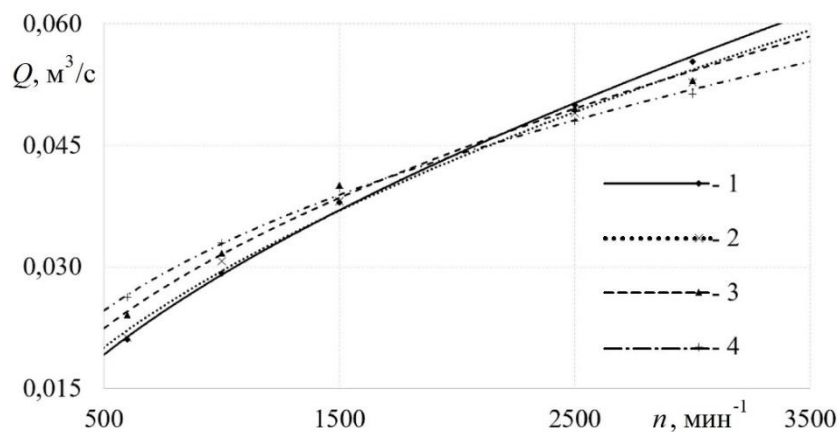


Рисунок 6.6 – Зависимость объемного расхода Q через впускную систему от частоты вращения КВ двигателя n при разных конструкциях выходного канала компрессора и $n_{\text{ТК}}$: 1 – базовая впускная система ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 2 – базовая впускная система ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$); 3 – впускная система с канавками ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 4 – впускная система с канавками ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$)

Из рисунков 6.5 и 6.6 видно, что максимальные отличия в расходе воздуха через впускные системы разных конфигураций не превышают 10-12 %, что характерно для всех граничных условий и режимов работы двигателя и турбокомпрессора. Это можно объяснить тем, что аэродинамическое сопротивление модернизированных впускных систем возрастает незначительно.

Влияние установки выравнивающей решетки во впускную систему поршневого ДВС на газодинамику пульсирующих потоков можно проследить по рисунку 6.7, где представлены зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения КВ двигателя при разных скоростях вращения вала ТК.

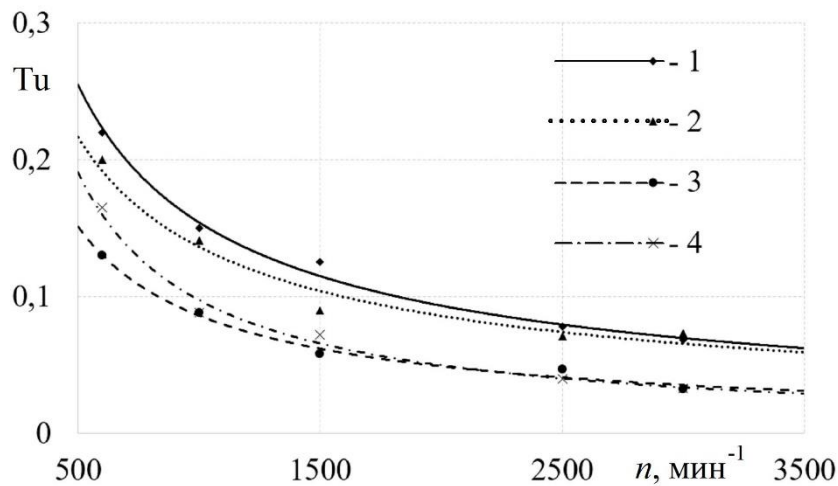


Рисунок 6.7 – Зависимость степени турбулентности $Tu_{ц}$ за один рабочий цикл во впускной системе поршневого двигателя от частоты вращения КВ n при разных конструкциях выходного канала компрессора и частотах вращения вала ТК $n_{ТК}$: 1 – базовая впускная система ($n_{ТК} = 35000$ мин⁻¹); 2 – базовая впускная система ($n_{ТК} = 46000$ мин⁻¹); 3 – впускная система с выравнивающей решеткой ($n_{ТК} = 35000$ мин⁻¹); 4 – впускная система с выравнивающей решеткой ($n_{ТК} = 46000$ мин⁻¹)

Из рисунка 6.7 видно, что установка выравнивающей решетки во впускную систему ДВС приводит к уменьшению Tu , что характерно для всех частот вращения вала турбокомпрессора $n_{ТК}$. При этом, с ростом $n_{ТК}$ снижение становится не столь выраженным: если при $n_{ТК} = 35000$ мин⁻¹ отличия в Tu составляют в среднем

45 % для базовой впускной системы и системы с выравнивающей решеткой, то при $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ разница в значениях Tu сокращается до 20-35 %. Следует отметить, что с ростом частоты вращения коленвала двигателя различия в степени турбулентности уменьшаются и при $n > 2500 \text{ мин}^{-1}$ они уже не превышают 17-20 % [267]. Таким образом, можно констатировать, что установка выравнивающей решетки во впускную систему поршневого двигателя приводит к стабилизации пульсирующего потока за счет выравнивания поля скоростей и соответствующего снижения амплитуд колебаний воздуха в газодинамической системе в течении всего рабочего цикла двигателя с турбокомпрессором.

Противоположные данные были получены о влиянии канала с канавками во впускной системе ДВС с ТК на степень турбулентности Tu пульсирующих потоков воздуха (Рисунок 6.8).

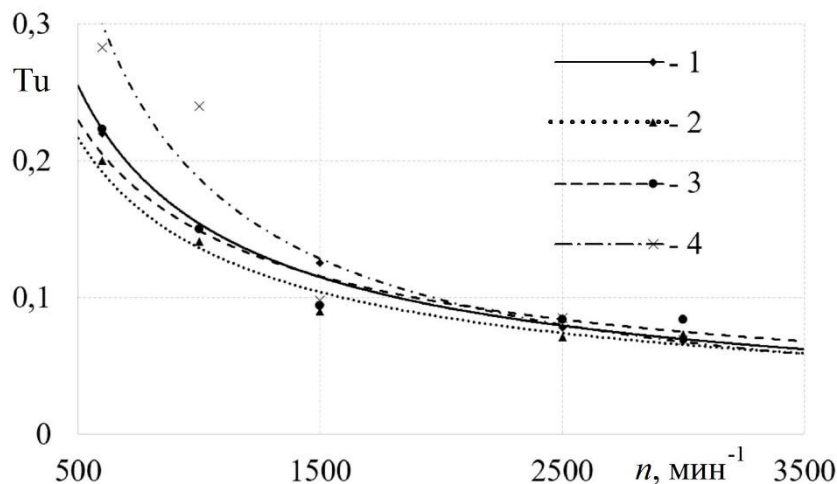


Рисунок 6.8 – Зависимости степени турбулентности Tu во впускной системе поршневого ДВС с ТК от частоты вращения КВ n при разных конструкциях выходного канала компрессора и $n_{\text{ТК}}$: 1 – базовая впускная система ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 2 – базовая система ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$); 3 – впускная система с канавками ($n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$); 4 – система с канавками ($n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$)

Установлено, что при низких значениях частоты вращения вала ТК (до 35000-37000 мин^{-1}) наличие канавок во впускной системе практически не оказывает влияния на Tu (разница находится в пределах 10-15 %). При значениях $n_{\text{ТК}} > 40000 \text{ мин}^{-1}$ отличия в значениях степени турбулентности доходит до 40 %

(наличие канавок во впускной системе вызывает увеличение Tu). При этом, при частоте вращения КВ $n > 2000 \text{ мин}^{-1}$ разница в значениях Tu не превышает 5-7 % для сравниваемых газодинамических систем. Дополнительные данные о степени турбулентности Tu для всех трех рассматриваемых конфигураций впускных систем в зависимости от скорости потока w представлены на рисунке 6.9. Они качественно подтверждают, проведенный выше анализ газодинамических характеристик пульсирующих потоков во впускных системах поршневых ДВС с ТК.

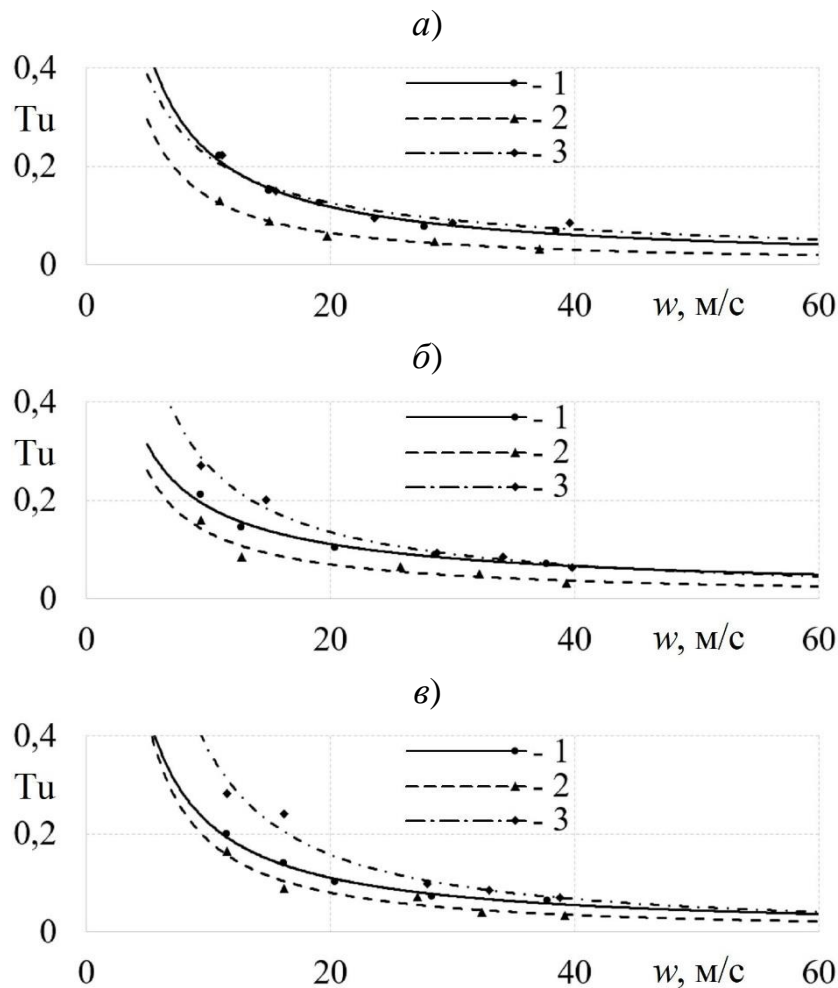


Рисунок 6.9 – Зависимости степени турбулентности Tu для базовой газодинамической системы (1), впускной системы с выравнивающей решеткой (2) и системы с канавками (3) от скорости w при частотах вращения вала ТК $n_{\text{ТК}}$:

$a) - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$; $b) - n_{\text{ТК}} = 40000 \text{ мин}^{-1}$; $в) - n_{\text{ТК}} = 45000 \text{ мин}^{-1}$

Для более подробного изучения газодинамических характеристик пульсирующих потоков дополнительно был выполнен спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$

и $p_x = f(\tau)$ для разных конфигураций впускных систем (базовая, с выравнивающей решеткой и канавками).

На рисунке 6.10 показаны графики амплитуд спектра скорости потока воздуха для базовой впускной системы и системы с выравнивающей решеткой. На основе спектрального анализа установлено, что амплитуды пульсаций значимых частот скорости потока воздуха во впускной системе с решеткой снижаются на величину от 5 до 35 % по сравнению с таковыми для базовой системы впуска, что соответствует данным о степени турбулентности для данных конфигураций газодинамических систем. Следует отметить, что это характерно для всех исследуемых режимов работы ДВС и ТК.

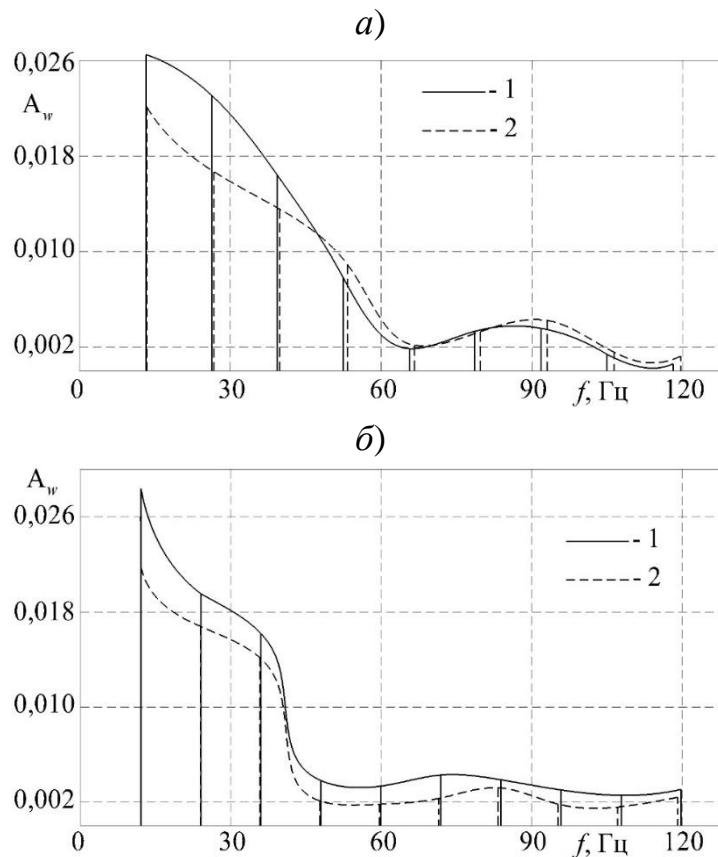


Рисунок 6.10 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в базовой впускной системе (1) и во впускной системе с выравнивающей решеткой (2) двигателей с наддувом при разных режима работы ДВС и ТК: а) – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$; б) – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$

Аналогичные данные были получены при анализе графиков амплитуд спектра давления пульсирующих потоков воздуха для базовой впускной системы и

системы с выравнивающей решеткой (Рисунок 6.11). Также имеет место снижение амплитуд пульсаций значимых частот в диапазоне от 5 до 30 % при наличии в газодинамической системе выравнивающей решетки.

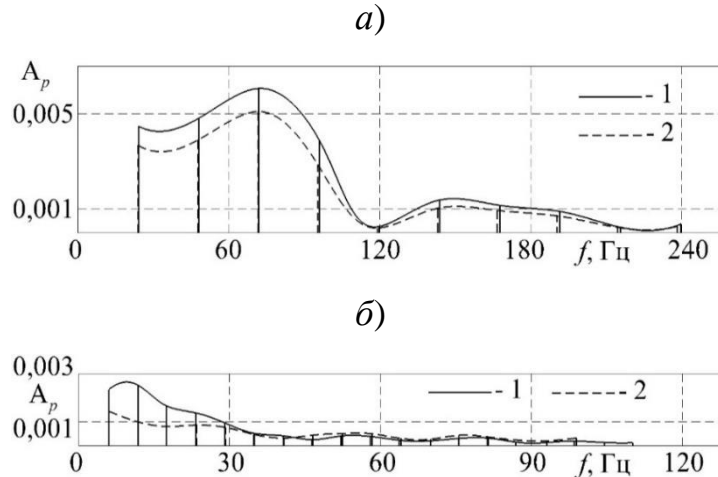
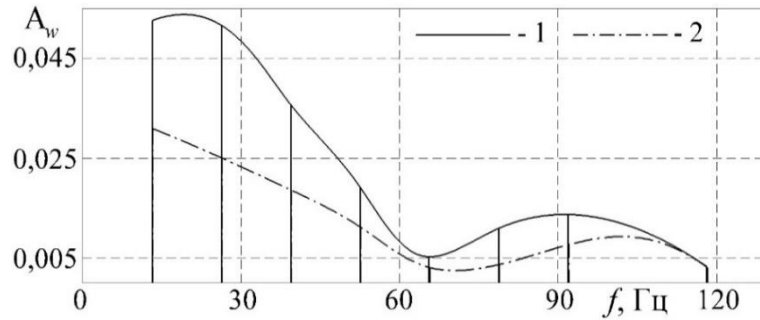


Рисунок 6.11 – Графики амплитуд спектра давления потока воздуха p_x в базовой впускной системе (1) и во впускной системе с выравнивающей решеткой (2) для двигателей с турбонаддувом при разных режима работы ДВС и ТК:

а) – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$; б) – $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Спектральный анализ также проводился для функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ применительно к пульсирующим потоком воздуха во впускной системе с каналом с канавками (Рисунки 6.12 и 6.13). Из рисунка 6.12 видно, что амплитуды пульсаций значимых частот скорости потока воздуха существенно ниже (почти в 2 раза) во впускной системе с канавками по сравнению с базовой газодинамической системой. Это противоречит данным об уменьшении степени турбулентности в рассматриваемой системе. Вероятно, отличиях в газодинамических характеристиках связаны с местом расположения датчика термоанемометра (следует подчеркнуть, что он располагался вблизи оси измерительного канала), соответственно, имеет место стабилизация в ядре пульсирующего потока воздуха, а вблизи канала, наоборот, имеет место турбулизация потока. Поэтому эти данные требуют дополнительных исследований и уточнений с учетом изучения структуры потока по сечению канала.

а)



б)

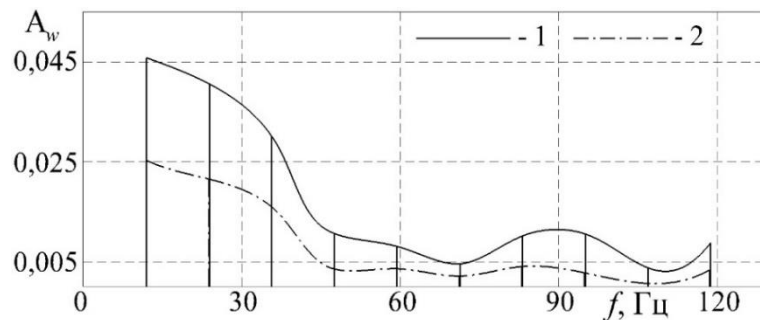
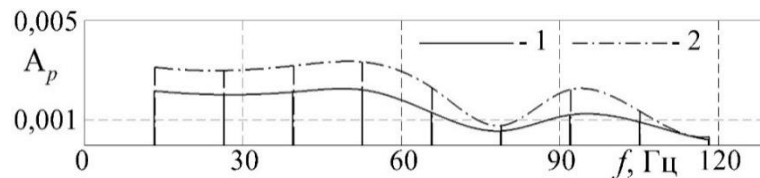


Рисунок 6.12 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в базовой впускной системе (1) и во впускной системе с канавками (2) двигателей с турбонаддувом при разных режима работы ДВС и ТК:

а) – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$; б) – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

а)



б)

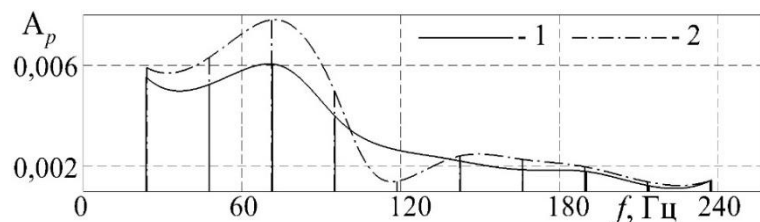


Рисунок 6.13 – Графики амплитуд спектра давления потока воздуха p_x в базовой впускной системе (1) и во впускной системе с канавками (2) для двигателей с турбонаддувом при разных режима работы ДВС и ТК:

а) – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$; б) – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Однако, амплитуды пульсаций значимых частот давления потока, наоборот, возрастают (в диапазоне от 5 до 18 %) при установке канала с канавками во впускную систему по сравнению с базовой системой впуска (Рисунок 6.13), что подтверждает данные о том, что имеет место общая турбулизация потока, что является следствием наличия интенсивных вихрей вблизи канавок.

Для того, чтобы объяснить некоторые противоречия в данных спектрального анализа функций $w_x = f(\tau)$ и $p_x = f(\tau)$ необходимы дополнительные исследования с помощью оптических методов (например, PIV или SIV). Поскольку, по мнению авторов, в пульсирующем потоке происходит сложная перестройка структуры течения, которая изменяется вдоль длины впускной системы при наличии в ней канавок, что приводит к переменным газодинамическим параметрам в точке измерения.

Влияние изменившихся газодинамических условий вследствие модернизации конструкции газодинамической системы ДВС с ТК на интенсивность теплообмена показано на рисунках 6.14 и 6.15. На рисунках представлены данные о средних значениях локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов впускной системы при заполнении полости переменного объема в зависимости от частоты вращения КВ n и скорости потока воздуха w .

Из рисунка 6.14 видно, что наличие канавок во впускной системе приводит к значимому росту локальных напряжений трения на величину до 50 % по сравнению с базовой системой впуска. При этом, с ростом частоты вращения вала ТК отличия в средних значениях $\bar{\tau}$ несколько возрастают и достигают величины в 60 % в сравнении с базой. Также можно отметить, что интенсификация теплообмена имеет место при всех частотах вращения КВ n . При этом, с ростом n также наблюдается рост разницы $\bar{\tau}$ от 20-25 % (при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$) до примерно 50-60 % (то есть при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$).

В свою очередь, наличие выравнивающей решетки в газодинамической системе ДВС с ТК, наоборот, приводит к уменьшению значений $\bar{\tau}$ в среднем на 15-20 % по сравнению с базовой системой выпуска (Рисунок 6.14). Следует отметить, что такой уровень подавления теплоотдачи имеет место при всех исследованных

частотах вращения КВ и вала турбокомпрессора, т.е. не зависит от режима работы ДВС и ТК.

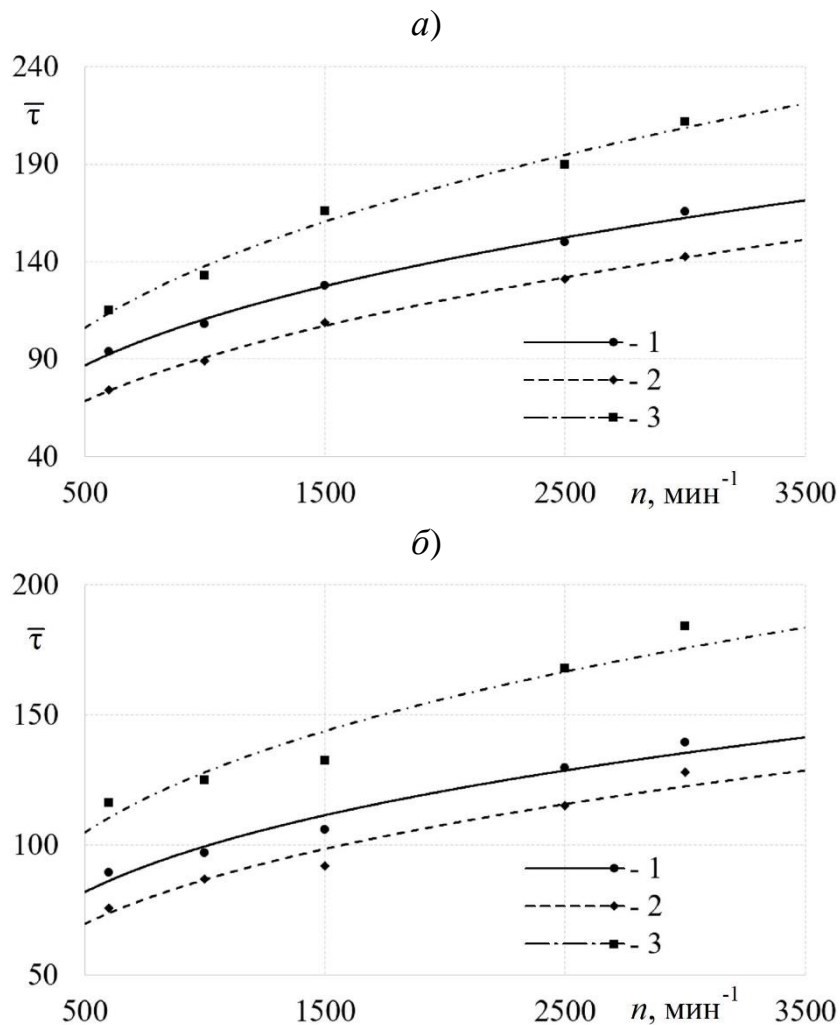


Рисунок 6.14 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов от частоты вращения КВ двигателя n при частоте вращения вала

ТК $n_{\text{TK}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ (а) и при $n_{\text{TK}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ (б) для

разных конфигураций систем впуска: 1 – базовая впускная система;

2 – система с выравнивающей решеткой; 3 – с канавками

Данные на рисунке 6.15 качественно и количественно подтверждают, что установка выравнивающей решетки во впускную систему приводит к подавлению теплообмена, а наличие канавок в системе впуска, наоборот, вызывает интенсификацию теплообмена по сравнению с базовой газодинамической системой поршневого ДВС с ТК.

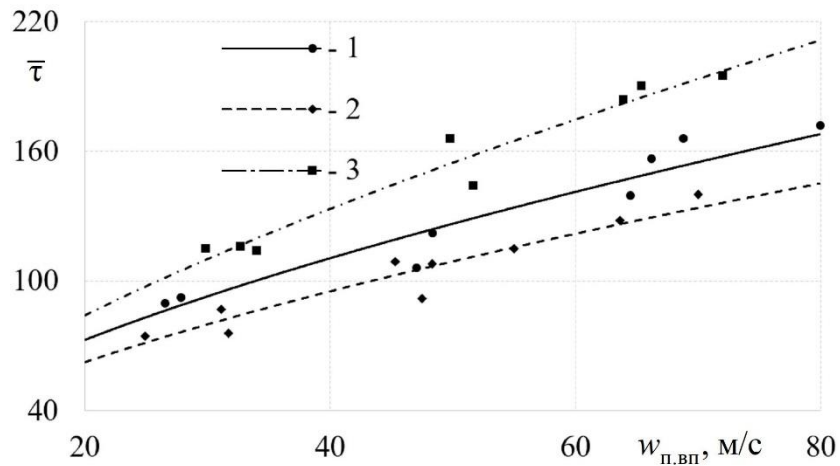


Рисунок 6.15 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов от скорости потока воздуха $w_{п.вп}$ во впускном трубопроводе для разных конфигураций: 1 – базовая впускная система; 2 – система с выравнивающей решеткой; 3 – с канавками

На основе данных о $\bar{\tau}$ были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с выравнивающей решеткой или с канавками к уровню теплоотдачи в базовой системе впуска (с турбокомпрессором) (Рисунок 6.16).

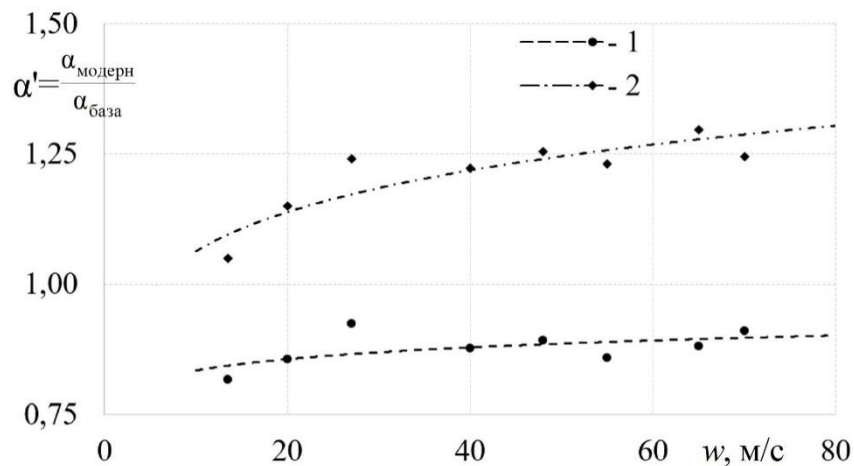


Рисунок 6.16 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (модернизированная система / базовая система) от средней скорости потока воздуха в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема для разных соотношений конфигураций: 1 – система с решеткой / базовая система; 2 – система с канавками / базовая система

Установлено, что установка выравнивающей решетки приводит к подавлению теплоотдачи во впускной системе вплоть до 18 % по сравнению с базовой системой впуска (Рисунок 6.16). Вероятно, снижение интенсивности теплоотдачи во впускной системе с решеткой можно объяснить стабилизацией пульсирующего течения, вследствие чего в потоке формируется более устойчивый пограничный слой, который препятствует теплообмену между ядром потока и стенками канала. В свою очередь, наличие канавок в выходном канале компрессора вызывает существенный рост интенсивности теплоотдачи во впускной системе на величину вплоть до 35 % (Рисунок 6.16). Как уже отмечалось выше, известно, что различного рода канавки и лунки на поверхности трубопроводов приводят к существенной интенсификации теплообмена при незначительном росте гидравлического сопротивления системы, что объясняется формированием весьма значительных скоростей вторичного течения, генерируемых канавками [268, 269].

С практической точки зрения интенсификация теплообмена обеспечит естественное охлаждение воздуха во впускной системе двигателя без увеличения аэродинамического сопротивления, что потенциально приведет к увеличению коэффициента наполнения и, соответственно, росту мощности ДВС. В свою очередь, подавление теплообмена может положительно сказаться на прочностных показателях деталей и узлов впускной системы вследствие снижения тепловых нагрузок на них (подробный анализ представлен в разделе 6.3.1).

6.2 Влияние сброса избыточного наддувочного воздуха на газодинамику и теплообмен нестационарных потоков во впускной системе поршневого двигателя

В данном разделе представлены результаты экспериментальных исследований по совершенствованию газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков на основе газодинамического воздействия при заполнении полости переменного объема через во впускную систему поршневого двигателя с турбонаддувом.

Анализ литературы и результатов экспериментов позволил сделать вывод о том, что одной из причин интенсивных пульсаций скорости и давления потока во впускной системе поршневых ДВС с турбонаддувом является избыточная производительность компрессора по отношению к двигателю, что обусловлено особенностями настройки (согласования) расходных характеристик ДВС и ТК [270-272]. Рассматриваемые пульсации отрицательно влияют на рабочий процесс поршневых ДВС и могут приводить к ухудшению заполнения полости переменного объема рабочим телом, увеличению уровня шума и снижению надежности ДВС и ТК [273, 274]. Следовательно, необходимо разработать способ стабилизации течения потока воздуха во впускной системе поршневого ДВС с турбонагнетателем. В данном случае, с целью тепломеханического совершенствования потоков во впускной системе был предложен сброс избыточного наддувочного воздуха после компрессора турбокомпрессора (на конструктивную реализацию данного способа получен патент РФ [275]). Схема такой впускной системы показана на рисунке 6.17. Как видно из рисунка на участке от выходного канала компрессора турбокомпрессора до впускного трубопровода устанавливается электропневмоклапан для управляемого сброса части наддувочного воздуха, сжатого в ТК. Сбрасываемый воздух может также перенаправляться на охлаждение выпускного коллектора или создание эффекта эжекции в процессе выпуска (см. раздел 6.4).

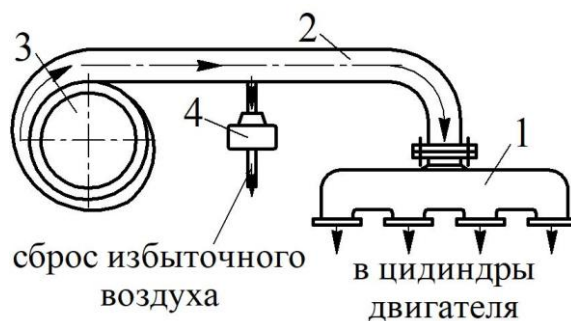


Рисунок 6.17 – Структурная схема системы сброса избыточного наддувочного воздуха поршневого двигателя с турбонагнетателем: 1 – впускной трубопровод; 2 – выходной патрубок компрессора; 3 – турбокомпрессор; 4 – электропневмоклапан для сброса наддувочного воздуха

В данном случае электропневмоклапан имел возможность перенаправлять (сбрасывать) от 5 до 50 % общего объема воздуха, вырабатываемого турбокомпрессором. Следует подчеркнуть, что электропневмоклапан сбрасывает только избыточный воздух, который является источником пульсаций, поэтому расход воздуха через цилиндры двигателя сохраняется. Возможная схема распределения газовых потоков во впускной системе ДВС с ТК показана на рисунке 6.18. Соответственно, для удобства обработки, интерпретации и представления результатов исследования был введен параметр – доля сброса D_c , который определялся по формуле:

$$D_c = \frac{G_{\text{сбр}}}{G_{\text{пол}}} = \frac{G_{\text{сбр}}}{G_{\text{сбр}} + G_{\text{вп}}}, \quad (6.1)$$

где $G_{\text{пол}}$ – полный расход воздуха, который вырабатывает компрессор ТК, кг/с; $G_{\text{вп}}$ – расход воздуха через впускную систему, кг/с; $G_{\text{сбр}}$ – расход воздуха через электропневмоклапан, кг/с.

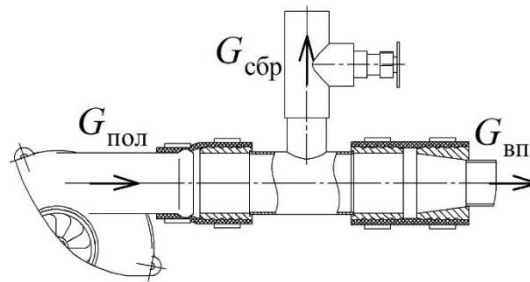


Рисунок 6.18 – Схема распределения газовых потоков во впускной системе поршневого двигателя с турбонаддувом и системой сброса воздуха: $G_{\text{пол}}$ – полный расход воздуха, который вырабатывает компрессор ТК; $G_{\text{вп}}$ – расход воздуха через впускную систему; $G_{\text{сбр}}$ – расход воздуха через электропневмоклапан

На рисунках 6.19-6.21 показаны совмещенные зависимости местных скорости w_x и давления p_x потоков, а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности каналов для базовой впускной системы и системы впуска со сбросом наддувочного воздуха с разными долями сброса D_c для разных режимов работы ДВС и ТК. Из рисунков видно, что с увеличением D_c пульсационная составляющая функции $w_x = f(\tau)$ заметно снижается.

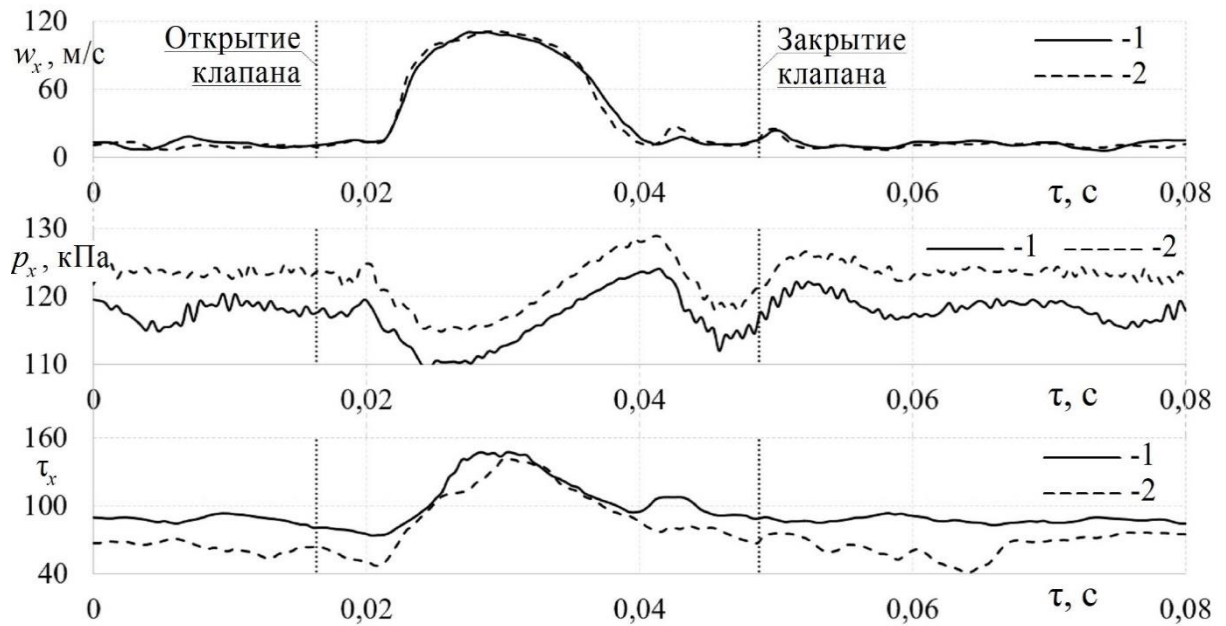


Рисунок 6.19 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой впускной системы (1) и впускной системы со сбросом наддувочного воздуха (2) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{TK}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,08$)

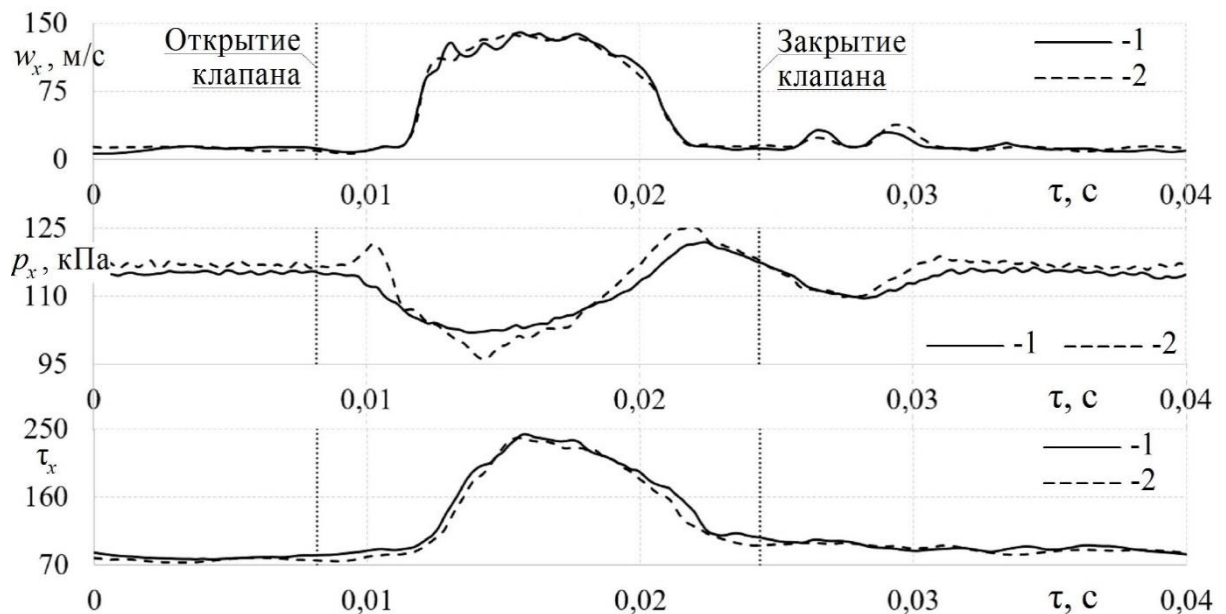


Рисунок 6.20 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой впускной системы (1) и впускной системы со сбросом наддувочного воздуха (2) при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{TK}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,16$)

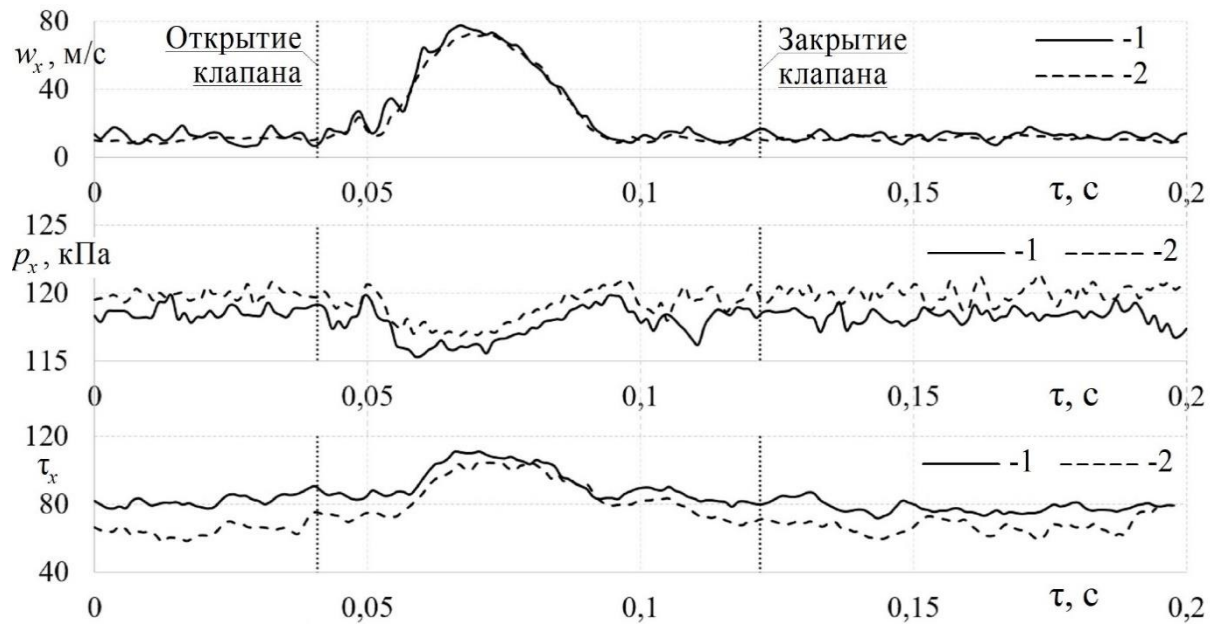


Рисунок 6.21 – Зависимости локальной скорости потока воздуха w_x , статического давления p_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой впускной системы (1) и впускной системы со сбросом наддувочного воздуха (2) при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,3$)

По мнению авторов, некоторая стабилизация течения связана с уменьшением избыточного количества воздуха во впускной системе и, соответственно, с более быстрым затуханием возвратных волн давления. Следует отметить, что при этом не происходит уменьшения максимальных и среднерасходных значений скорости потока воздуха, т.е. расход воздуха через цилиндры двигателя не снижается (качество заполнения полости переменного объема не ухудшается).

Сброс воздуха из впускной системы оказывает аналогичный эффект на закономерность изменения местного давления. Установлено, что с ростом D_c имеет место заметное сглаживание функции $p_x = f(\tau)$, т.е. уменьшение пульсационной составляющей. При этом, имеет место некоторый рост среднего значения давления потока за рабочий цикл, что может привести к улучшению заполнения полости переменного объема рабочим телом, а соответственно, к росту мощности и КПД ДВС.

Также выявлено, что сброс избыточного количества воздуха после компрессора ТК приводит к снижению значений локальных напряжений трения τ_x во впускной системе ДВС. Из рисунков 6.19-6.21 видно, что при сбросе воздуха имеет место

снижение, как максимальных значений τ_x , так и значений в течении всего рабочего цикла. С ростом D_c эффект снижения интенсивности теплоотдачи усиливается.

Следует напомнить, что через электропневмоклапан, установленный во впускной системе поршневого ДВС с ТК, сбрасывается (перенаправляется) исключительно избыточный воздух, поэтому расходные характеристики через систему впуска остаются неизменными даже при максимальных долях сброса D_c , что подтверждается сравнением расходов воздуха Q через базовую впускную систему и систему со сбросом воздуха (Рисунок 6.22). Из рисунка 6.22 видно, что отличия в Q не превышают 4 % при всех D_c и режимах работы двигателя и турбоагнетателя, что находится в пределах неопределенности эксперимента.

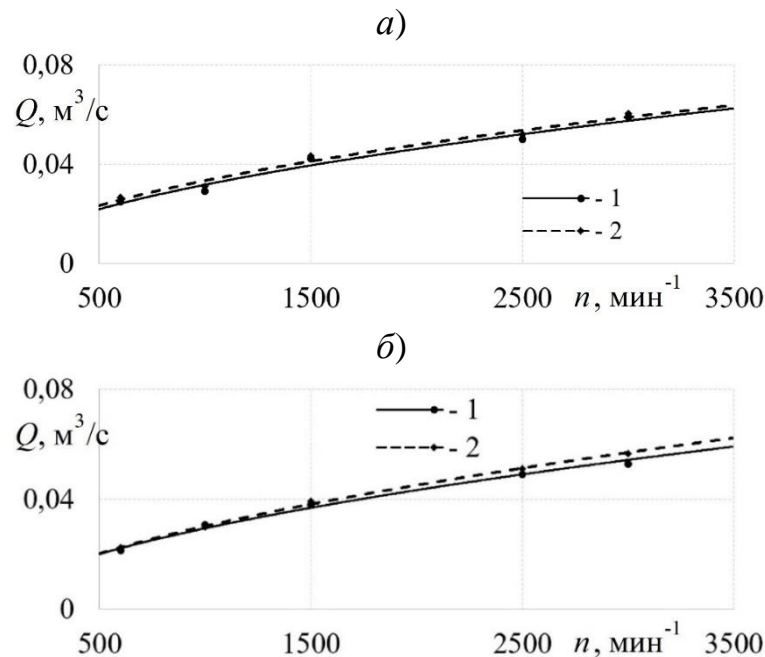


Рисунок 6.22 – Зависимость объемного расхода Q через базовую впускную систему (а) и впускную систему со сбросом наддувочного воздуха (б) от частоты вращения КВ двигателя n при разных частотах вращения вала ТК $n_{\text{ТК}}$ и D_c :

$$1 - n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1} (D_c = 0,04-0,55); 2 - n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1} (D_c = 0,04-0,55)$$

Для более детального анализа влияния системы сброса наддувочного воздуха на газодинамические параметры пульсирующих потоков газа во впускной системе поршневого ДВС с ТК были получены данные о степени турбулентности потоков при разных значениях D_c (Рисунок 6.23).

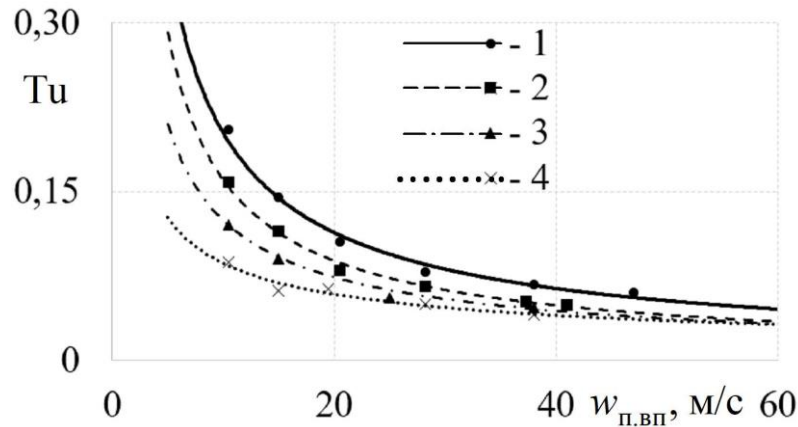
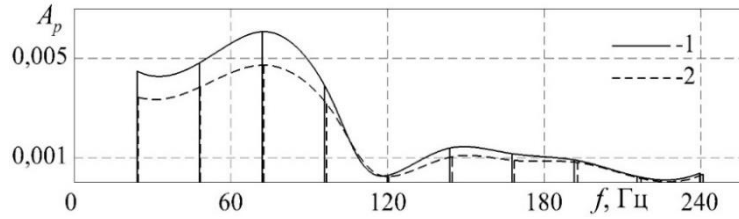


Рисунок 6.23 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока воздуха $w_{п.вп}$ во впускной системе для разных конфигураций: 1 – базовая впускная система ($D_c = 0$); 2 – система со сбросом наддувочного воздуха при $D_c = 0,04-0,08$; 3 – система со сбросом при $D_c = 0,12-0,17$; 4 – $D_c = 0,21-0,39$

Из рисунка 6.23 видно, что при доле сброса D_c равной 0,04-0,08 степень турбулентности пульсирующего потока воздуха во впускной системе снижается на 10-36 % по сравнению с базовой системой впуска, а при $D_c = 0,21-0,39$ величина снижения Tu достигает 56 %. Это также свидетельствует о значимой стабилизации пульсационной составляющей потоков газа во впускной системе со сбросом наддувочного воздуха. Следует отметить, что наибольшее снижение Tu характерно для низких скоростей потока газа $w_{п.вп}$ (низких значений n). Это объясняется тем, что именно на этих режимах турбокомпрессор вырабатывает самое большое количество избыточного воздуха, вследствие чего во впускной системе образуется возвратное течение, вихревые явления (что значительно турбулизирует поток в базовой впускной системе), которые существенно сглаживаются в случае сброса определенной доли воздуха после ТК, что приводит к стабилизации течения и соответствующему снижению Tu . При этом, с ростом частоты вращения коленвала ДВС отличия в степени турбулентности для рассматриваемых впускных систем заметно снижается и при $w_{п.вп} > 40$ м/с они не превышают 10 %. В прикладном аспекте некоторая стабилизация течения во впускной системе должна привести к росту КПД турбокомпрессора, снижению шума во впускной системе, а также более благоприятным газодинамическим условиям при заполнении полости.

а)



б)

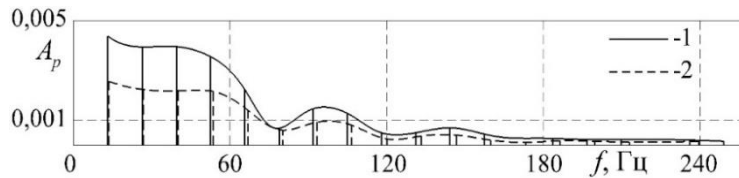


Рисунок 6.25 – Графики амплитуд спектра давления потока воздуха p_x в базовой впускной системе (1) и во впускной системе со сбросом наддувочного воздуха (2) для двигателей с турбонаддувом при разных режима работы ДВС и ТК, а также долях сброса D_c : а) – $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,12$); б) – $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ (при $D_c = 0,22$)

Аналогичные данные были получены при спектральном анализе функции $p_x = f(\tau)$ (Рисунок 6.25) для впускной системы со сбросом воздуха: снижение амплитуд пульсаций значимых частот в этом случае находится в диапазоне 9-31 % по сравнению с базовой системой впуска. Следует отметить, что значимые амплитуды пульсаций давления потока простираются вплоть до 240 Гц, что в два раза больше, чем для функции $w_x = f(\tau)$. Это является следствием более глубокого влияния сброса части наддувочного воздуха на распределение давления во впускной системе двигателя с турбокомпрессором. Соответственно для того, чтобы детально разобраться с физическим механизмом стабилизации течения в рассматриваемой газодинамической системе необходимо применять оптические методы исследований.

Следует еще раз напомнить, что достигнутые эффекты в плане стабилизации течения во впускной системе позволят уменьшить различия в работе цилиндров многоцилиндрового двигателя, снизить уровень шума, повысить надежность поршневого ДВС, а также увеличить КПД компрессора [276, 277]. Подробнее данный аспект будет рассмотрен в следующем разделе.

Для того, чтобы сравнить интенсивность теплоотдачи во впускных системах со сбросом воздуха и без него, производилось осреднение локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов при разных начальных условиях и режимах работы ДВС и ТК (Рисунок 6.26).

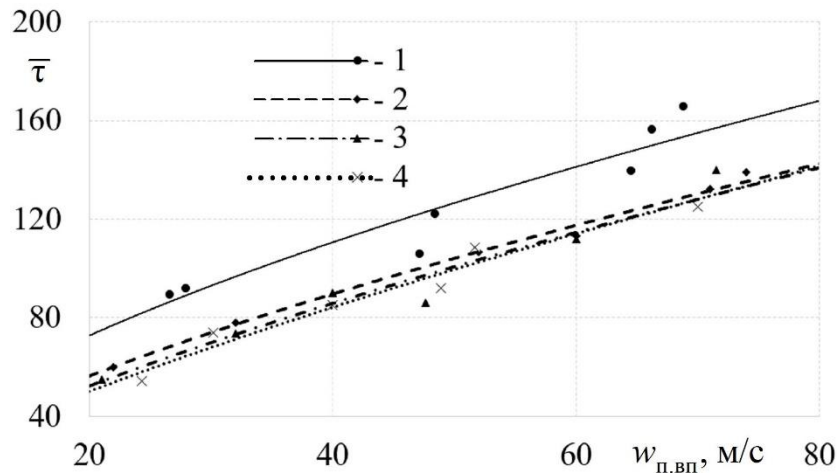


Рисунок 6.26 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов от скорости потока воздуха $w_{п.вп}$ во впускном трубопроводе для разных конфигураций: 1 – базовая впускная система; 2 – система со сбросом наддувочного воздуха при $D_c = 0,04-0,08$; 3 – система со сбросом при $D_c = 0,12-0,17$; 4 – $D_c = 0,21-0,39$

Из рисунка 6.26 видно, что сброс избыточного количества воздуха из впускной системы поршневого двигателя приводит к уменьшению значений локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ в среднем на 22 % по сравнению с базовой системой впуска. Примечательно, что величина сброса не оказывает влияния на уровень подавления теплоотдачи, т.е. при всех исследованных значениях D_c величина снижения среднего локального коэффициента теплоотдачи составляет около 22 %.

На основе этих данных были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе со сбросом воздуха после турбокомпрессора к уровню теплоотдачи в базовой системе впуска (Рисунок 6.27).

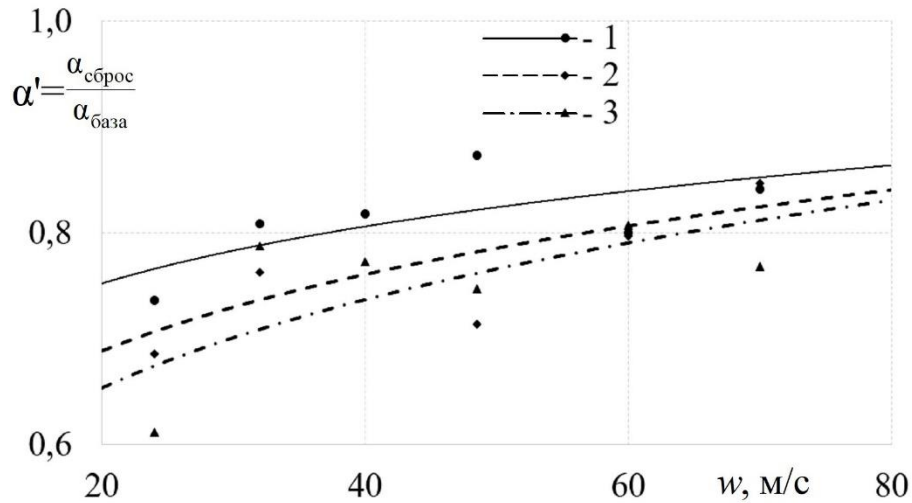


Рисунок 6.27 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (система со сбросом воздуха / базовая система) от скорости потока w в газодинамических системах при заполнении полости переменного объема для разных соотношений D_c : 1 – система со сбросом наддувочного воздуха при $D_c = 0,04-0,08$ / базовая система; 2 – система со сбросом при $D_c = 0,12-0,17$ / базовая система; 3 – система с $D_c = 0,21-0,39$ / базовая система

Из рисунка 6.27 видно, что интенсивность теплоотдачи во впускной системе со сбросом наддувочного воздуха меньше на 5-35 % (в зависимости от доли сброса) по сравнению с базовой системой впуска. При такой интерпретации результатов исследований величина сброса воздуха вызывает разный уровень изменения интенсивности теплоотдачи. Установлено, что чем больше величина сброса воздуха, тем сильнее снижается интенсивность теплоотдачи. Так, при $D_c = 0,04-0,08$ снижение уровня теплоотдачи составляет от 15 до 22 % по сравнению с базовой системой впуска, тогда как при доле сброса $D_c = 0,21-0,39$, подавление интенсивности теплоотдачи составляет уже от 20 до 37 % в сравнении с базовой системой.

Подавление теплоотдачи во впускной системе поршневого двигателя с турбокомпрессором может положительно сказаться на прочностных показателях деталей и узлов, поскольку снижение уровня теплообмена вызовет соответствующие уменьшение тепловых нагрузок в элементах (деталях и узлах) впускной системы энергомашины (двигателя с турбоагнетателем) [278].

6.3 Прикладные аспекты внедрения модернизированных впускных систем применительно к поршневым двигателям с турбонаддувом

6.3.1 Оценка положительных эффектов от модернизации впускной системы путем изменения конфигурации выходного канала компрессора турбокомпрессора

Проводилась расчетно-аналитическая оценка потенциальных положительных эффектов в области поршневого двигателестроения от применения впускных систем с выравнивающей решеткой и канавками. Так, снижение интенсивности теплоотдачи между потоком и стенками трубопроводом во впускной системе с выравнивающей решеткой приводит к уменьшению тепловых напряжений в деталях и узлах поршневых двигателей, что положительно сказывается на их надежности. Применительно к дизелю 6ЧН 21/21 была рассчитана интенсивность отказов для базовой и модернизированной системы впуска (Рисунок 6.28, а). На основании этих данных была пересчитана вероятность безотказной работы для рассматриваемого дизеля при наработке 3000 часов, которая при максимальном эффекте от снижения тепловых напряжений выросла на 0,8 % (Рисунок 6.28, б).

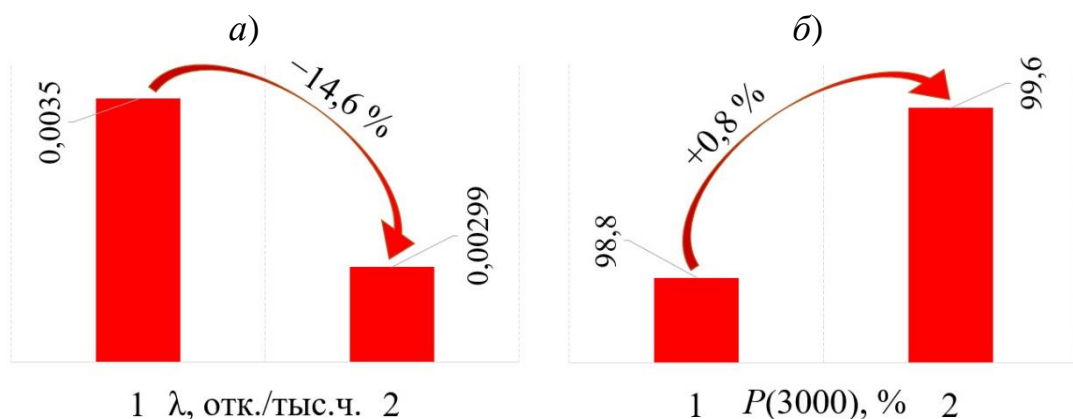


Рисунок 6.28 – Диаграммы изменения интенсивности отказов головок цилиндра λ (а) и вероятности их безотказной работы P (б) для дизеля 6ЧН 21/21 с базовой впускной системой (1) и впускной системой с выравнивающей решеткой (2)

Также проводился расчет коэффициента наполнения и эффективной мощности для двигателя 2ЧН 8,2/7,2 с базовой системой впуска и системой с канавками (Рисунок 6.29).

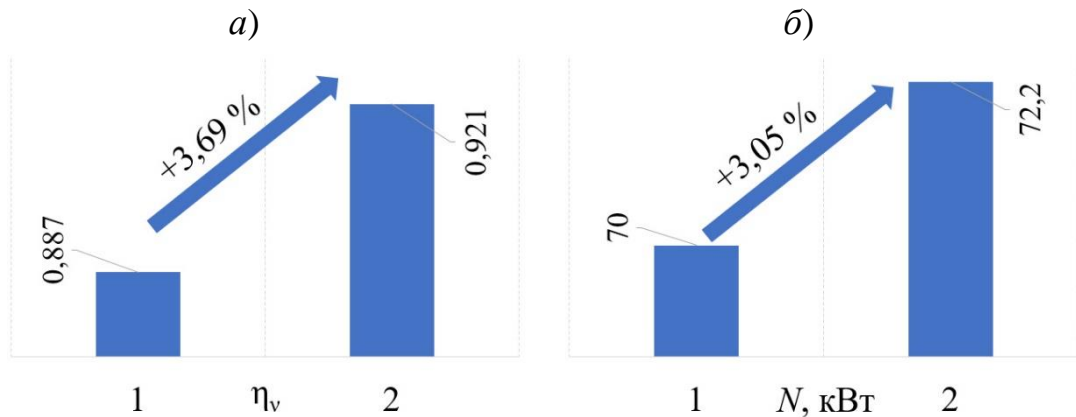


Рисунок 6.29 – Диаграммы изменения коэффициента наполнения η_v (а) и мощности N (б) для базовой впускной системы (1) и модернизированной впускной системы (2) для двигателя 2Ч 8,2/7,1

Установлено, что максимальный эффект от использования во впускной системе двигателя 2ЧН 8,2/7,1 трубопровода с канавками заключается в росте коэффициента наполнения на 3,69 % (рост η_v с 0,887 до 0,921). При этом, имеет место увеличение мощности примерно на 3 % по сравнению с двигателем с базовой впускной системой.

6.3.2 Реализация автоматизированной системы сброса наддувочного воздуха и оценка ее эффективности

Возможные конструкции впускных систем с электропневмоклапаном для сброса избыточного наддувочного воздуха для дизельных двигателей разных типов и разного назначения показаны на рисунках 6.30-6.32. Из рисунков видно, что для всех рассматриваемых ДВС реализация системы сброса воздуха не представляет особых сложностей, не требует серьезных изменений в конструкции, не вызывает значительных материальных затрат и технологических трудностей.

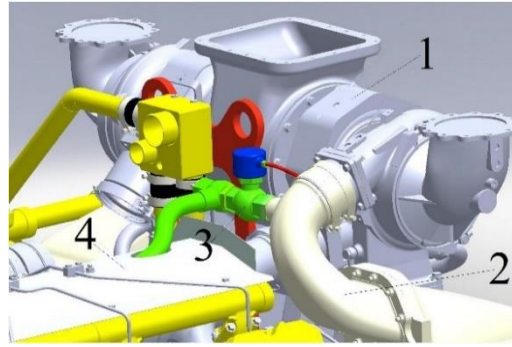


Рисунок 6.30 – 3Д-модель впускной системы дизеля 6ЧН 21/21 с системой сброса наддувочного воздуха: 1 – турбокомпрессор; 2 – впускной коллектор; 3 – электропневмоклапан; 4 – кожух выпускного коллектора

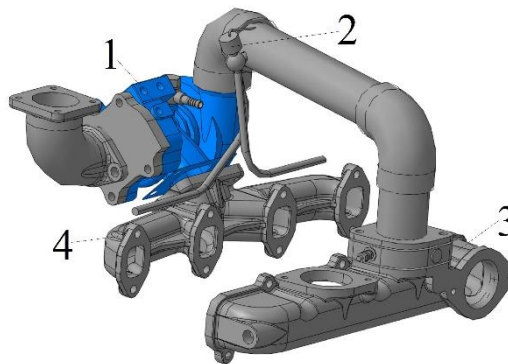


Рисунок 6.31 – Трехмерная твердотельная модель системы газообмена дизеля 4ЧН 8/9 с системой сброса наддувочного воздуха: 1 – турбокомпрессор; 2 – электропневмоклапан для управляемого сброса воздуха; 3 – впускной коллектор; 4 – выпускной коллектор

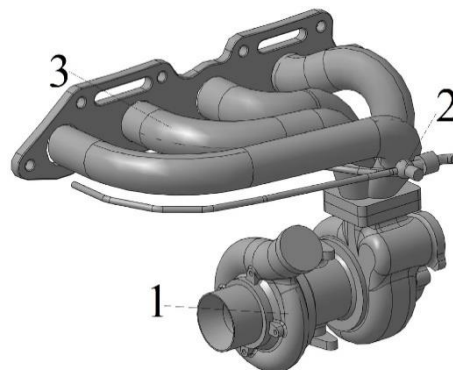


Рисунок 6.32 – Общий вид системы газообмена дизеля 4ЧН 9,08/7,7 с системой сброса наддувочного воздуха: 1 – турбокомпрессор; 2 – электропневмоклапан для управляемого сброса воздуха; 3 – впускной коллектор

Особенности работы поршневого ДВС с ТК с системой сброса воздуха заключаются в следующем. Воздух во впускную систему поступает из компрессора турбокомпрессора. В трубопроводе, на участке от ТК до впускного коллектора устанавливается электропневмоклапан, который перенаправляет от 5 до 50 % общего объема воздуха, вырабатываемого ТК. Воздух может быть направлен на охлаждение выпускного коллектора (с целью уменьшения тепловых напряжений и повышения надежности) или на создание эффекта в выпускной системе (с целью улучшения очистки цилиндра от отработавших газов и повышения КПД двигателя, что будет показано в следующем разделе). Далее стабилизированный воздушный поток через впускной коллектор поступает в цилиндры двигателя, т.е. происходит процесс заполнения полости переменного объема. Как было показано выше, сброс избыточного количества воздуха после турбокомпрессора позволяет изменить режим и структуру пульсирующего потока газа во впускной системе ДВС и стабилизировать его (значительно уменьшить пульсации скорости и давления потока), что способствует снижению аэродинамического шума и уменьшению термических напряжений на основных элементах системы впуска за счет подавления теплообмена и соответствующего уменьшения количества термических циклов на рассматриваемых элементах. Доля сброса D_c зависит от режима работы двигателя и ТК и определяется тем условием, чтобы расход воздуха через цилиндры двигателя не уменьшался по сравнению с базовой системой впуска.

Для эффективной работы электропневмоклапана в зависимости от режимов работы ДВС и ТК была разработана функциональная схема автоматизированной системы сброса наддувочного воздуха (Рисунок 6.33). Предлагаемая схема работает по принципу управления с обратной связью. Схема содержит несколько блоков управления БУ, которые собирают информацию от различных датчиков (датчики давления, скорости потока воздуха, частоты вращения КВ и вала ТК, датчики температуры и др.). Так, БУ 1 определяет скорости вращения КВ двигателя и вала турбокомпрессора, тем самым система имеет четкое представление о режиме работы и текущих потребных расходных характеристиках через цилиндры ДВС.

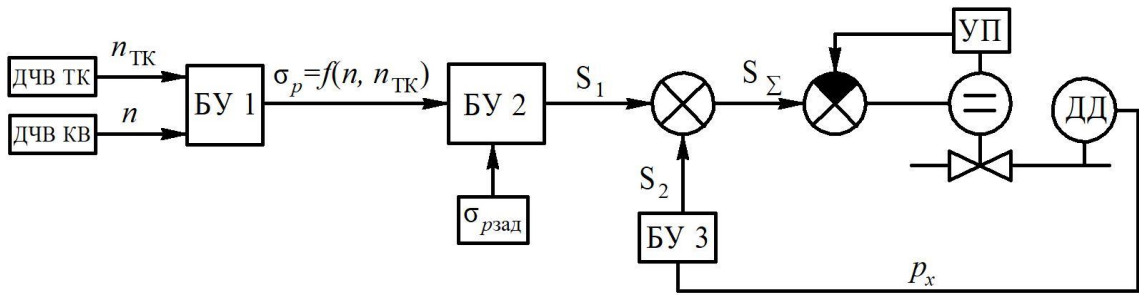


Рисунок 6.33 – Функциональная схема автоматизированной системы сброса наддувочного воздуха во впускной системе поршневого двигателя с ТК:

БУ – блок управления; УП – указатель положения; ДД – датчик давления;

ДЧВ – датчик частоты вращения; КВ – коленчатый вал

БУ 2 получает данные о режиме работы двигателя с ТК, а также имеет режимные карты, позволяющие рассчитать оптимальную долю сброса при текущих условиях (Рисунок 6.33). Критериями выбора служили среднеквадратичные отклонения давления σ_p и скорости σ_w за рабочий цикл ДВС, определяемыми по следующим формулам:

$$\sigma_p = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (p_i - \bar{p})^2}, \quad (6.2)$$

$$\sigma_w = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (w_i - \bar{w})^2}, \quad (6.3)$$

где p_i – текущее значение статического давления потока воздуха во впускной системе двигателя, кПа; \bar{p} – среднее значение статического давления во впускной системе за N рабочих циклов ДВС, кПа; w_i – текущее значение скорости потока воздуха во впускной системе двигателя, м/с; \bar{w} – среднее значение скорости потока воздуха во впускной системе за N рабочих циклов ДВС, м/с.

Следует отметить, что на рисунке 6.33 показана только часть автоматизированной системы, которая получает данные только о среднеквадратичных отклонениях давления $\sigma_{pзад}$. Для повышения точности системы она должна дополнительно получать данные и о среднеквадратичных отклонениях скорости потока газа $\sigma_{wзад}$.

Величины среднеквадратичных отклонений давления σ_p и скорости σ_w за рабочий цикл ДВС при разных значениях n , n_{TK} и D_c представлены на рисунках 6.34-

6.36. Следует отметить, что эти данные были получены для двигателя размерности 8,2/7,1 с турбокомпрессором ТКР-6 и для получения наибольшего эффекта они должны определяться для каждого конкретного типоразмера ДВС и ТК индивидуально.

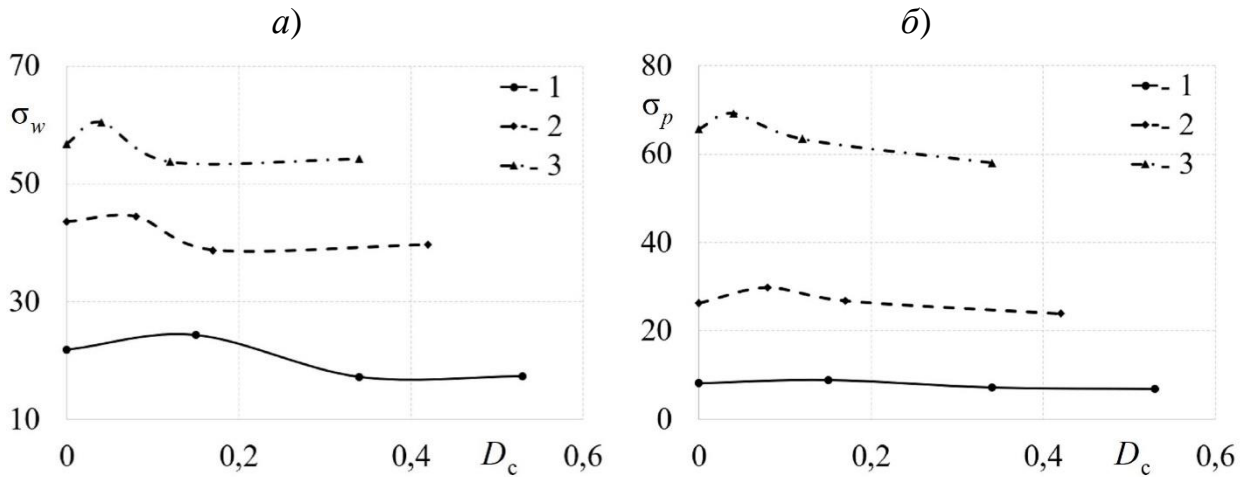


Рисунок 6.34 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций скорости

σ_w (a) и давления σ_p (б) от относительной доли сброса D_c при частоте вращения

вала ТК $n_{\text{ТК}} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ при разной частоте вращения КВ n :

1 – 600 мин^{-1} ; 2 – 1500 мин^{-1} ; 3 – 3000 мин^{-1}

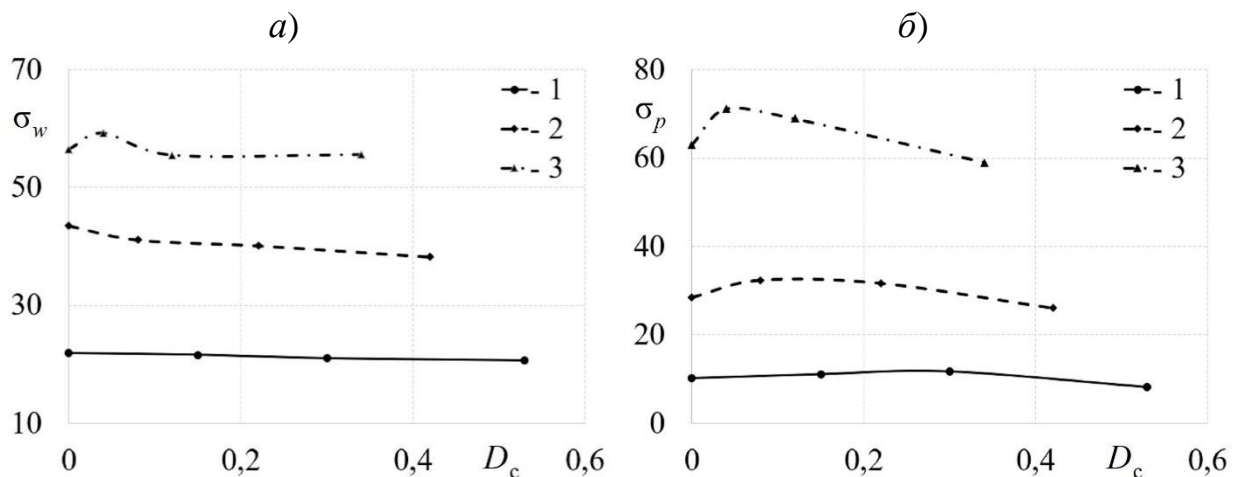


Рисунок 6.35 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций скорости

σ_w (a) и давления σ_p (б) от относительной доли сброса D_c при частоте вращения

вала ТК $n_{\text{ТК}} = 42000 \text{ мин}^{-1}$ при разной частоте вращения КВ n :

1 – 600 мин^{-1} ; 2 – 1500 мин^{-1} ; 3 – 3000 мин^{-1}

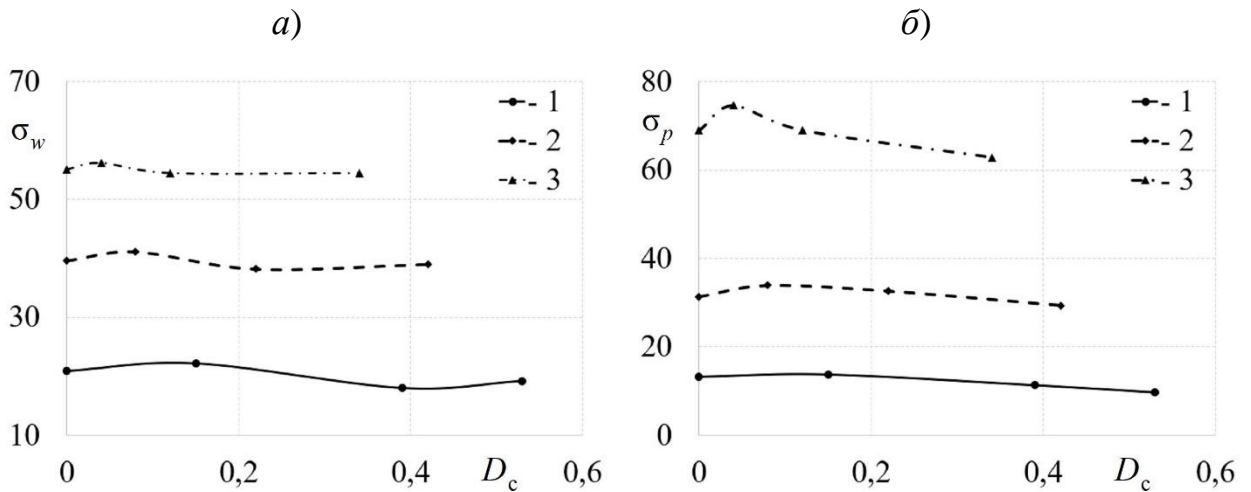


Рисунок 6.36 – Зависимости среднеквадратичных отклонений пульсаций скорости σ_w (а) и давления σ_p (б) от относительной доли сброса D_c при частоте вращения

вала ТК $n_{\text{ТК}} = 46000 \text{ мин}^{-1}$ при разной частоте вращения КВ n :

1 – 600 мин^{-1} ; 2 – 1500 мин^{-1} ; 3 – 3000 мин^{-1}

На основании полученных данных о величинах σ_p , σ_w , n и $n_{\text{ТК}}$ БУ 2 формирует управляющее воздействие S_1 на величину открытия электропневмоклапана или другими словами – доли сброса воздуха D_c (см. Рисунок 6.33). Автоматизированная система обрабатывает это воздействие и сбрасывает часть наддувочного воздуха. После чего следует измерение величины текущего давления (и скорости) потока воздуха во впускной системе и расчет среднеквадратичных отклонений давления σ_p от заданных $\sigma_{p\text{зад}}$. Соответственно, если текущее значение отклонения σ_p и заданное $\sigma_{p\text{зад}}$ совпадают, то система сброса имеет максимальную эффективность с наибольшим положительным эффектом. Этот режим оптимальный.

Дополнительно проводилась расчетно-аналитическая оценка потенциального положительного эффекта от использования системы сброса наддувочного воздуха для двигателя 6ЧН 21/21, а именно, осуществлялась оценка роста КПД турбокомпрессора и расчет КПД двигателя в целом (Рисунок 6.37). Известно, что циклическое поступление воздуха в цилиндры через периодически открывающиеся впускные клапана обуславливают колебания скорости и давления в полости нагнетания компрессора. В связи с этим степень повышения давления и расход воздуха через компрессор изменяются во времени в довольно широких пределах. Это в

непрерывно изменяет условия совместной работы ДВС и ТК и приводит к уменьшению КПД компрессора. Известно, что путем стабилизации скорости и давления потока во впускной системе ДВС с ТК можно увеличить КПД турбокомпрессора на 2-3 %.

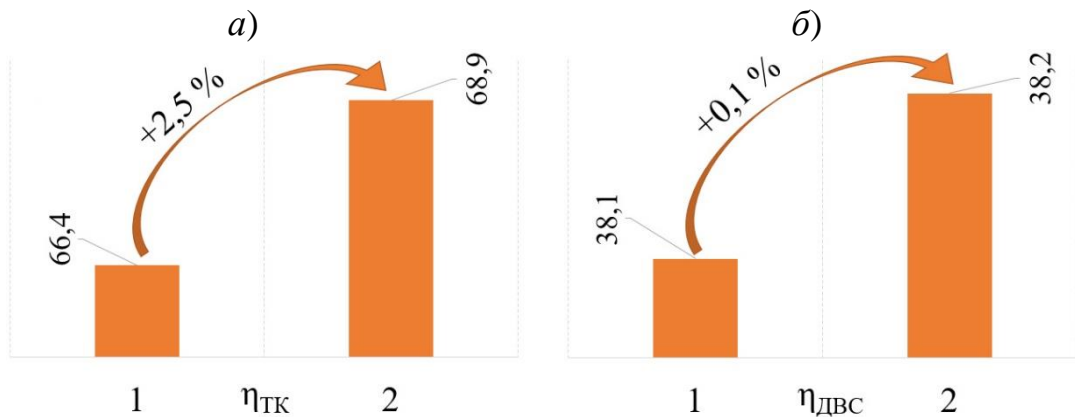


Рисунок 6.37 – Диаграммы изменения КПД турбокомпрессора $\eta_{\text{ТК}}$ (а) и эффективного КПД двигателя $\eta_{\text{ДВС}}$ (б) для дизеля 6ЧН 21/21 с базовой впускной системой (1) и впускной системой со сбросом избыточного воздуха (2)

Установлено, что применительно к дизелю 6ЧН21/21 КПД турбокомпрессора увеличится в среднем на 2,5 % при использовании во впускной системе электропневмоклапана для сброса избыточного воздуха, а КПД самого двигателя увеличится в пределах 0,25 %.

6.4 Создание эффекта эжекции в выпускной системе поршневого двигателя

В данном разделе на основе результатов экспериментальных исследований предложен оригинальный способ модернизации выпускных систем поршневых двигателей на основе газодинамического воздействия на течение – применение эффекта эжекции с целью тепломеханической стабилизации пульсирующих потоков и, соответственно, улучшения показателей газообмена и технико-экономических характеристик поршневых двигателей.

На основе анализа литературы и пилотных исследований был предложен метод совершенствования, основанный на создании эффекта эжекции в выпускной системе. Основная идея эжекции состоит в том, чтобы создать в выпускном трубопроводе дополнительное разрежение, которое будет способствовать лучшей очистке полости переменного объема от отработавших газов. В данном случае техническое решение заключалось в том, что в выпускном трубопроводе устанавливалась эжекционная трубка, в которую поступал сжатый воздух через электропневмоклапан [279, 280]. Таким образом в выпускной системе создавалось дополнительное разрежение, которое стабилизировало течение газов и ослабляло переходные процессы в пограничном слое. Конструктивное исполнение предлагаемого способа представлено на рисунке 6.38. На конструкцию рассматриваемой выпускной системы с эжекцией получен патент РФ [281].

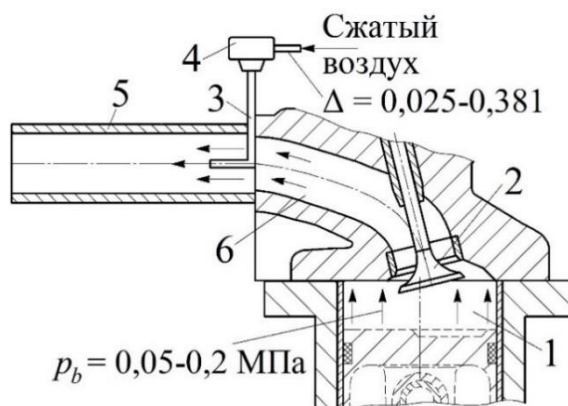


Рисунок 6.38 – Схема выпускной системы поршневого двигателя с системой эжекции: 1 – цилиндр; 2 – выпускной клапан; 3 – эжекционная трубка; 4 – электромагнитный клапан для подачи сжатого воздуха; 5 – выпускной трубопровод; 6 – головка блока с выпускным каналом

Анализ конструкций выпускных систем с принудительной эжекцией для различных двигателей показал, что для многих типов и размерностей поршневых ДВС они могут быть реализованы без серьезных доработок и существенных финансовых затрат (подробный анализ представлен в следующем разделе). Альтернативные выпускные системы с эффектом эжекции можно найти в [282, 283], однако, они имеют

гораздо более сложную конструкцию и имеют эффективность в узком диапазоне частот вращения коленвала ДВС.

Для того, чтобы не сбрасывать бесполезно наддувочный воздух после компрессора ТК (см. предыдущий раздел) его можно перенаправлять в выпускную систему поршневого двигателя с целью создания эффекта эжекции. Это позволит выровнять поле скоростей в выпускном трубопроводе, а также снизить пульсации скорости и давления пульсирующего потока газа. Конструктивная реализация системы газообмена с системой сброса наддувочного воздуха после компрессора ТК и эффектом эжекции в выпускной системе показана на рисунке 6.39. Следует отметить, что на рисунке 6.39 показана лишь принципиальная схема возможности перепуска наддувочного воздуха из впускной системы в выпускную систему. Для реализации подобной системе на поршневых двигателях необходима более детальная техническая проработка конструкции системы газообмена с учетом особенностей конкретного ДВС и ТК (см. в т.ч. раздел 6.5 данной диссертации).

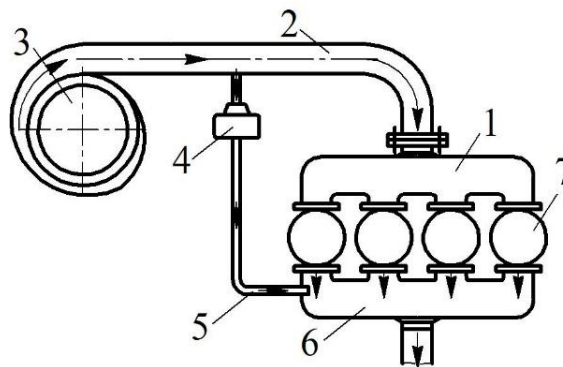


Рисунок 6.39 – Принципиальная схема системы газообмена поршневого двигателя с турбонагнетателем: 1 – впускной трубопровод; 2 – выходной патрубок компрессора; 3 – турбокомпрессор; 4 – электромагнитный клапан для сброса наддувочного воздуха; 5 – эжекционная трубка; 6 – выпускной трубопровод

В данном исследовании эксперименты проводились также на одноцилиндровой модели поршневого ДВС, описанной в главе 2. Сжатый воздух в эжекционную трубку поступал от внешнего источника (поршневого компрессора) только в период открытого выпускного клапана (т.е. в процессе выпуска).

Исследования проводились при разных расходах сжатого воздуха, подаваемого через эжекционную трубку. Соответственно, для каждого режима работы ДВС рассчитывалась доля подаваемого через эжекционную трубку воздуха по следующей формуле:

$$\Delta = \frac{Q_{\text{п.вып}} - Q_{\text{эж}}}{Q_{\text{п.вып}}}, \quad (6.4)$$

где $Q_{\text{п.вып}}$ – расход воздуха через выпускную систему в процессе выпуска, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{\text{эж}}$ – расход воздуха через эжекционную трубку, $\text{м}^3/\text{с}$.

Таким образом, исследования проводились для двух случаев работы эжекционной трубки. В первом случае, доля подаваемого воздуха через эжекционную трубку Δ составляла от 0,025 до 0,189 (малый расход воздуха). Во втором случае, Δ составляла от 0,081 до 0,381 (большой расход).

Сначала рассмотрим результаты экспериментов для случая, когда доля подаваемого воздуха через эжекционную трубку составляла $\Delta = 0,025-0,189$ (малый расход). Первичные данные о мгновенных значениях местной скорости w_x потока воздуха и локальных напряжений трения τ_x на поверхности каналов в выпускной системе с эжекцией и без нее для разных начальных условий и режимов работы представлены на рисунке 6.40 и 6.41.

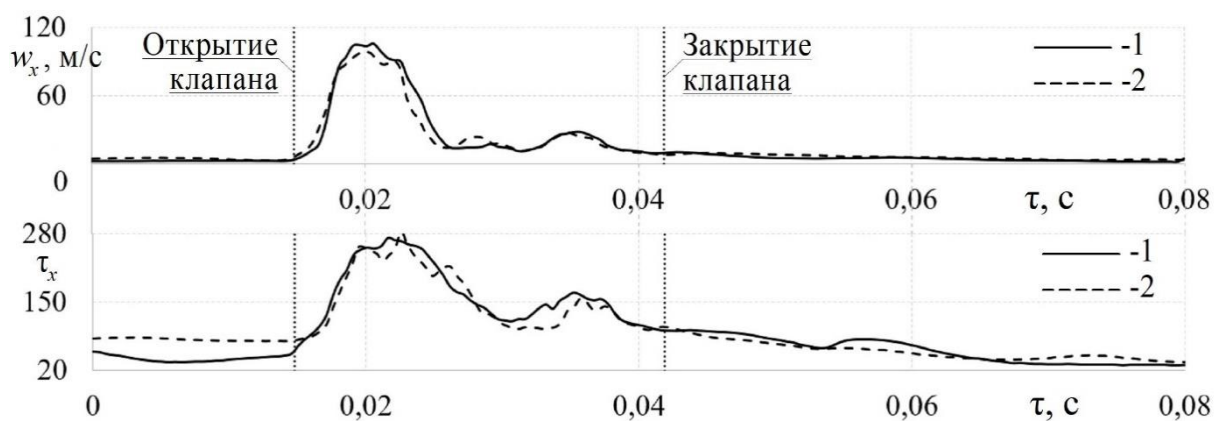


Рисунок 6.40 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой выпускной системы (1) и выпускной системы с эжекцией (2) при $\Delta = 0,072$, $p_{\text{out}} = 0,1$ МПа и $n = 1500$ мин^{-1}

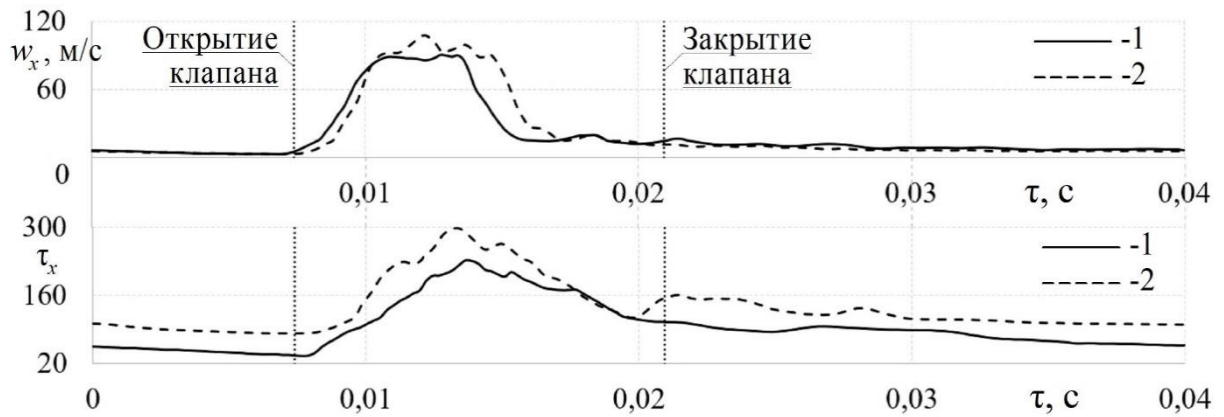


Рисунок 6.41 – Зависимости локальных скорости потока воздуха w_x и напряжений трения τ_x от времени для базовой выпускной системы (1) и выпускной системы с эжекцией (2) при $\Delta = 0,025$, $p_{out} = 0,2$ МПа и $n = 3000$ мин⁻¹

Из рисунков 6.40 и 6.41 видно, что подача эжекционного воздуха в выпускную систему приводит к незначительному росту максимальной скорости потока воздуха (в пределах 20 %), что наиболее характерно для высоких частот вращения коленчатого вала. Следует напомнить, что подача эжекционного воздуха осуществлялась только в течении процесса опорожнения полости. Поэтому визуально наиболее заметные изменения в газодинамике пульсирующих потоков в рассматриваемой газодинамической системе имеют место именно в период опорожнения полости переменного объема. При этом, также наблюдается незначительный рост максимальных значений локальных напряжений трения (в пределах 10-20 %), как в процессе выпуска, так и в период, когда выпускной клапан закрыт, т.е. в течении всего рабочего цикла поршневого двигателя. Наиболее выражены обсуждаемые эффекты при начальном давлении на выпуске p_{out} , равном 0,2 МПа (Рисунок 6.41). При $p_{out} = 0,1$ МПа в функциях $w_x = f(\tau)$ и $\tau_x = f(\tau)$ для выпускной системы с эжекцией и без нее визуальные отличия не столь заметны (Рисунок 6.40). Однако, можно отметить, что на рассматриваемых функциях в течении всего рабочего цикла двигателя заметны некоторые флуктуации, которые, вероятно, связаны с тем, что эжекционный воздух, подаваемый в выпускную систему, не стабилизировался и имел повышенную турбулизацию по сравнению с основным течением в системе.

Установлено, что при доли подаваемого воздуха через эжекционную трубку в размере $\Delta = 0,025-0,189$ имеет место незначительный рост расхода воздуха через выпускную систему (Рисунок 6.42).

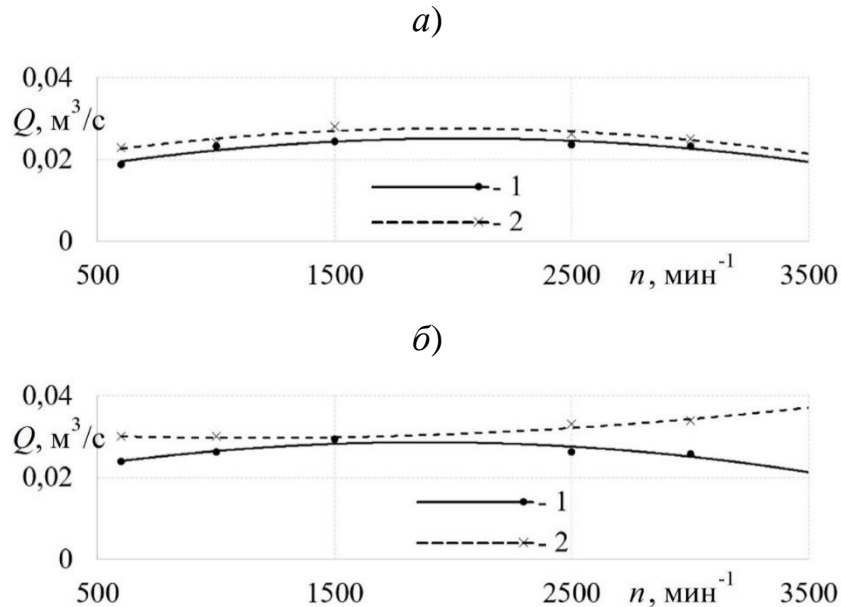


Рисунок 6.42 – Зависимости объемного расхода Q от частоты вращения КВ двигателя n через базовую выпускную систему (1) и выпускную систему с эжекцией (2) при разных начальных давлениях на выпуске:
 а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

При этом, если при $p_{out} = 0,1$ МПа отличия в расходных характеристиках не превышают величину погрешности эксперимента (5,5 %) для газодинамической системы с эжекцией и базовой системы, то при $p_{out} = 0,2$ МПа они возрастают до 16 %. Это свидетельствует об улучшении очистки полости переменного объема от отработавших газов в случае использования системы выпуска с эжекцией, что в перспективе может привести к росту мощности и КПД поршневого двигателя.

Для более подробного исследования влияния системы эжекции на газодинамику пульсирующих потоков в выпускной системе были получены данные о степени турбулентности Tu в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n и скорости потока $w_{п.вып}$ для разных начальных условий (Рисунки 6.43 и 6.44).

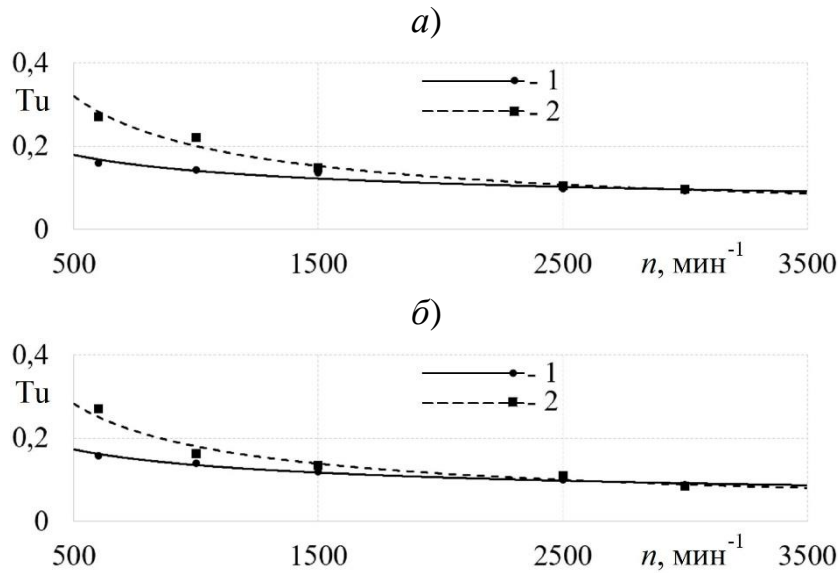


Рисунок 6.43 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения КВ n ДВС в базовой выпускной системе (1) и выпускной системе с эжекцией (2) при разных начальных давлениях на выпуске и долях подаваемого воздуха Δ : а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

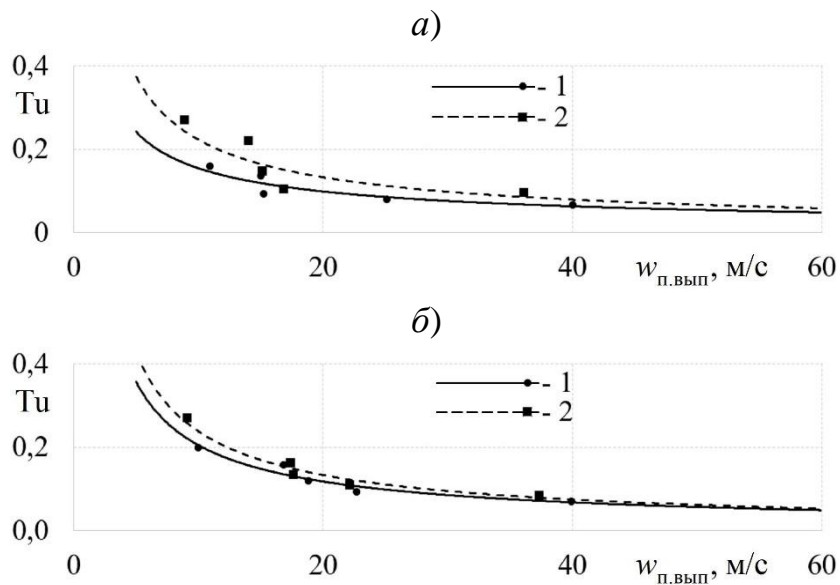


Рисунок 6.44 – Зависимости степени турбулентности Tu от скорости потока воздуха $w_{п.вып}$ в базовой выпускной системе (1) и выпускной системе с эжекцией (2) при разных начальных давлениях на выпуске и долях Δ : а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

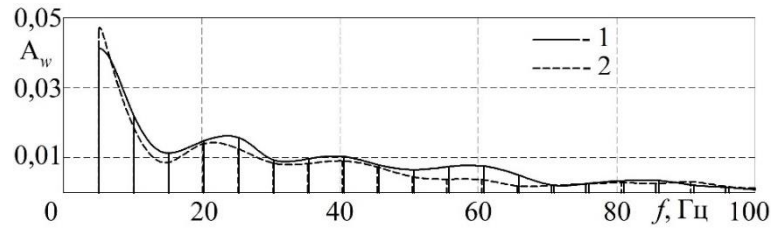
Из рисунка 6.43 видно, что при наличии в выпускной системе эжекции имеет место рост степени турбулентности в диапазоне от 5 до 29 %, что характерно для

всех исследуемых частот вращения КВ от 500 до 2000 мин⁻¹. При этом, наибольший рост Tu имеет место при начальном давлении на выпуске p_{out} равном 0,1 МПа. Увеличение степени турбулентности может быть вызвано эжекционным воздухом, подаваемым в выпускную систему, поскольку он не стабилизировался перед подачей и, соответственно, несколько турбулизировал основное течение в системе. Следует отметить, что при $n > 2500$ мин⁻¹ отличия в значениях Tu для базовой выпускной системы и системы с эжекцией отсутствуют.

Качественно аналогичные данные были получены и при анализе функции $Tu = f(w_{п.вып})$ (Рисунок 6.44). В выпускной системе с эжекцией имеет место незначительный рост степени турбулентности, но в меньшем масштабе: отличия в количественных значениях Tu не превышают 15 %. При этом, основные отличия в значениях степени турбулентности имеют место при скоростях потока до 30 м/с. При скоростях больше 30 м/с разница в Tu для базовой выпускной системы и системы с эжекцией нивелируется и стремится к нулю. Также наибольший рост Tu наблюдается при начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа. Рост степени турбулентности свидетельствует о некоторой мелкомасштабной турбулизации потока. Однако для того, чтобы сделать окончательные выводы об изменении структуры пульсирующих потоков в выпускной системе с эжекцией необходимо, как минимум, провести спектральный анализ функции $w_x = f(\tau)$.

Поэтому был выполнен спектральный анализ функций $w_x = f(\tau)$ для базовой выпускной системы и системы выпуска с эжекцией для разных начальных условий (p_{out} и Δ) и режимов работы (n) двигателя (Рисунки 6.45 и 6.46). Из рисунков видно, что эжекция в выпускной системе поршневого двигателя заметно снижает амплитуды пульсаций скорости потока воздуха (до 20 %) по сравнению с базовой газодинамической системы. Это свидетельствует о некотором выравнивании поля скоростей в выпускной системе с эжекцией. Также можно отметить сохранение кратности значимых частот в обоих случаях (базовая система и система с эжекцией), что характерно для всех исследованных начальных условий и режимов работы двигателя. Это говорит о неизменности структуры потока.

а)



б)

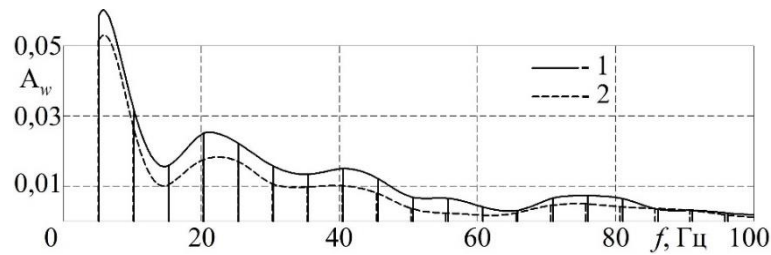
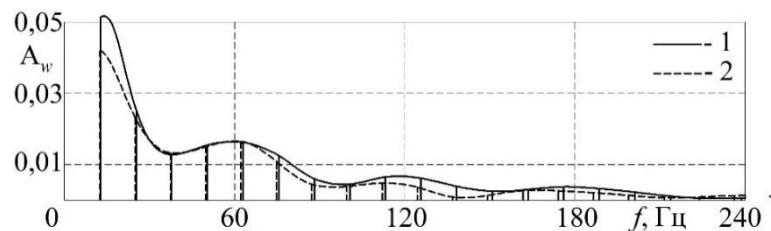


Рисунок 6.45 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в базовой выпускной системе (1) и в выпускной системе с эжекцией (2) для частоты вращения КВ $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и разных Δ и начальных давления на выпуске: а) – $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ ($\Delta = 0,189$); б) – $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$ ($\Delta = 0,140$)

а)



б)

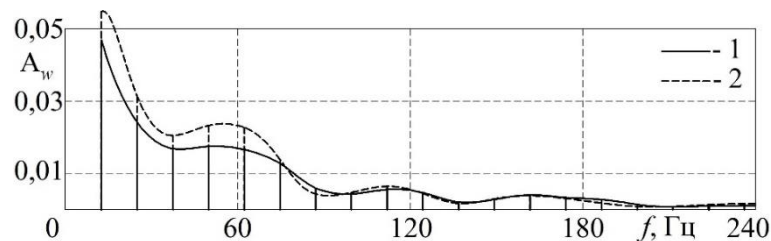


Рисунок 6.46 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в базовой выпускной системе (1) и в выпускной системе с эжекцией (2) для частоты вращения КВ $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при разных Δ начальных давления на выпуске: а) – $p_{out} = 0,1 \text{ МПа}$ ($\Delta = 0,072$); б) – $p_{out} = 0,2 \text{ МПа}$ ($\Delta = 0,057$)

Далее проводился анализ влияния новых газодинамических условий, создаваемых системой эжекции, на интенсивность теплоотдачи в выпускной системе поршневого двигателя (Рисунки 6.47 и 6.48). Были получены данные о средней величине локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ в выпускных системах разной конфигурации в зависимости от частоты вращения КВ n и скорости потока $w_{п.вып}$. Из рисунков 6.47 и 6.48 видно, что установка системы эжекции (с $\Delta = 0,025-0,189$) в выпускную систему поршневого ДВС приводит к незначительному подавлению теплоотдачи в пределах 5-12 %. При этом, наибольшее снижение $\bar{\tau}$ имеет место при начальном давлении на выпуске $p_{out} = 0,1$ МПа, которые составляют вплоть до 12 % при сравнении $\bar{\tau}$ для базовой выпускной системы и системы с эжекцией. В свою очередь, при $p_{out} = 0,2$ МПа разница в значениях $\bar{\tau}$ для рассматриваемых систем не превышает 5,5 %, что находится в пределах неопределенности опытов.

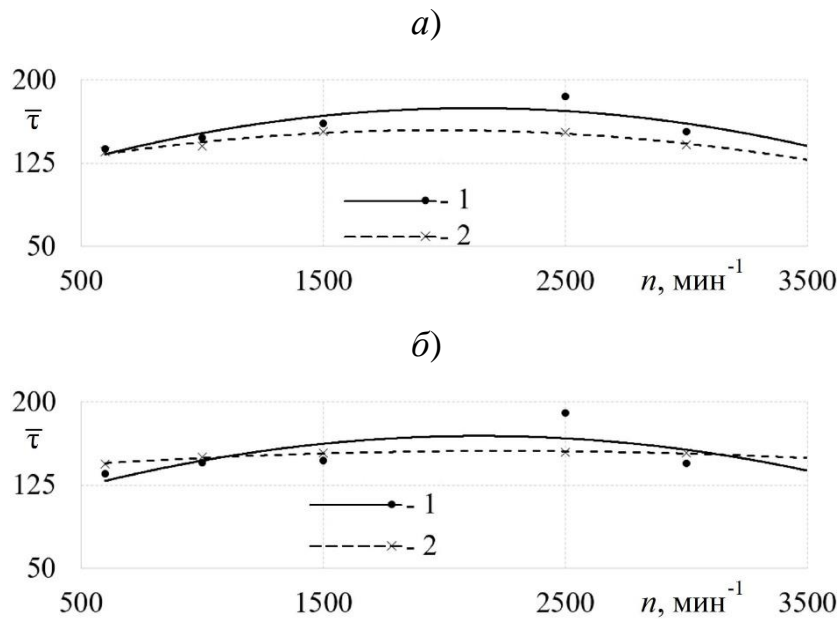
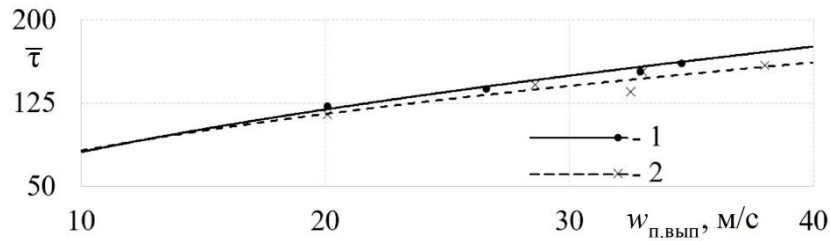


Рисунок 6.47 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов в базовом выпускном трубопроводе (1) и выпускном трубопроводе с эжекцией (2) от частоты вращения КВ n при разных Δ и начальных давлениях на выпуске: а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

а)



б)

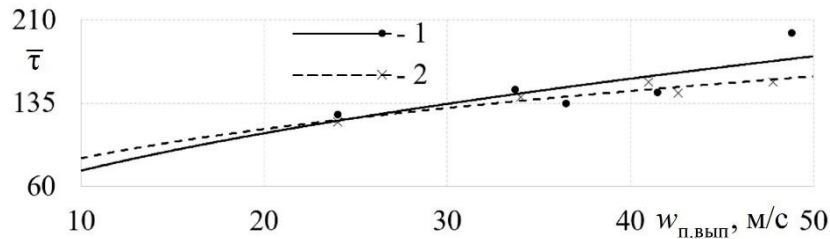


Рисунок 6.48 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов от скорости потока $w_{п.вып}$ в базовом выпускном трубопроводе (1) и выпускном трубопроводе с эжекцией (2) при разных Δ и начальных давлениях на выпуске: а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043 \dots 0,189$);

б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025 \dots 0,140$)

На основе этих данных были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с эжекцией к уровню теплоотдачи в базовой системе выпуска (Рисунок 6.49). Следует отметить, что имеет место незначительное подавление теплоотдачи в выпускной системе с использованием эжекции в пределах 5-15 % по сравнению с базовой системой выпуска. Это может быть связано со стабилизацией пограничного слоя и некоторым снижением температуры отработавших газов из-за подаваемого сжатого воздуха. При этом, при низких скоростях потока (до 25 м/с) отличия в значениях осредненных напряжений трения в рассматриваемых системах находятся в пределах 4 %. И только с ростом скорости имеет место более существенное снижение $\bar{\tau}$ в выпускной системе с эжекцией по сравнению с базовой газодинамической системой.

Подавление теплоотдачи в выпускной системе поршневого двигателя может положительно сказаться на его показателях надежности, поскольку в этом случае

выпускной коллектор будет иметь меньшие тепловые напряжения, а соответственно, реже выходить из строя [284, 285].

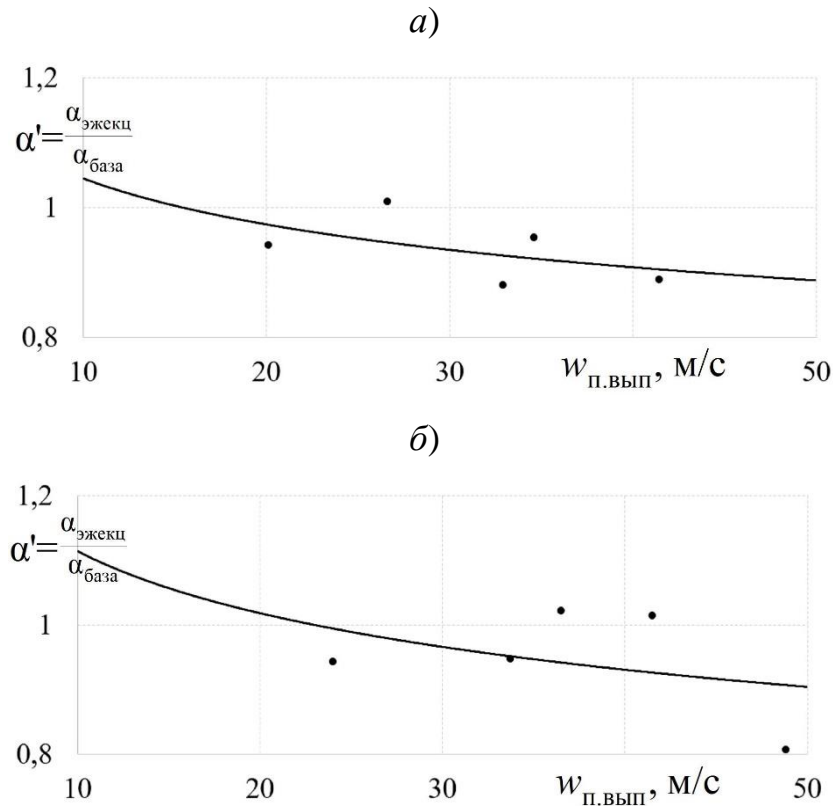


Рисунок 6.49 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (система с эжекцией/базовая система) от скорости потока $w_{п.вып}$ в газодинамических системах при опорожнении полости переменного объема для разных условий на выпуске: а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,043...0,189$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,025...0,140$)

Далее рассмотрим результаты экспериментальных исследований газодинамики и теплообмена пульсирующих потоков газа в выпускной системе с эжекцией, но уже для увеличенного расхода воздуха через эжекционную трубку с долей подаваемого воздуха Δ от 0,081 до 0,381 (большой расход).

Установлено, что при $\Delta = 0,081-0,381$ расход воздуха через выпускную систему с эффектом эжекции увеличился в среднем на 15 % или на 7 % за вычетом подаваемого сжатого воздуха (Рисунок 6.50). Потенциально это должно привести к лучшей очистке полости переменного объема от отработавших газов в

поршневых ДВС, повышению качества процессов газообмена и соответствующему росту КПД и мощности двигателя.

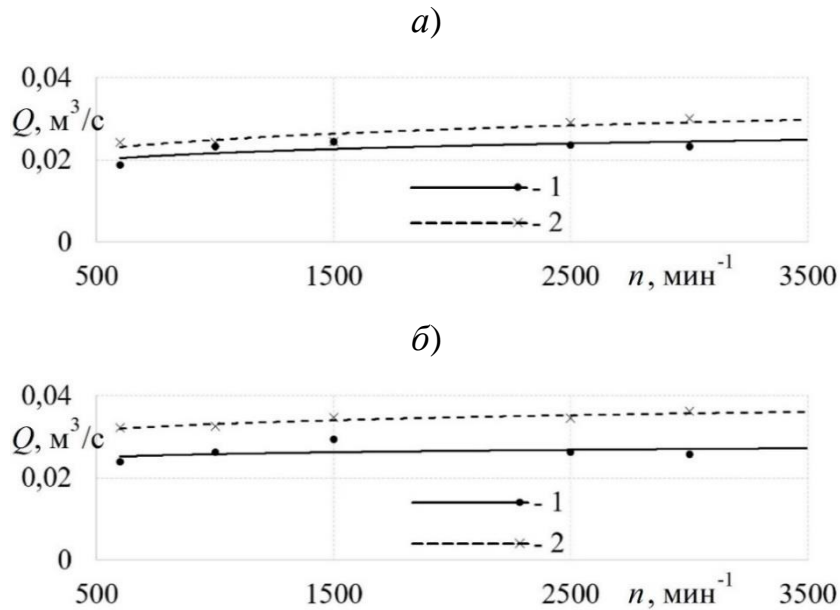


Рисунок 6.50 – Зависимости объемного расхода Q от частоты вращения КВ двигателя n через базовую выпускную систему (1) и выпускную систему с эжекцией (2) при разных Δ и начальных давлениях на выпуске p_{out} :

а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,099 \dots 0,381$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,081 \dots 0,323$)

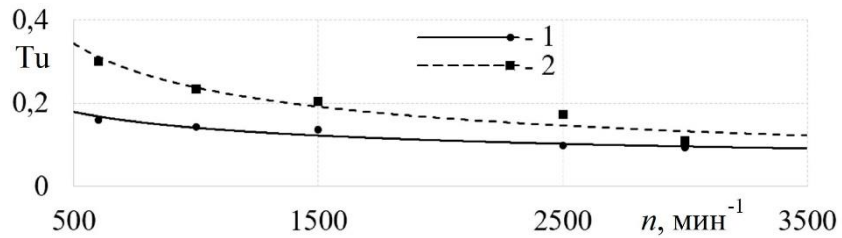
Примечание: Q представлен за вычетом расхода через эжекционную трубку

Оценить влияние эффекта эжекции на газодинамику пульсирующих потоков также можно по рисункам 6.51 и 6.52, на которых показаны зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения КВ поршневого ДВС n и скорости потока газа $w_{п.вып}$ в выпускных системах с эффектом эжекции и без него.

Из рисунка 6.51 видно, что в выпускной системе с эффектом эжекции степень турбулентности возрастает на 8-42 % по сравнению с базовой системой выпуска. Это свидетельствует о росте пульсационной составляющей в потоке газа, а соответственно, о заметной турбулизации течения.

Аналогичные результаты были получены для зависимостей $Tu = f(w_{п.вып})$ для выпускных систем разной конфигураций (с эжекцией и без нее) (Рисунок 6.52).

а)



б)

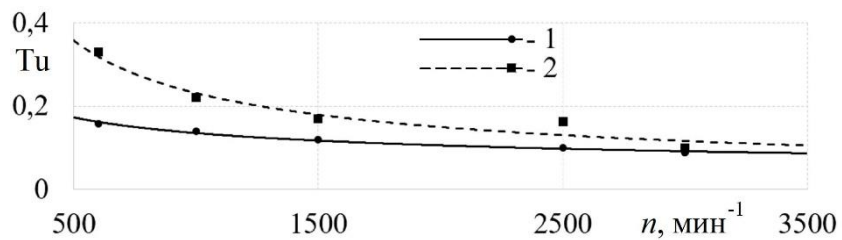
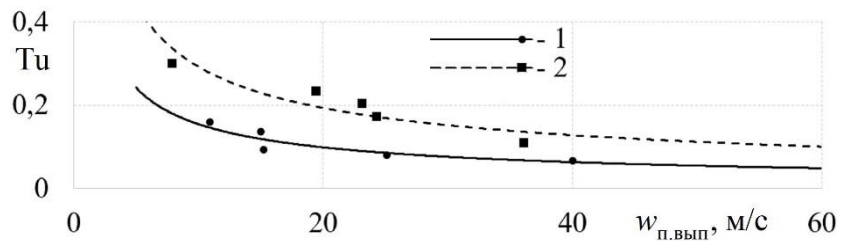


Рисунок 6.51 – Зависимость степени турбулентности Tu от частоты вращения КВ n поршневого двигателя в базовой выпускной системе (1) и выпускной системе с эжекцией (2) при разных Δ и начальных давлениях на выпуске p_{out} :
 а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,099 \dots 0,381$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,081 \dots 0,323$)

а)



б)

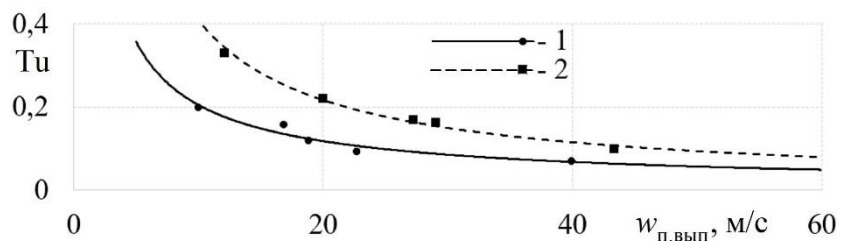


Рисунок 6.52 – Зависимость степени турбулентности Tu от скорости потока воздуха $w_{п.вып}$ в базовой выпускной системе (1) и выпускной системе с эжекцией (2) при разных Δ и давлениях на выпуске p_{out} : а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,099 \dots 0,381$);
 б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,081 \dots 0,323$)

Установлено (Рисунок 6.52), что в выпускной системе ДВС в случае увеличенного расхода воздуха через эжекционную трубку ($\Delta = 0,081-0,381$) имеет место существенный рост степени турбулентности, который достигает 1,7 раз по сравнению с базовой газодинамической системой. Столь существенная турбулизация потока может быть связана с высоким начальным уровнем турбулентности эжекционного воздуха. Это свидетельствует о существенном изменении структуры течения, возникновении новых турбулентных вихрей и росте пульсационных составляющих в основном течении в системе выпуска, что обязательно окажет влияние на теплообменные характеристики пульсирующих потоков в рассматриваемой системе [286].

Оценить влияние эффекта эжекции (с $\Delta = 0,081-0,381$) в выпускной системе на теплообменные характеристики пульсирующих потоков газа можно по рисунку 6.53, на котором показаны зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов от частоты вращения КВ ДВС n с эффектом эжекции и без него.

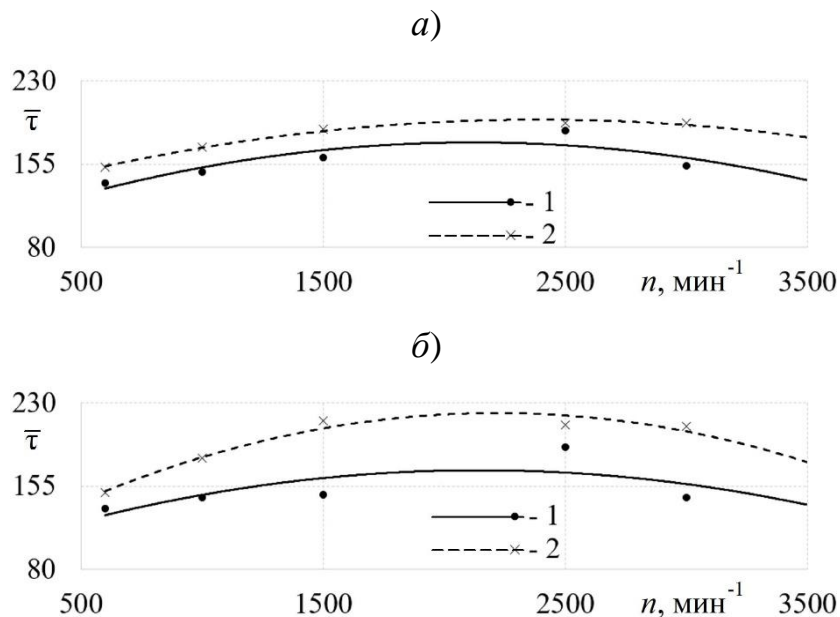


Рисунок 6.53 – Зависимости осредненных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопроводов в базовом выпускном трубопроводе (1) и выпускном трубопроводе с эжекцией (2) от частоты вращения КВ n при разных Δ и начальных давлениях

на выпуске p_{out} : а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,099 \dots 0,381$);

б) – $p_{out} = 0,2$ МПа ($\Delta = 0,081 \dots 0,323$)

Из рисунка видно, что имеет место заметная интенсификация теплоотдачи в выпускной системе с эжекцией. При $p_{out} = 0,1$ МПа рост $\bar{\tau}$ составляет в среднем 14 % по сравнению с базовой системой выпуска, в то время как, при $p_{out} = 0,2$ МПа интенсивность теплоотдачи возрастает вплоть до 25 %. Столь существенное увеличение $\bar{\tau}$ в выпускной системе с эффектом эжекции по сравнению с базовой системой выпуска, по мнению авторов, связано с значимой начальной турбулизацией потока (см. Рисунок 6.52), что приводит к нарушению пограничного слоя с соответствующей интенсификацией теплообмена между ядром потока и пристенным течением. На основе этих данных были получены зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' , который в данном случае определялся как отношение уровня теплоотдачи в газодинамической системе с увеличенной эжекцией к уровню теплоотдачи в базовой системе выпуска (Рисунок 6.54).

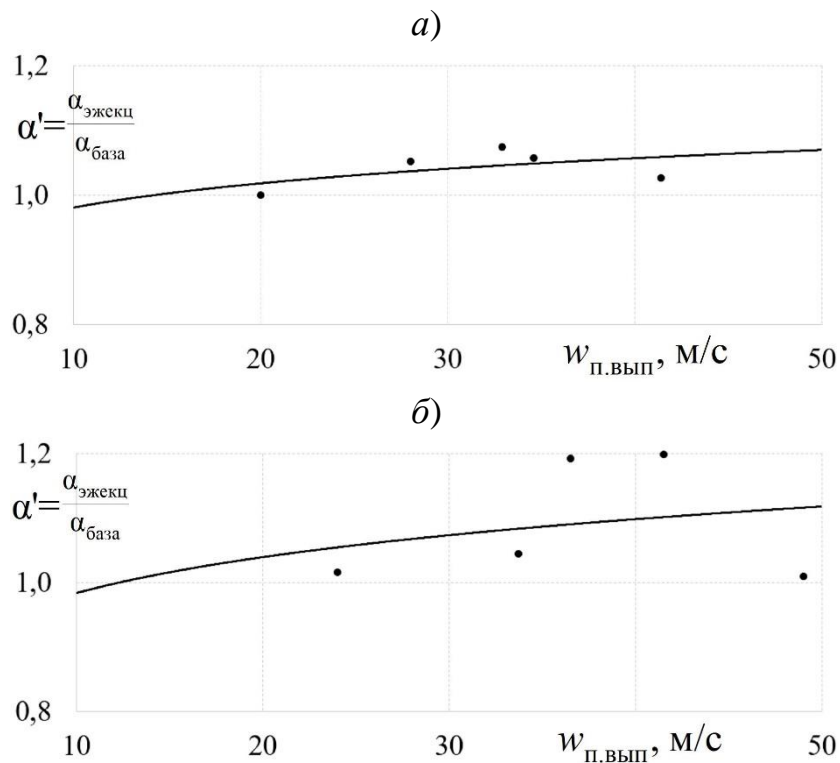


Рисунок 6.54 – Зависимости относительного коэффициента теплоотдачи α' (система с эжекцией/базовая система) от скорости потока $w_{п.вып}$ в газодинамических системах при опорожнении полости переменного объема для разных условий на

выпуске: а) – $p_{out} = 0,1$ МПа ($\Delta = 0,099 \dots 0,381$); б) – $p_{out} = 0,2$ МПа
($\Delta = 0,081 \dots 0,323$)

Установлено, что имеет место незначительная интенсификация теплоотдачи в выпускной системе с использованием эжекции с большим расходом в пределах 5-15 % по сравнению с базовой системой выпуска. В прикладном аспекте интенсификация теплообмена может оказать отрицательное влияние на показатели надежности поршневых двигателей (вследствие увеличения термических напряжений в деталях и узлах выпускной системы), а также на КПД турбокомпрессора (в случае ДВС с ТК), поскольку больше полезного тепла отработавших газов будет «уходить» в стенки выпускного трубопровода, а не полезно срабатывать в лопаточном аппарате турбины ТК.

6.5 Конструкции выпускных систем с эффектом эжекции и оценка их эффективности

В данном разделе представлены трехмерные проработки возможных конструкций выпускных систем с эжекцией для поршневых двигателей с турбонаддувом, а также результаты оценки потенциального положительного эффекта от применения эжекции при очистке полости переменного объема.

На рисунках 6.55 и 6.56 представлены конструкция выпускной системы с эжекцией для дизельного двигателя 6ЧН 21/21 и эскизная проработка установки эжекционной трубки в выпускной коллектор, соответственно.

Выпускная система с эжекцией для данного дизеля функционирует следующим образом. Сжатый воздух из компрессора турбокомпрессора по трубопроводу подается к электромагнитным клапанам (Рисунок 6.56). После открытия электромагнитного клапана сжатый воздух через эжекционную трубку поступает в выпускной коллектор. Таким образом в трубопроводе создается дополнительное разрежение, которое стабилизирует поток отработавших газов, что приводит к увеличению расходных характеристик (см. предыдущий раздел) и, соответственно, улучшению очистки полости переменного объема от отработавших газов. В перспективе это может привести к увеличению КПД двигателя за счет улучшения качества процессов газообмена.

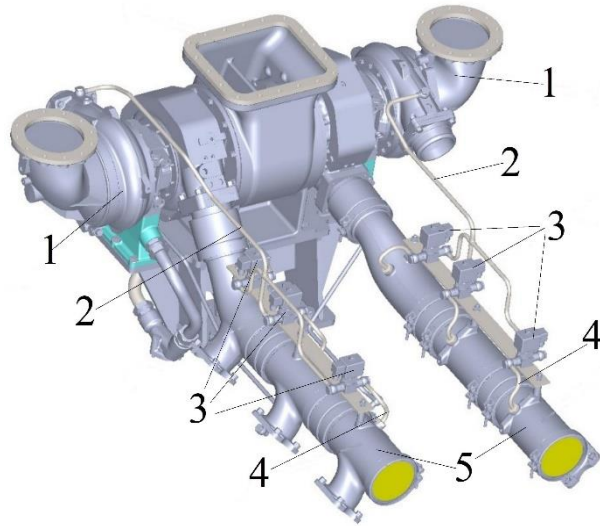


Рисунок 6.55 – 3Д-модель выпускной системы с эжекцией дизеля 6ЧН 21/21:

- 1 – турбокомпрессор; 2 – трубопровод со сжатым в компрессоре воздухом;
 3 – электромагнитные клапаны системы эжекции; 4 – эжекционные трубки;
 5 – выпускной коллектор

Возможное размещение эжекционной трубки в выпускном коллекторе показано на рисунке 6.56.

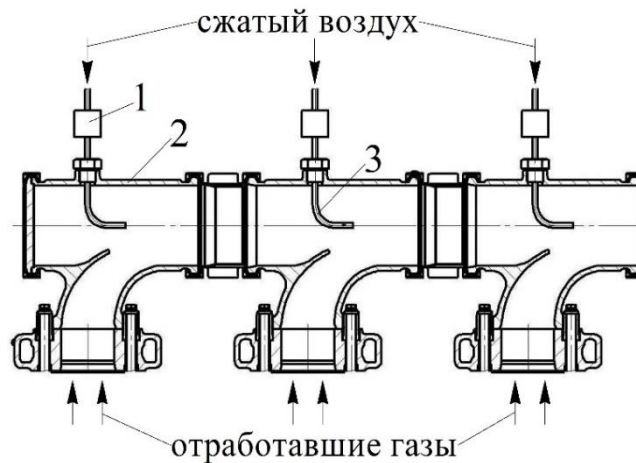


Рисунок 6.56 – Эскиз установки эжекционных трубок в выпускную систему дизеля 6ЧН 21/21: 1 – электромагнитный клапан системы эжекции; 2 – выпускной коллектор; 3 – эжекционная трубка

В программном комплексе ACTUS, разработанном в ABB Turbo Systems, проводилось математическое моделирование рабочего процесса дизельного двигателя

6ЧН 21/21 с выпускной системой с эжекцией. В результате установлено, что коэффициент остаточных газов снижается вплоть до 10 % на частичных режимах работы дизеля за счет использования эффекта эжекции в системе выпуска (Рисунок 6.57, а), что приводит к уменьшению удельного расхода топлива в среднем на 1,1 % (Рисунок 6.57 б).

Следует отметить, что снижение удельного расхода топлива в среднем на 1 % для двигателя с техническими характеристиками, как у дизеля 6ЧН 21/21, позволит снизить общее потребление топлива конечным потребителям приблизительно на 2 кг/ч. Таким образом в эксплуатации ежегодно суммарные расходы на топливо снизятся примерно на 600 тыс. руб.

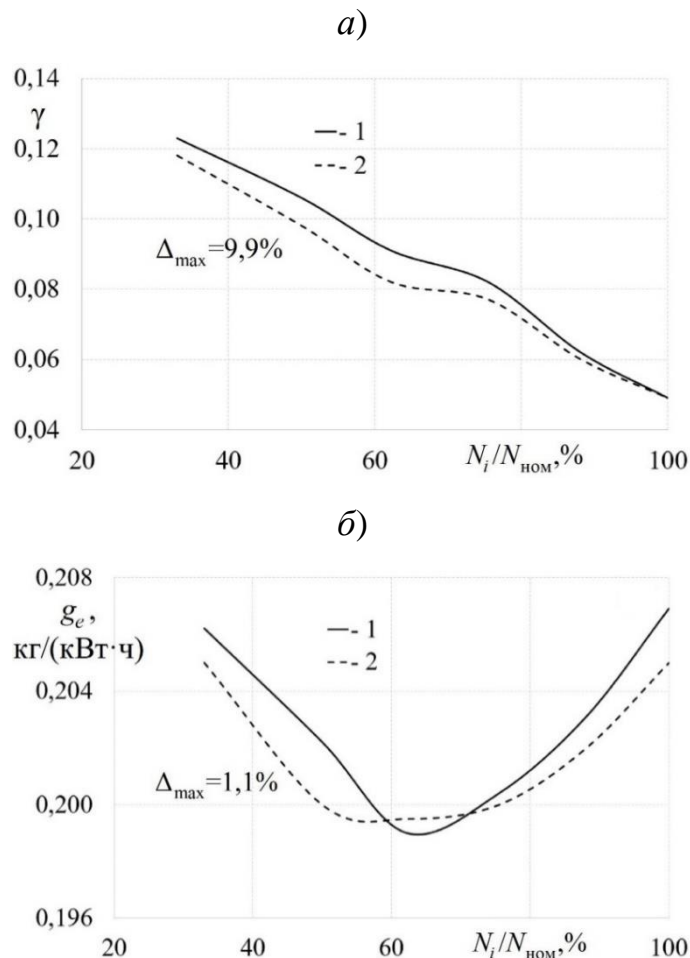


Рисунок 6.57 – Зависимости коэффициента остаточных газов γ (а) и удельного расхода топлива g_e (б) от относительной мощности двигателя $N_i/N_{ном}$ для базовой выпускной системы (1) и выпускной системы с эффектом эжекции применительно к дизелю 8ЧН 21/21

Также была проработана выпускная система с эжекцией для дизельного двигателя без турбокомпрессора 6Ч 13/14, а также эскиз установки эжекционных трубок в выпускной коллектор (Рисунки 6.58 и 6.59). Отличие данной системы выпуска от предыдущей заключается в том, что в ней отсутствует система турбонаддува. В связи с этим для работы системы эжекции необходимы источники сжатого воздуха (поз. 5 на рисунке 6.58).

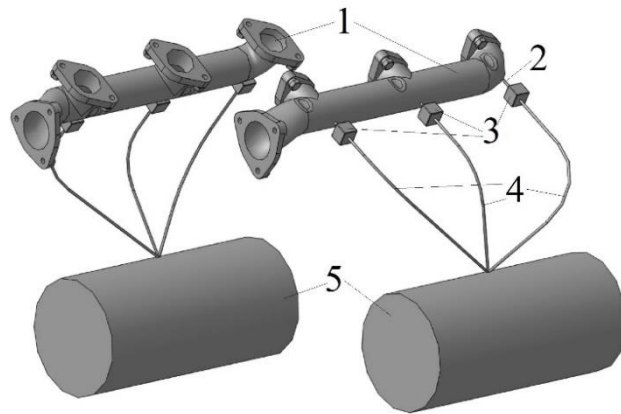


Рисунок 6.58 – Трехмерная модель выпускной системы с эжекцией дизеля 6Н 13/14: 1 – выпускной коллектор; 2 – эжекционная трубка; 3 – электромагнитные клапаны; 4 – трубопровод со сжатым воздухом; 5 – источник сжатого воздуха

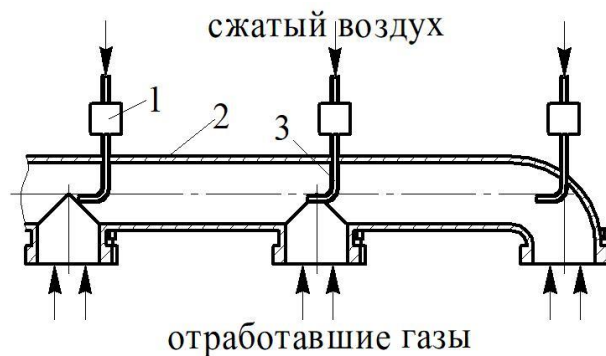


Рисунок 6.59 – Эскиз установки эжекционных трубок в выпускную систему дизеля 6Н 13/14: 1 – электромагнитный клапан; 2 – выпускной коллектор; 3 – эжекционная трубка

На рисунке 6.60 представлена еще одна выпускная система с эжекцией для дизельного двигателя с наддувом 6ЧН 10,5/13,5.

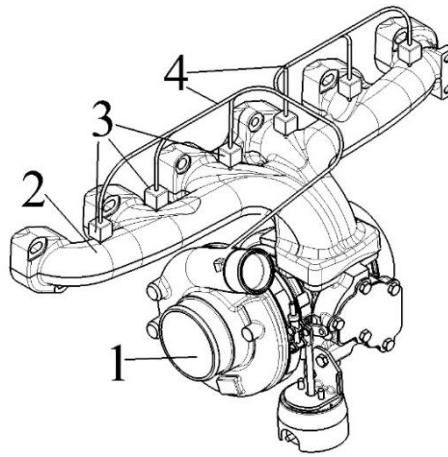


Рисунок 6.60 – Трехмерная модель выпускной системы с эжекцией для двигателя 6ЧН 10,5/13,5: 1 – турбокомпрессор; 2 – выпускной коллектор; 3 – электромагнитные клапаны; 4 – трубопроводы со сжатым воздухом

Таким образом, инженерные проработки конструкций выпускных систем для разных дизелей показали, что все модификации поршневых ДВС могут быть оснащены системой эжекции без существенных трудностей. При этом, следует отметить, что применение данной системы не требует значительных финансовых затрат и перестройки производства на двигателестроительном заводе (техническом сервисе).

Выводы к шестой главе

На основании полученных данных и проведенного анализа можно сделать следующие основные выводы:

1. Установлено, что наличие выравнивающей решетки в выходном канале компрессора приводит к стабилизации течения во впускной системе ДВС: 1) наблюдается сглаживание кривой $w_x = f(\tau)$; 2) происходит снижение степени турбулентности Tu вплоть до 80 % по сравнению с базовой впускной системой; 3) сохраняются расходные характеристики рабочего тела через полости-цилиндры двигателя.

2. Показано, что установка выравнивающей решетки в выходном канале компрессора приводит к подавлению теплоотдачи во впускной системе поршневого ДВС с ТК в среднем на 15 % по сравнению с базовой системой.

3. Установлено, что наличие канавок во впускной системе поршневого ДВС с ТК оказывает существенное влияние на газодинамические характеристики пульсирующих потоков: 1) происходит незначительное снижение максимальных значений скорости потока воздуха в пределах 7-8 %; имеет место некоторое усиление пульсационных явлений в период открытого впускного клапана; 2) наблюдается рост степени турбулентности в диапазоне 9-25 % по сравнению с базовой системой впуска; 3) сохраняется расход воздуха через впускную систему на уровне базовой системы.

4. Выявлено, что наличие во впускной системе канала с канавками приводит к интенсификации теплоотдачи во впускной системе поршневого ДВС с ТК в среднем на 25 % по сравнению с базовой системой впуска.

5. На основе аналитических расчетов установлено, что установка во впускную систему дизеля 6ЧН 21/21 выравнивающей решетки приводит к увеличению вероятности безотказной работы при наработке 3000 часов на 0,8 %; в свою очередь, максимальный эффект от использования во впускной системе двигателя 2ЧН 8,2/7,1 трубопровода с канавками заключается в росте коэффициента наполнения на 3,69 % с соответствующим ростом мощности примерно на 3 % по сравнению с ДВС с базовой впускной системой.

6. Показано, что сброс избыточного количества сжатого воздуха в турбокомпрессоре вызывает следующие изменения в газодинамике и теплообмене нестационарных потоков при заполнении полости переменного объема: 1) существенная стабилизация потока во впускной системе при соответствующем снижении степени турбулентности вплоть до 2 раз по сравнению с базовой системой впуска; при этом сохраняется расход воздуха через рассматриваемую гидравлическую систему; 2) подавление теплоотдачи вплоть до 35 % по сравнению с базовой системой впуска.

7. Разработаны трехмерные твердотельные модели возможных конструкций систем газообмена дизельных двигателей (6ЧН 21/21, 4ЧН 8/9 и 4ЧН 9,08/7,7) с системой сброса части наддувочного воздуха, на основе которых показано, что они могут быть реализованы без значительных технических, технологических и

материальных сложностей. Установлено, что при внедрении автоматизированной системы сброса воздуха КПД турбокомпрессора увеличится в среднем на 2,5 %, а КПД двигателя – в пределах 0,25 %.

8. Выявлено, что применение эффекта эжекции в выпускной системе приводит к увеличению степени турбулентности на 8-30 %; при этом наблюдается, как повышение теплоотдачи в пределах 15 % ($\Delta = 0,025-0,189$) по сравнению с базовой системой выпуска, так и интенсификация теплоотдачи вплоть до 35 % ($\Delta = 0,081-0,381$). Применение эффекта эжекции во выпускной системе приведет к повышению надежности ее деталей и узлов, в случае если имеет место снижение интенсивности теплоотдачи, а следовательно, уменьшение тепловых напряжений. Также воздух, подаваемый через систему эжекции может дополнительно охлаждать обработавшие газы и стенки трубопроводов.

9. Выполнена инженерная проработка установки системы эжекции в выпускные системы трех дизельных двигателей (6ЧН 21/21, 6Н 13/14 и 6ЧН 10,5/13,5), которая показала, что любые ДВС могут быть оснащены рассматриваемой системой без существенных изменений конструкций. Также для дизеля 6ЧН 21/21 на основе численного моделирования рабочего процесса показано, что установка системы эжекции в выпускной тракт приводит к снижению коэффициента остаточных газов до 10 % на частичных режимах работы ДВС, что вызывает уменьшение удельного расхода топлива на 1,1 %. Система эжекции не требует существенных ресурсов.

10. Также полученные данные расширяют базу знаний о способах влияния на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема, что в прикладном аспекте может быть полезным при расчетах и проектировании систем газообмена поршневых двигателей с ТК и без него.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный комплекс исследований позволил сформулировать следующие **основные выводы:**

1. Установлено, что существуют принципиальные отличия в закономерностях изменения газодинамики и теплоотдачи потоков при стационарном и пульсирующем течениях газов в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости. Показано, что газодинамическая нестационарность, характерная для поршневых ДВС, снижает интенсивность теплоотдачи в 1,1-1,5 раза при заполнении полости, тогда как в случае опорожнения полости имеет место, как интенсификация, так и подавление теплоотдачи.

2. Установлены существенные отличия в газодинамике и теплообмене стационарных и пульсирующих потоков газа в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении (разряжение) и опорожнении полости (нагнетание):

- показано, что в стационарном режиме течения при опорожнении полости степень турбулентности на порядок выше, чем при заполнении полости; тогда как, в случае пульсирующих потоков при заполнении и опорожнении полости нет столь существенных различий в величине степени турбулентности (разница не превышает 25 %);

- повышенная турбулизация потока при стационарном течении через выпускную систему приводит к интенсификации теплоотдачи до 30 % по сравнению с системой впуска; в свою очередь, различия в интенсивности теплоотдачи в газодинамических системах в случае пульсирующих потоков при заполнении и опорожнении полости переменного объема находятся в пределах 15 %.

3. Показано влияние формы поперечного сечения каналов в газодинамических системах поршневого двигателя на газодинамику и теплообмен потоков при заполнении и опорожнении полости:

- при заполнении полости переменного объема профилирование участка впускной системы ДВС приводит к росту степени турбулентности потока до 22 % по сравнению с базовой системой впуска;

- также при заполнении полости переменного объема профилирование участка впускной системы вызывает интенсификацию теплообмена (рост относительного коэффициента теплоотдачи составляет 3-15 %).

- при опорожнении полости переменного объема профилирование участка впускной системы ДВС приводит к росту степени турбулентности потока до 33 % по сравнению с базовой системой выпуска;

- также при опорожнении полости переменного объема профилирование участка впускной системы двигателя приводит к подавлению интенсивности теплоотдачи на величину от 25 до 41 %;

- поперечное профилирование участка трубопровода улучшает расходные характеристики систем газообмена поршневого двигателя – имеет место увеличение расхода газа на 5-30 % по сравнению с базовыми газодинамическими системами;

- на основе стендовых испытаний установлено, что применение квадратного или треугольного участка во впускной системе приводит к росту мощности дизеля на 1-17 % по сравнению с базовой модификацией.

4. Экспериментальные данные о газодинамике и теплообмене потоков в выходном канале центробежного компрессора турбокомпрессора (без поршневой части) для систем с разными аэродинамическими сопротивлениями показали, что:

- степень турбулентности газовых потоков в выходном канале компрессора ТК находится в диапазоне от 0,01 до 0,21; причем с ростом частоты вращения вала ТК происходит снижение влияния механического воздействия лопаточного аппарата ТК на степень турбулентности;

- с ростом степени турбулентности потока (от 0,08 до 0,16) происходит снижение на 20% интенсивности теплоотдачи в выходном канале за компрессором ТК.

5. Установлено, что наличие турбокомпрессора в системе газообмена приводит к значительным отличиям в закономерностях изменения термомеханических характеристик потоков при заполнении полости переменного объема двигателя:

- максимальные значения скорости потока воздуха во впускной системе в ДВС с турбокомпрессором увеличиваются на 15-50 % в зависимости от частоты вращения вала ТК;

- существенно возрастает степени турбулентности во впускной системе (до 30 % по сравнению с системой без ТК);

- имеет место интенсификация теплоотдачи вплоть до 2 раз.

6. Выявлены отличия в газодинамике и теплообмене нестационарных потоков в системах газообмена при опорожнении полости переменного объема при наличии и отсутствии турбокомпрессора:

- установка ТК приводит к снижению максимальных значений скорости потока воздуха в выпускной системе на 10-40 % по сравнению с базовой системой;

- имеет место рост степени турбулентности потока до 2 раз по сравнению с системой без ТК;

- показано, что при установке ТК происходит подавление теплоотдачи в выпускной системе на величину не более 15 %.

7. Выполнен анализ спектров местных скорости и давления нестационарных потоков газа в газодинамических системах при заполнении и опорожнении полости переменного объема для разных условий (с ТК и без него, разные частоты вращения КВ и вала ТК, геометрические конфигурации), на основе которых сделаны выводы о происходящих структурных изменениях в газодинамике течений.

8. Предложен ряд технических решений по управлению газодинамикой и теплообменом пульсирующих потоков в газодинамических системах сложной конфигурации при заполнении и опорожнении полости переменного объема.

8.1. Выявлено, что установка выравнивающей решетки в газодинамической системе поршневого двигателя с ТК при заполнении полости переменного объема приводит к следующим изменениям:

- происходит стабилизация течения и соответствующее снижение степени турбулентности на 5-25 % по сравнению с базовой системой впуска; при этом расход воздуха уменьшается не более, чем на 10 %;

- подавление теплоотдачи вплоть до 20 % по сравнению с базовой системой впуска.

8.2. Установлено, что нанесение канавок на внутреннюю поверхность трубопровода в газодинамической системе поршневого двигателя с ТК при заполнении полости переменного объема вызывает следующие изменения:

- увеличение степени турбулентности потока вплоть до 35 % по сравнению с базовой системой впуска при сохранении расхода воздуха через систему (изменения ± 5 %);

- интенсификация теплоотдачи до 30 % по сравнению с базовой системой впуска.

8.3. Показано, что сброс избыточного количества сжатого воздуха в системах с ТК вызывает следующие изменения в газодинамике и теплообмене пульсирующих потоков при заполнении полости переменного объема:

- наблюдается существенная стабилизация потока во впускной системе с соответствующим снижением степени турбулентности вплоть до 40 % по сравнению с базовой системой впуска, и при этом сохраняется расход воздуха через рассматриваемую газодинамическую систему;

- имеет место подавление теплоотдачи до 35 %.

8.4. Выявлено, что применение эффекта эжекции в газодинамической системе поршневого двигателя при опорожнении полости переменного объема приводит к следующим изменениям:

- незначительному росту степени турбулентности в пределах 3-15 % по сравнению с базовой системой выпуска при росте расхода воздуха через систему в пределах 5-14 %;

- подавлению теплоотдачи в среднем на 10 %.

9. Выполненные инженерные расчеты, конструкторские проработки и аналитические оценки для ряда автомобильных и промышленных двигателей показали, что предложенные меры модернизации систем газообмена могут дать существенные для современного этапа развития двигателестроения положительные эффекты по повышению качества газообмена, увеличению технико-экономических характеристик и улучшению показателей надежности.

Дальнейшее развитие темы представляет собой разработку новых способов управления тепломеханическими характеристиками потоков в газодинамических системах устройств периодического действия, проведения прикладных изысканий по улучшению эксплуатационных показателей поршневых двигателей с турбонаддувом и без него за счет совершенствования процессов в системах газообмена и в самом цилиндре.

Ключевые результаты работы приняты к реализации в ООО «Уральский дизель-моторный завод» (при совершенствовании дизелей), ПАО «Уралмашзавод» (при эксплуатации энергетических машин гидравлических экскаваторов), ООО «Элитгаз» (при модернизации газопоршневых ДВС).

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

Список сокращений

АЦП – аналого-цифровой преобразователь;
 ВМТ – верхняя мертвая точка;
 НМТ – нижняя мертвая точка;
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
 ОГ – отработавшие газы;
 ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;
 ПК – персональный компьютер;
 ТК – турбокомпрессор;
 КВ – коленчатый вал;
 КПД – коэффициент полезного действия.

Список обозначений

n – частота вращения коленвала двигателя, мин^{-1} ;
 $n_{\text{ТК}}$ – частота вращения вала турбокомпрессора, мин^{-1} ;
 p_x – локальное статическое давление, кПа;
 p_{out} – начальное избыточное давление на выпуске, МПа;
 w_x – местная скорость потока, м/с;
 \bar{w} – средняя скорость потока, м/с;
 w – среднерасходная скорость потока, м/с;
 T – абсолютная температура, К;
 Tu – степень турбулентности потока;
 Q – местный объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$;
 τ_x – локальные напряжения трения на поверхности канала;
 α' – относительный коэффициент теплоотдачи;
 τ – время, с;
 d – внутренний диаметр трубопровода, мм;
 d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр, мм;

l_x – определяющий линейный размер, мм (отсчитывается от входа газового потока в трубопровод);

H – линейный размер (высота), мм;

L – линейный размер (длина), мм;

η_v – коэффициент наполнения;

γ – коэффициент остаточных газов;

N_e – мощность двигателя, кВт;

g_e – удельный расход топлива, г/(кВт·ч);

$D_c = \frac{Q_{сб}}{Q_{сб} + Q_{двс}}$ – доля сброса наддувочного воздуха из выпускной системы, где

$Q_{сб}$ – средний расход выпускаемого (наддувочного) воздуха, м³/с; $Q_{двс}$ – расход воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, м³/с;

$\Delta = \frac{Q_{вып} - Q_{эж}}{Q_{вып}}$ – доля подаваемого воздуха через эжекционную трубку, где

$Q_{вып}$ – расход воздуха через выпускную систему, м³/с; $Q_{эж}$ – расход воздуха через эжекционную трубку, м³/с;

β – относительная амплитуда пульсаций потока;

$\bar{w}_{п.вп}$ – местная скорость потока, осредненная за период процесса впуска м/с;

$\bar{w}_{п.вып}$ – местная скорость потока, осредненная за период процесса выпуска м/с;

$\bar{\tau}$ – локальные средние напряжения трения на поверхности канала;

ρ – плотность, кг/м³;

ξ – коэффициент аэродинамического сопротивления;

Pr – число Прандтля;

Sh – число Струхала;

Re – число Рейнольдса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Helgeland, A. Numerical simulations of the pulsating flow of cerebrospinal fluid flow in the cervical spinal canal of a Chiari patient / A. Helgeland, K. A. Mardal, V. Haughton, B. A. P. Reif // *Journal of Biomechanics*. – 2014. – Vol. 47 (5). – P. 1082–1090.
2. Plotnikov, L. V. Influence of gas-dynamical nonstationarity on local heat transfer in the gas–air passages of piston internal-combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2018. – Vol. 91, № 6. – P. 1444–1451.
3. Simonetti, M. Experimental investigation and 1D analytical approach on convective heat transfers in engine exhaust-type turbulent pulsating flows / M. Simonetti, C. Caillol, P. Higelin, C. Dumand [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Vol. 165. – Article No 114548.
4. Ferguson, C. R. Internal combustion engines: applied thermosciences / C. R. Ferguson, A. T. Kirkpatrick. – USA : John Wiley & Sons, 2016. – 474 p.
5. Grishin, Y. A. Boundary conditions for numerical calculation of gas exchange in piston engines / Y. A. Grishin, V. A. Zenkin, R. N. Khmelev // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2017. – Vol. 90 (4). – P. 965–970.
6. Thamaraiakanan, R. Design and analysis of an intake manifold in an IC engine / R. Thamaraiakanan, M. Anish, B. Kanimozhi, T. George [et al.] // *Applied Mechanics and Materials*. – 2015. – Vol. 766-767. – P. 1021–1027.
7. Онищенко, Д. О. Моделирование турбулентного течения воздуха через клапанные каналы поршневого двигателя / Д. О. Онищенко, Р. Е. Буданов, С. Ю. Руман // *Труды НАМИ*. – 2017. – № 4 (271). – С. 25–31.
8. Buhl, S. A comparative study of intake and exhaust port modeling strategies for scale-resolving engine simulations / S. Buhl, D. Hain, F. Hartmann, C. Hasse // *International journal of engine research*. – 2018. – Vol. 19 (3). – P. 282–292.
9. Агафонцев, М. В. Исследование характеристик турбулентного пламени при воздействии малых энергетических возмущений / М. В. Агафонцев, И. С.

Ануфриев, Е. П. Копьев, Е. Ю. Шадрин [и др.] // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2018. – № 55. – С. 57-71.

10. Miao, J. J. An investigation into inflection-point instability in the entrance region of a pulsating pipe flow / J. J. Miao, R. H. Wang, T. W. Jian, Y. T. Hsu // Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 2017. – Vol. 473 (2197). – Article No 20160590.

11. Пиралишвили, Ш. А. Физические основы механики. Учебное пособие / Ш. А. Пиралишвили, Е. В. Шалагина, Н. А. Каляева, Е. А. Попкова. – Санкт-Петербург: Изд-во Лань, 2017. – 168 с.

12. Valueva, E. P. Hydrodynamics and heat transfer in turbulent pipe flow of liquid under conditions of monotonic time variation of the flow rate / E. P. Valueva // High Temperature. – 2005. – Vol. 43 (2). – P. 203–213.

13. Валуева, Е. П. Численное моделирование процессов теплообмена и гидродинамики при уменьшении расхода жидкости во времени / Е. П. Валуева, В. Н. Попов // Теплофизика высоких температур. – 1997. – Т. 35, № 2. – С. 249–254.

14. Simakov, N. N. Calculation of Resistance and Heat Transfer of a Ball in the Laminar and Highly Turbulent Gas Flows / N. N. Simakov // Technical Physics. The Russian Journal of Applied Physics. – 2016. – Vol. 12. – P. 42–48.

15. Holley, B. Analysis of pulsating heat pipe with capillary wick and varying channel diameter / B. Holley, A. Faghri // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – Vol. 48 (13). – P. 2635–2651.

16. Kraev, V. M. Model of the Influence of the Hydrodynamic Unsteadiness on the Turbulent Flow / V. M. Kraev, A. I. Tikhonov // Newsletter of the Russian Academy of Sciences (Izvestiya Rossiiskoi Akademii Nauk). – 2011. – Vol. 1. – P. 112–118.

17. Krayev, V. M. Heat exchange and hydrodynamics of turbulent flows under conditions of hydrodynamic nonstationarity / V. M. Krayev // Russian Aeronautics. – 2005. – Vol. 48 (3). – P. 57–62.

18. Кошкин, В. К. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер. – М. : Машиностроение, 1973. – 328 с.

19. Калинин, Э. К. Методы расчета сопряженных задач теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, В. В. Костюк. – М. : Машиностроение, 1983. – 232 с.
20. Yuan, H. Heat transfer of pulsating laminar flow in pipes with wall thermal inertia / H. Yuan, S. Tan, J. Wen, N. Zhuang // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2016. – Vol. 99. – P. 152–160.
21. Yuan, H. Theoretical analysis of wall thermal inertial effects on heat transfer of pulsating laminar flow in a channel / H. Yuan, S. Tan, N. Zhuang, L. Tang // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2014. – Vol. 53. – P. 14–17.
22. Wang, X. Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe / X. Wang, N. Zhang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2005. – Vol. 48 (19). – P. 3957–3970.
23. Goltsman, A. E. Shear stresses in turbulent pulsating channel flow / A. E. Goltsman, I. A. Davletshin, N. I. Mikheev, A. A. Paerely // *Thermophysics and Aeromechanics*. – 2015. – Vol. 22 (3). – P. 333–342.
24. Davletshin, I. A. Convective heat transfer in the channel entrance with a square leading edge under forced flow pulsations / I. A. Davletshin, N. I. Mikheev, A. A. Paereliy, I. M. Gazizov // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 129. – P. 74–85.
25. Park, J. S. Heat Transfer to Pulsating Turbulent Gas Flow / J. S. Park, M. F. Taylor, D. M. McEligot // *Proc. 7th Intern. Heat Transfer Conf.* – 1982. – Vol. 3. – P. 105–110.
26. Chung, Y. M. Assessment of Periodic Flow Assumption for Unsteady Heat Transfer in Grooved Channels / Y. M. Chung, P. G. Tucker // *Journal of Heat Transfer*. – 2004. – Vol. 126 (6). – P. 1044–1047.
27. Cerdoun, M. Investigations on the heat transfer within intake and exhaust valves at various engine speeds / M. Cerdoun, S. Khalfallah, A. Beniaiche, C. Carcasci // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2020. – Vol. 147. – Article No 119005.
28. Гришин, Ю. А. Особенности взаимодействия импульсов потока в выпускной системе дизеля с турбиной турбокомпрессора / Ю. А. Гришин // *Грузовик*. – 2018. – № 6. – С. 3–9.

29. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
30. Идельчик, И. Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов) / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1983. – 351 с.
31. Emery, A. F. The numerical prediction of developing turbulent flow and heat transfer in square duct / A. F. Emery, P. K. Neighbors, F. B. Gessner // *Journal of Heat Transfer*. – 1980. – Vol. 102 (1). – P. 51–57.
32. Sugiyama, H. Heat and Mass Transfer Analysis of Developing Turbulent Flow in a Square Duct / H. Sugiyama, M. Akiyama, K. Shibata // *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*. – 1991. – Vol. 57 (535). – P. 1044–1050.
33. Hirota, M. Turbulent heat transfer in a square duct / M. Hirota, H. Fujita, H. Yokosawa // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 1997. – Vol. 18 (1). – P. 170–180.
34. Alexopoulos, C. C. Temperature and velocity distributions and heat transfer for turbulent air flow in a square duct / C. C. Alexopoulos. – Toronto (Canada) : Dept. Mech. Eng., University of Toronto, 1964. – 122 p.
35. Huser, A. Direct numerical simulation of turbulent flow in a square duct / A. Huser, S. Biringen // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1993. – Vol. 257. – P. 65–95.
36. Yang, G. Effect of Reynolds and Prandtl numbers on turbulent convective heat transfer in a three-dimensional square duct/ G. Yang, M. A. Ebdian // *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*. – 1991. – Vol. 20 (1). – P. 111–122.
37. Myong, H. K. Numerical investigation of fully developed turbulent fluid flow and heat transfer in a square duct / H. K. Myong // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 1991. – Vol. 12. – P. 344–352.
38. Rahman, M. Finite element analysis of axial flow with heat transfer in a square duct / M. Rahman, S. Y. Ahmad // *Applied Mathematical Modelling*. – 1982. – Vol. 6 (6). – P. 481–490.

39. Altemani, C. A. C. Turbulent heat transfer and fluid flow in an unsymmetrically heated triangular duct / C. A. C. Altemani, E. M. Sparrow // *Journal of Heat Transfer*. – 1980. – Vol. 102 (4). – P. 590–597.
40. Aly, A. M. Measurements and prediction of fully developed turbulent flow in an equilateral triangular duct / A. M. Aly, A. C. Trupp, A. D. Gerrard // *Journal of fluid mechanics*. – 1978. – Vol. 85. – P. 139–149.
41. Petukhov, B. S. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties / B. S. Petukhov // *Advances in Heat Transfer*. – 1972. – Vol. 6. – P. 503–564.
42. Usui, H. Fully developed turbulent flow in isosceles triangular ducts / H. Usui, H. Fukuma, Y. Sano // *Journal of chemical engineering of Japan*. – 1983. – Vol. 16 (1). – P. 13–18.
43. Cope, R. C. Transitional Flow in Isosceles Triangular Ducts / R. C. Cope, R. W. Hanks // *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*. – 1972. – Vol. 11 (1). – P. 106–117.
44. Cremers, C. J. Hot-wire measurements of turbulence correlations in a triangular duct / C. J. Cremers, E. R. G. Eckert // *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*. – 1960. – Vol. 29 (4). – P. 609–614.
45. Eckert, E. R. G. Pressure drop and heat transfer in a duct with triangular cross section / E. R. G. Eckert, T. F. Irvine // *Journal of Heat Transfer*. – 1960. – Vol. 82 (2). – P. 125–136.
46. Rapley, C. W. The prediction of turbulent flow and heat transfer in a narrow isosceles triangular duct / C. W. Rapley, A. D. Gosman // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1984. – Vol. 27 (2). – P. 253–262.
47. Hassan, A. K. A. Turbulent flow and heat transfer in an isosceles right angle triangular duct and other noncircular passages / A. K. A. Hassan, H. Barrow // *Heat and Technology*. – 1987. – Vol. 5 (1-2). – P. 49–68.
48. Melling, A. Turbulent flow in a rectangular duct / A. Melling, J. H. Whitelaw // *Journal of fluid mechanics*. – 1976. – Vol. 78 (2). – P. 289–315.

49. Şenay, G. Numerical investigation on turbulent convective heat transfer of nanofluid flow in a square cross-sectioned duct / G. Şenay, M. Kaya, E. Gedik, M. Kayfeci // *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. – 2019. – Vol. 29 (4). – P. 1432–1447.

50. Liu, J. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a rectangular channel using perforated ribs with inclined holes / J. Liu, S. Hussain, W. Wang, G. Xie [et al.] // *Journal of Heat Transfer*. – 2019. – Vol. 141 (4). – Article No 041702.

51. Kumar, R. Performance improvement and development of correlation for friction factor and heat transfer using computational fluid dynamics for ribbed triangular duct solar air heater / R. Kumar, A. Kumar, V. Goel // *Renewable Energy*. – 2019. – 131. – P. 788–799.

52. Sharma, N. Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs / N. Sharma, A. Tariq, M. Mishra // *Heat Transfer Engineering*. – 2019. – 40 (1-2). – P. 147–165.

53. Schindler, A. Large-Eddy Simulations of turbulent flow through a heated square duct / A. Schindler, B. A. Younis, B. Weigand // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2019. – Vol. 135. – P. 302–318.

54. Мухачев, Г. А. Термодинамика и теплопередача / Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

55. Леонтьев, А. И. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) / А. И. Леонтьев, В. В. Олимпиев // *Изв. РАН. Энергетика*. – 2011. – № 1. – С. 7–31.

56. Попов, И. А. Интенсификация теплообмена. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена / И. А. Попов. – Казань : КГТУ им. А. Н. Туполева, 2009. – 560 с.

57. Дыбан, Е. П. Теплообмен и гидродинамика турбулизованных потоков / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик. – Киев : Наук. думка, 1985. – 296 с.

58. Дыбан, Е. П. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел / Е. П. Дыбан, А. И. Мазур. – Киев : Наук. думка, 1982. – 302 с.

59. Kestin, J. The influence of turbulence on the transfer of heat to cylinders near the stagnation point / J. Kestin, P. F. Maeder, H. H. Sogin // *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*. – 1961. – Vol. 12. – P. 115–132.

60. Kestin, J. The influence of turbulence on mass transfer from cylinders / J. Kestin, R. T. Wood // *Journal of Heat Transfer*. – 1971. – Vol. 93, № 4. – P. 321–327.

61. Kestin, J. Influence of turbulence on the transfer of heat from plates with and without a pressure gradient / J. Kestin, P. F. Maeder, H. E. Wang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1961. – Vol.3, № 2. – P. 133–154.

62. Simonich, J. C. Effect of free-stream turbulence on heat transfer through a turbulent boundary layer / J. C. Simonich, P. Bradshaw // *Journal of Heat Transfer*. – 1978. – Vol. 100, № 4. – P. 671–677.

63. Büyüktür, A. R. Influence of combined pressure gradient and turbulence on the transfer of heat from a plate / A. R. Büyüktür, J. Kestin, P. F. Maeder // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1964. – Vol. 7, № 11. – P. 1175–1186.

64. Junkhan, G. H. Effects of free-stream turbulence and pressure gradient on flat-plate boundary-layer velocity profiles and on heat transfer / G. H. Junkhan, G. K. Serovy // *Journal of Heat Transfer*. – 1967. – Vol. 89, № 2. – P. 169–175.

65. MacMullin, R. Effects of free stream turbulence from a circular wall jet on a flat plate heat transfer and boundary layer flow / R. MacMullin, W. Elrod, R. Rivir // *American Society of Mechanical Engineers*. – 1988. – Article No 11521.

66. MacMullin, R. Free-stream turbulence from a circular wall jet on a flat plate heat transfer and boundary layer flow / R. MacMullin, W. Elrod, R. Rivir // *Journal of Turbomachinery*. – 1989. – Vol. 111, № 1. – P. 78–86.

67. Kestoras, M. D. Combined effects of concave curvature and high free-stream turbulence intensity of boundary layer heat and momentum transport / M. D. Kestoras, T. W. Simon // *American Society of Mechanical Engineers*. – 1993. – P. 1–10 (Code 20061).

68. Kestoras, M. D. Turbulent transport measurements in a heated boundary layer: Combined effects of free-stream turbulence and removal of concave curvature / M. D. Kestoras // *Journal of Heat Transfer*. – 1997. – Vol. 119, № 3. – P. 413–419.

69. Moffat, R. J. Effects of very high turbulence on convective heat transfer / R. J. Moffat, P. K. Maciejewski // NASA Conference Publication. – 1984. – P. 381–388.

70. Maciejewski, P. K. Heat transfer with very high free-stream turbulence : Part II — analysis of results / P. K. Maciejewski, R. J. Moffat // Journal of Heat Transfer. – 1992. – Vol. 114, № 4. – P. 839–834.

71. Slanciauskas, A. Effect of Free-stream Turbulence on the Heat Transfer in the Turbulent Boundary Layer / A. Slanciauskas, A. Pedesius // Academy of Sciences of the Lithuanian SSR Institute of Physical and Technical Problems of Energetics. – 1977. – Article No FC (1)-5.

72. Maciejewski, P. K. Heat transfer with very high free-stream turbulence : Part I — experimental data / P. K. Maciejewski, R. J. Moffat // Journal of Heat Transfer. – 1992. – Vol. 114, № 4. – P. 827–833.

73. York, R. E. An experimental investigation of the heat transfer to a turbine vane at simulated engine conditions / R. E. York, L. D. Hylton, R. G. Fox, J. C. Simonich // Proceedings of the ASME Turbo Expo. – 1979. – Vol. 1A-1979. – Article No 113481.

74. Ковальногов, Н. Н. Моделирование влияния внешней турбулентности на теплоотдачу к поверхности лопаток турбомашин / Н. Н. Ковальногов, Д. А. Буйнов, В. А. Сидоров // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2004. № 2 (26). – С. 62–64.

75. Isomoto, K. Study of Separation and Reattachment of a Turbulent Flow Behind a Backward-Facing Step : (2nd Report, Effects of Free Stream Turbulence and Step Geometry) / K. Isomoto, S. A. Honami // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. – 1985. – Vol. 51, № 471. – P. 3732–3736.

76. Isomoto, K. The effect of turbulence intensity on a backward-facing step flow / K. Isomoto, S. Honami // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B. – 1988. – Vol. 54, № 497. – P. 51–58.

77. Rahbari, I. Acoustic streaming in turbulent compressible channel flow for heat transfer enhancement / I. Rahbari, G. Paniagua // Journal of fluid mechanics. – 2020. – Vol. 889. – Article No A11.

78. Duan, Y. C. Contributions of very large-scale motions to turbulence statistics in open channel flows / Y. C. Duan, Q. G. Chen, D. X. Li, Q. Zhong // *Journal of fluid mechanics*. – 2020. – Vol. 892. – Article No A3.

79. Smylsky, Ya. I. Heat transfer in turbulent separated flow behind a rib on the surface of square channel at different orientation angles relative to flow direction / Ya. I. Smylsky, V. I. Terekhov, N. I. Yarygina // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2012. – Vol. 55, № 4. – P. 726–733.

80. D'yachenko, A.Yu. Vortex formation and heat transfer in turbulent flow past a transverse cavity with inclined frontal and rear walls / A.Yu. D'yachenko, V. I. Terekhov, N. I. Yarygina // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2008. – Vol. 51, № 13–14. – P. 3275–3286.

81. Terekhov, V. I. Heat transfer in turbulent separated flows in the presence of high free-stream turbulence / V. I. Terekhov, N. I. Yarygina, R. F. Zhdanov // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2003. – Vol. 46, № 23. – P. 4535–4551.

82. Дьяченко, А. Ю. Обтекание турбулентным потоком поперечной каверны с наклонными боковыми стенками. Часть 2. Теплообмен / А. Ю. Дьяченко, В. И. Тerekhov, Н. И. Ярыгина // *Прикладная механика и техническая физика*. – 2007. – Т. 48, № 4. – С. 23–29.

83. Дрейцер, Г. А. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока / Г. А. Дрейцер, И. Е. Лобанов // *Инженерно-физический журнал*. – 2003. – Т. 76, № 1. – С. 46–51.

84. Дрейцер, Г. А. Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока / Г. А. Дрейцер, И. Е. Лобанов // *Теплофизика высоких температур*. – 2002. – Т. 40, № 6. – С. 958–963.

85. Халатов, А. А. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее : влияние внешней турбулентности и ускорения потока / А. А. Халатов, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский, А. С. Коваленко, С. В. Шевцов // *Теплофизика и аэромеханика*. – 2013. – Т. 20, № 6. – С. 731–737.

86. Халатов, А. А. Пленочное охлаждение плоской поверхности системой парных отверстий : влияние внешней турбулентности и ускорения потока / А. А. Халатов, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский, Н. А. Панченко [и др.] // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Т. 21, № 5. – С. 571–578.

87. Халатов, А. А. Влияние внешней турбулентности на эффективность пленочного охлаждения при выдуве охладителя в поперечную траншею / А. А. Халатов, Н. А. Панченко, С. Д. Северин // Теплоэнергетика. – 2017. – № 9. – С. 71–79.

88. Mollenhauer, K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschöke. – London : Springer Science & Business Media, 2010. – 636 p.

89. Hartman J. Turbocharging Performance Handbook (Motorbooks Workshop) / J. Hartman. – Vermont : Motorbooks, 2007. – 272 p.

90. Romagnoli, A. A review of heat transfer in turbochargers / A. Romagnoli, A. Manivannan, S. Rajoo, M. S. Chiong [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – Vol. 79. – P. 1442–1460.

91. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М. : Машиностроение, 1972. – 720 с.

92. Бусройд, Р. Течение газа со взвешенными частицами / Р. Бусройд. – М. : Мир, 1975. – 380 с.

93. Watson, N. Turbocharging the Internal Combustion Engine / N. Watson, M. S. Janota. – London : Palgrave Macmillan Press, 1982. – 608 p.

94. Svensson E. Evaluation of Different Turbocharger Configurations for a Heavy-Duty Partially Premixed Combustion Engine / E. Svensson, L. Yin, P. Tunestal, M. Thern, M. Tuner // SAE International Journal of Engines. – 2017. – Vol. 10, № 5.

95. Petrichenko, D. A. Approaches to improvement of turbochargers for automotive engines / D. A. Petrichenko, V. S. Korotkov, R. V. Stukolkin, V. A. Neverov, I. A. Papkin // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. – 2018. – Vol. 9, № 6. – P. 999–1008.

96. Tang, Q. Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performances / Q. Tang, J. Fu, J. Liu, B. Boulet [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 93. – P. 797-812.

97. Каминский, В. Н. Компрессор с электроприводом в многоступенчатых системах наддува / В. Н. Каминский, С. В. Сибиряков, Т. И. Терегулов, Р. В. Каминский [и др.] // Научноград. наука. производство. общество. – 2017. – № 2. – С. 7–18.

98. Franzke, B. An extended calculation approach of exhaust thermocouple temperatures in one-dimensional gas exchange simulation for turbocharged gasoline direct-injection engines / B. Franzke, P. Adomeit, T. Uhlmann, J. Scharf, S. Pischinger // International Journal of Engine Research. – 2018. – Vol. 19, № 4. – P. 449–460.

99. Huang, L. Applying neural networks (NN) to the improvement of gasoline turbocharger heat transfer modeling / L. Huang, C. Ma, Y. Li, J. Gao, M. Qi // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 141. – P. 1080–1091.

100. Lee, S. P. The influence of pulse shape on the performance of a mixed flow turbine for turbocharger applications / S. P. Lee, A. Rezk, M. L. Jupp, A. K. Nickson // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. – 2018. – Vol. 7, № 2. – P. 136–142.

101. Lee, J. Performance metric for turbine stage under unsteady pulsating flow environment / J. Lee, C. S. Tan, B. T. Sirakov, H.-S. Im [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2017. – Vol. 139, № 7. – Article No 072606.

102. Гришин, Ю. А. Особенности взаимодействия импульсов потока в выпускной системе дизеля с турбиной турбокомпрессора / Ю. А. Гришин // Грузовик. – 2018. – № 6. – С. 3–9.

103. Zhang, M. Criteria for the matching of inlet and outlet distortions in centrifugal compressors / M. Zhang, X. Zheng // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 131. P. 933–946.

104. De Bellis, V. Development and validation of a 1D model for turbocharger compressors under deep-surge operation / V. De Bellis, R. Bontempo // Energy. – 2018. – Vol. 142. – P. 507–517.

105. Анисимов, А. С. Моделирование системы наддува тепловозного дизеля в малых отклонениях / А. С. Анисимов // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. – № 1 (67). – С. 64–74.

106. Хасанов, Р. Р. Численное моделирование процессов газодинамики в турбомашинах на примере турбокомпрессора ТКР9 / Р. Р. Хасанов // Естественные и технические науки. – 2019. – № 2 (128). – С. 221–224.

107. Galindo, J. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor / J. Galindo, A. Tiseira, R. Navarro, D. Tarí [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 110. – P. 875–882.

108. Hirano, T. Effect of double air injection on performance characteristics of centrifugal compressor / T. Hirano, T. Ogawa, R. Yasui, H. Tsujita // Journal of Thermal Science. – 2017. – Vol. 26, № 1. – P. 11–17.

109. Gancedo, M. PIV measurements of the flow at the inlet of a turbocharger centrifugal compressor with recirculation casing treatment near the inducer / M. Gancedo, E. Gutmark, E. Guillou // Experiments in Fluids. – 2016. – Vol. 57, № 2. – Article No 16.

110. Torregrosa, A. J. Measuring turbocharger compressor inlet backflow through particle image velocimetry / A. J. Torregrosa, A. Broatch, J. V. Pastor, J. García-Tíscar [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2018. – Vol. 99. – P. 420–432.

111. Deng, Q. A research on waste-gated turbine performance under unsteady flow condition / Q. Deng, R. D. Burke, Q. Zhang, L. Pohorelsky // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2017. – Vol. 139, № 6. – Article No 062603.

112. Leufvén, O. Measurement, analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios / O. Leufvén, L. Eriksson // International Journal of Engine Research. – 2016. – Vol. 17, № 2. – P. 153–168.

113. Хасанов, Р. Р. Численное и экспериментальное исследование газодинамических процессов в турбокомпрессоре автомобильного дизеля / Р. Р. Хасанов, А. Х. Хайруллин, В. М. Гуреев // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия : Наземные транспортные системы. – 2015. – Т. 11, № 5 (165). – С. 71–74.

114. Шароглазов, Б. А. Оценка параметров агрегата турбонаддува поршневого транспортного двигателя на базе безмоторных испытаний / Б. А. Шароглазов, О. Г. Машков, А. А. Мартынов // Транспорт Урала. – 2015. – № 3 (46). – С. 74–78.

115. Burke, R. D. Lumped capacitance and three-dimensional computational fluid dynamics conjugate heat transfer modeling of an automotive turbocharger / R. D. Burke, C. D. Copeland, T. Duda, M. A. Rayes-Belmote // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2016. – Vol. 138, No 9. – Article No 092602.

116. Tanda, G. An experimental investigation of internal heat transfer in an automotive turbocharger compressor / G. Tanda, S. Marelli, G. Marmorato, M. Capobianco // *Applied Energy*. – 2017. – Vol. 193. – P. 531–539.

117. Schinnerl, M. Heat Transfer Correction Methods for Turbocharger Performance Measurements / M. Schinnerl, J. Seume, J. Ehrhard, M. Bogner // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2017. – Vol. 139, № 2. – Article No 022602.

118. Marelli, S. Evaluation of heat transfer effects in small turbochargers by theoretical model and its experimental validation / S. Marelli, G. Marmorato, M. Capobianco // *Energy*. – 2016. – Vol. 112. – P. 264–272.

119. Лазарев, Е. А. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор — охладитель — эжектор» в дизеле с наддувом / Е. А. Лазарев, А. Ю. Салов // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия : Машиностроение*. – 2016. – Т. 16, № 4. – С. 23–31.

120. Усманова, З. К. Лабораторное моделирование переменных состояний динамической системы «дизель — турбокомпрессор — испытательный стенд» / З. К. Усманова, А. Н. Черепанов, П. Г. Мауэр // *Наука и образование транспорта*. – 2016. – № 2. – С. 238–245.

121. Каминский, В. Н. Разработка системы наддува для авиационного роторно-поршневого двигателя / В. Н. Каминский, Р. В. Каминский, Е. А. Костюков, С. В. Сибиряков [и др.] // *Наукоград. наука. производство. общество*. – 2018. – № 2 (16). – С. 30–34.

122. Филиппов, А. С. Турбокомпрессоры большой размерности для современных двигателей различного применения / А. С. Филиппов, В. Н. Каминский, Р. В. Каминский, С. В. Сибиряков // *Наукоград. наука. производство. общество*. – 2018. – № 2 (16). – С. 35–38.

123. Кавтарадзе, Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы / Р. З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – 590 с.
124. Хак Г. Турбодвигатели и компрессоры / Г. Хак. – М. : Издательство «Астрель — АСТ», 2003. – 352 с.
125. Buhl, S. A comparative study of intake and exhaust port modeling strategies for scale-resolving engine simulations / S. Buhl, D. Hain, F. Hartmann, C. Hasse // International journal of engine research. – 2018. – Vol. 19, № 3. – P. 282–292.
126. Bordjane, M. Analysis of the exchange process in ice using a moving mesh approach / M. Bordjane, D. Chalet // International journal of fluid mechanics research, – 2019. – Vol. 46, № 1. – P. 63–87.
127. Torregrosa, A. J. On the effect of different flux limiters on the performance of an engine gas exchange gas-dynamic model / A. J. Torregrosa, A. Broatch, F. J. Arnau, M. Hernandez // International journal of mechanical sciences. – 2017. – Vol. 133. – P. 740–751.
128. Ma, C.-C. Effects of the Exhaust System on the Performance of a Turbocharged Diesel Engine / C.-C. Ma, L.-W. Sun, N. Fang, H. Zhang // Transaction of Beijing Institute of Technology. – 2017. – Vol. 37, № 9. – P. 919–925.
129. Wang, T. J. Optimum design for intake and exhaust system of a heavy-duty diesel engine by using DFSS methodology / T. J. Wang // Journal of mechanical science and technology. – 2018. – Vol. 32, № 7. – P. 3465–3472.
130. Giannakopoulos, G. K. Direct numerical simulation of the flow in the intake pipe of an internal combustion engine / G. K. Giannakopoulos, C. E. Frouzakis, K. Bou-louchos, P. F. Fischer, A. G. Tomboulides // International journal of heat and fluid flow. – 2017. – Vol. 68. – P. 257–268.
131. Kong, K. J. 1D-3D coupling algorithm for unsteady gas flow analysis in pipe systems / K. J. Kong, S. H. Jung, T. Y. Jeong, D. K. Koh // Journal of mechanical science and technology. – 2019. – Vol. 33, № 9. – P. 4521–4528.
132. Ганин, Н. Б. Численное моделирование систем газообмена судового двигателя 12ЧН26/26 / Н. Б. Ганин, Д. Н. Евсеенко // Вестник государственного

университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. – 2013. – № 1 (20). – С. 38–43.

133. Абросимова, М. В. Оценка параметров газообмена в ДВС методом численного моделирования / М. В. Абросимова, Л. А. Жолобов, И. Н. Шелякин // Вестник НГИЭИ. – 2017. – № 2 (69). – С. 35–45.

134. Черноусов, А. А. Оптимальные по наполнению параметры газозвдушного тракта четырехтактного ДВС / А. А. Черноусов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2013. – Т. 17, № 3 (56). – С. 239–245.

135. Bae, M. W. A Study on Effects of Tuning Intake and Exhaust Systems Upon Exhaust Emissions in A Driving Car of Gasoline Engine / M. W. Bae, Y. J. Ku, H. S. A Park // Transactions of the Korean society of mechanical engineers B. – 2019. – Vol. 43, № 5. – P. 379–388.

136. Jang, J. Research for intake and exhaust system parameterization of 2-cylinder gasoline engine for RE-EV / J. Jang, Y. Woo, Y. Jung, C. Cho [et al.] // International journal of energy research. – 2018. – Vol. 42, № 13. – P. 4256–4256.

137. Oghabneshin, Y. Experimental and numerical analysis of the in-cylinder swirl flow dependence on the pressure / Y. Oghabneshin, S. Seddighi, M. Zabetian, A. Mohammadebrahim // Heat and mass transfer. – 2018. – Vol. 54, № 12. – P. 3547–3558.

138. Mezher, H. Wave dynamics analysis at the intake of a turbocharged engine : concept proposal of a new active inlet charge air duct for low-speed tuning and highspeed permeability / H. Mezher, D. Chalet, V. Raimbault, J. Migaud // Proceedings of the institution of mechanical engineers part D — journal of automobile engineering. – 2016. – Vol. 230, № 2. – P. 160–174.

139. Гришин, Ю. А. Граничные условия для численного расчета газообмена в поршневых двигателях / Ю. А. Гришин, В. А. Зенкин, Р. Н. Хмелев // Инженерно-физический журнал. – 2017. – Т. 90, № 4. – С. 1012–1018.

140. Абросимова, М. В. Сравнительные испытания штатной и модернизированной впускных систем двигателя в режиме прокрутки / М. В. Абросимова, Л. А.

Жолобов, И. Н. Шелякин // Вестник Чувашской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 1 (1). – С. 43–50.

141. Зорин, Ю. В. Показатель газодинамического качества впускной системы двухтактного ДВС с обратным пластинчатым клапаном / Ю. В. Зорин, А. И. Кох, Н. И. Лаптев, И. А. Абдуллин // Вестник Казанского технологического университета. – 2012. – Т. 15, № 23. – С. 159–161.

142. Leahu, C. I. Improvement of exhaust gas pressure's utilization for compressing the intake air in diesel engine's cylinders / C. I. Leahu // International Journal of Automotive Technology. – 2015. – Vol. 16, № 6. – P. 913–921.

143. Yang, S. The study on an automatically variable intake exhaust injection timing turbocharging system for diesel engines / S. Yang, K. Deng, Y. Cui, H. Gu // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2010. – Vol. 132, № 5. – Article No 052803.

144. Wang, D. CFD simulation of a 6-cylinder diesel engine intake and exhaust manifold / D. Wang, W. W. Zhang, D. K. Liu, X. Chen [et al.] // Proceedings of the ASME international mechanical engineering congress and exposition. – 2016. – Vol. 7B. – Article No V07BT09A034.

145. Jebamani, D. R. Studies on variable swirl intake system for DI diesel engine using computational fluid dynamics / D. R. Jebamani, T. M. N. Kumar // Thermal science. – 2008. – Vol. 12, № 1. – P. 25–32.

146. Wang, G. X. Study on dynamic characteristics of intake system and combustion of controllable intake swirl diesel engine / G. X. Wang, W. B. Yu, X. B. Li, Y. P. Su [et al.] // Energy. – 2019. – Vol. 180. – P. 1008–1018.

147. Sadeq, A. M. Combustion and emissions of a diesel engine utilizing novel intake manifold designs and running on alternative fuels / A. M. Sadeq, M. A. Bassiony, A. M. Elbashir, S. F. Ahmed [et al.] // Fuel. – 2019. – Vol. 255. – Article No UNSP 115769.

148. Коп`ев, Е. П. Studying the diesel flame structure in superheated water vapor jets by using IR thermography / Е. П. Коп`ев, I. S. Anufriev, E. I. Shadrin, E. L. Loboda [et al.] // Infrared Phys Technol. – 2019. – Vol. 102. – P. 1-10.

149. Кукис, В. С. Снижение выброса твердых частиц с отработавшими газами ДВС за счет повышения эффективности работы каталитического нейтрализатора /

В. С. Кукис, Е. А. Омельченко // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2018. – № 4 (38). – С. 49–54.

150. Марков, В. А. Регулирование фаз газораспределения и показателей транспортного дизеля / В. А. Марков, К. П. Рязанов, А. Н. Зенкин, И. Г. Маркова // Грузовик. – 2019. – № 7. – С. 6–12.

151. Hanriot, S. D. B. Effects of variable-volume Helmholtz resonator on air mass flow rate of intake manifold / S. D. Hanriot, J. M. Queiroz, C. B. Maia // Journal of the Brazilian society of mechanical sciences and engineering. – 2019. – Vol. 41, № 2. – Article No UNSP 79.

152. Galindo, J. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor / J. Galindo, A. Tiseira, R. Navarro, D. Tarí [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 110. – P. 875–882.

153. Kapitza, L. An experimental analysis of the turbulent structures generated by the intake port of a DISI-engine / L. Kapitza, O. Imberdis, H. P. Bensler, J. Willand [et al.] // Experiments in fluids. – 2010. – Vol. 48, № 2. – P. 265–280.

154. Micklow, G. J. Intake and in-cylinder flow field modelling of a four-valve diesel engine / G. J. Micklow, W. D. Gong // Proceedings of the institution of mechanical engineers part d-journal of automobile engineering. – 2007. – Vol. 221, № D11. – P. 1425–1440.

155. Yilmaz, E. Development of Heat Transfer Model at Intake System of IC Engine with Consideration of Backflow Gas Effect / E. Yilmaz, M. Ichiyanagi, T. Suzuki // International journal of automotive technology. – 2019. – Vol 20, № 5. – P. 1065–1071.

156. Жаров, А. В. Исследование течения во впускном тракте автомобильного двигателя с применением методов визуализации / А. В. Жаров, А. Д. Чаплиц, А. А. Крайнов, А. А. Павлов // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 6–3. – С. 541–545.

157. Loboda, E. L. Evaluating characteristics of turbulent flames by using ir thermography and PIV / E. L. Loboda, M. V. Agafontsev, A. V. Lutsenko, I. S. Anufriev [et al.] // Infrared Physics & Technology. – 2018. – Vol. 92. – P. 240–243.

158. Hou, H. Effects of bending-torsional duct-induced swirl distortion on aerodynamic performance of a centrifugal compressor / H. Hou, L. Wang, R. Wang, Y. Yang // *Journal of Thermal Science*. – 2017. – Vol. 26, № 2. – P. 97–106.

159. Tang, Q. Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performances / Q. Tang, J. Fu, J. Liu, B. Boulet [et al.] // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 93. – P. 797–812.

160. Зенкин, В. А. Профилирование впускных каналов дизеля для условий высокого наддува и больших перепадов давления между коллектором и цилиндром / В. А. Зенкин, А. С. Кулешов // *Наука и образование : научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана*. – 2013. – № 10. – С. 43–84.

161. Бердник, А. Н. Использование различных систем газотурбинного наддува в зависимости от уровня форсирования судовых четырехтактных дизелей : справочник / А. Н. Бердник // *Инженерный журнал с приложением*. – 2016. – № 9 (234). – С. 49–56.

162. Takizawa, K. Turbocharger flow computations with the Space–Time Isogeometric Analysis (ST-IGA) / K. Takizawa, T. E. Tezduyar, Y. Otaguro, T. Terahara, T. Kuraishi, H. Hattori // *Computers and Fluids*. – 2017. – Vol. 142. – P. 15–20.

163. Tang, H. A novel predictive semi-physical feed-forward turbocharging system transient control strategy based on mean-value turbocharger model / H. Tang, C. Copeland, S. Akehurst, C. Brace [et al.] // *International Journal of Engine Research*. – 2017. – Vol. 18, № 8. – P. 765–775.

164. Khairuddin, U. B. Aerodynamic optimization of the high pressure turbine and interstage duct in a two-stage air system for a heavy-duty diesel engine / U. B. Khairuddin, A. Costall // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2018. – Vol. 140, № 5. – Article No 052801.

165. Wang, G. X. Influence of fuel injection and intake port on combustion characteristics of controllable intake swirl diesel engine / G. X. Wang, W. B. Yu, X. B. Li, R. Yang // *Fuel*. – 2020. – Vol. 262. – Article No UNSP 116548.

166. Jemni, M. A. Influence of intake manifold design on in-cylinder flow and engine performances in a bus diesel engine converted to LPG gas fuelled, using CFD

analyses and experimental investigations / M. A. Jemni, G. Kantchev, M. S. Abid // *Energy*. – 2011. – Vol. 36, № 5. – P. 2701–2715.

167. Леонтьев, А. И. Повышение эффективности рабочего процесса поршневого двигателя путем прямого преобразования теплоты выпускных газов в электрическую энергию // А. И. Леонтьев, Р. З. Кавтарадзе, Д. О. Онищенко, А. С. Голосов [и др.] // *Теплофизика высоких температур*. – 2016. – Т. 54, № 1. – С. 99–105.

168. Плохов, С. Н., Плотников, Л. В., Жилкин, Б. П. Термоанемометр постоянной температуры. – Патент 81338 РФ, G01P 5/12, – Оpubл. 10.03.2009, – Бюл. № 7.

169. Брэдшоу, П. Введение в турбулентность и ее измерение / П. Брэдшоу. – М., 1974. – 282 с.

170. Foss, J. F. Ambient temperature and free stream turbulence effects on the thermal transient anemometer / J. F. Foss, J. A. Peabody, M. J. Norconk, A. R. Lawrenz // *Measurement Science and Technology*. – 2006. – Vol. 17, № 9. – P. 2519–2526.

171. Henselowsky, C. Experimental setup for low Reynolds number calibration of thermal anemometers / C. Henselowsky, H. C. Kuhlmann, H. J. Rath // *ZAMM*. – 2000. – Vol. 8013. – P. 685–686.

172. Skelly, B. T. Triple-hot-film anemometer performance in CASES-99 and a comparison with sonic anemometer measurements / B. T. Skelly, D. R. Miller, T. H. Meyer // *Boundary-Layer Meteorology*. – 2002. – Vol. 105. – P. 275–304.

173. Вихерт, М. М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М. М. Вихерт, Ю. Г. Грудский. – М. : Машиностроение, 1982. – 151 с.

174. 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.

175. Hunn, P. *Small Engines and Outdoor Power Equipment* / P. Hunn. – USA : Cool Springs Press, 2014. – 144 p.

176. Хинце, И. О. Турбулентность / И. О. Хинце. – М. : Физматгиз, 1963. – 680 с.

177. Плотников, Л. В. Газодинамика и локальная теплоотдача во впускной системе поршневого ДВС : дис. ... канд. техн. наук : 01.04.14, 05.04.02 : защищена 22.05.09 : утв. 18.09.09. – Екатеринбург, 2009. – 158 с.

178. Петров, Ю. П. Новые главы теории управления и компьютерных вычислений / Ю. П. Петров. – СПб. : БХВ-Петербург, 2004. – 193 с.

179. Васильков, Ю. В. Математическое моделирование объектов и систем автоматического управления / Ю. В. Васильков, Н. Н. Василькова. – М. : Инфра-Инженерия, 2020. – 429 с.

180. Гортышов, Ю. Ф. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю. Ф. Гортышов, Ф. Н. Дресвянников, Н. С. Идиатуллин, И. И. Калмыков [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 234 с.

181. Thirumaleshwar, M. Fundamentals of Heat and Mass Transfer / M. Thirumaleshwar. – India : Pearson Education India, 2009. – 766 p.

182. Terekhov, V. I. Influence of external on heat transfer in a separated flow behind a single rib or a step / V. I. Terekhov, N. I. Yarygina, R. F. Zhdanov // Journal of Heat Transfer Research. – 1998. – Vol. 29, № 6–8. – P. 67–71.

183. Малюков, А. В. Новая методика измерения коэффициента теплоотдачи в лабораторных условиях / А. В. Малюков, Н. И. Михеев, В. М. Молочников // Приборы и техника эксперимента. – 2016. № 1. – С. 145–148.

184. Исаченко, В. П. Теплопередача. Учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.

185. Волчков, Э. П. Некоторые результаты экспериментального исследования аэрогидродинамики и теплообмена на поверхности с полусферическими кавернами / Э. П. Волчков, С. В. Калинина, И. И. Матрохин, Ю. М. Мшвидобадзе [и др.] // Сибирский физико-технических журнал. – 1992. – № 5. – С. 3–9.

186. Крейт, Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. – М. : Мир, 1983. – 512 с.

187. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – М. : Издательский дом МЭИ, 2011. – 550 с.

188. Кутателадзе, С. С. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое / С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 320 с.
189. Пятигорская, Е. И. Элементы теории и практики гидромеханического эксперимента / Е. И. Пятигорская. – М. : МЭИ, 1987. – С. 54-65.
190. ГОСТ 34100.1–2017/ISO/IEC Guide 98–1 2009 «Неопределенность измерения». – М. : Стандартинформ, 2018.
191. ГОСТ Р54500.1–2011. Руководство ИСО/МЭК 98–1:2009. – М. : Стандартинформ, 2012.
192. Походун, А. И. Экспериментальные методы исследований. Погрешности и неопределенности измерений : учебное пособие / А. И. Походун. – СПб. : СПбГУ ИТМО, 2006. – 112 с.
193. Honig, J. M. Thermodynamics / J. M. Honig. – USA : Academic Press, 1999. – 608 p.
194. Nag, P. K. Engineering Thermodynamics / P. K. Nag. – USA : Tata McGraw-Hill Education, 2005. – 826 p.
195. Плотников, Л. В. Нестационарные тепломеханические процессы в системах газообмена поршневых двигателей с турбонаддувом: монография / [под ред. Б. П. Жилкина, Ю. М. Бродова]; Мин-во науки и высш. образования РФ. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020. – 204 с.
196. Исаев, С. А. Численное исследование движения потоков воздуха в кабине грузового автомобиля при ее вентиляции в трех различных режимах / С. А. Исаев, А. Е. Усачов, П. А. Баранов, Т. Д. Глушков, М. В. Гуреев // Инженерно-физический журнал. – 2017. – Т. 90, № 2. – С. 431–437.
197. Исаев, С. А. Численное моделирование интенсификации теплообмена в плоскопараллельном канале с цилиндрической неглубокой лункой на нагретой стенке / С. А. Исаев, А. И. Леонтьев, П. А. Баранов, И. А. Попов [и др.]// Инженерно-физический журнал. – 2016. – Т. 89, № 5. – С. 1195–1210.
198. Карасик, А. Б. Конструирование и оценка прочности основных деталей двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / А. Б. Карасик. – Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. – 265 с.

199. Бармин, В. А. Конструирование и расчет двигателей: практикум для студентов специальности «Двигатели внутреннего сгорания»: в 3 ч. Ч. 3: Расчет деталей газораспределительного механизма / В. А. Бармин, А. В. Предко. – Минск : БНТУ, 2018. – 51 с.

200. Plotnikov, L. V. Influence of high-frequency gas-dynamic unsteadiness on heat transfer in gas flows of internal combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // *Applied mechanics and materials*. – 2015. – Vol. 698. – P. 631–636.

201. Плотников, Л. В. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в газовоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // *Инженерно-физический журнал*. – 2018. – Т. 91, № 6. – С. 1517–1525.

202. Plotnikov, L. V. The gas-dynamic unsteadiness effects on heat transfer in the intake and exhaust systems of piston internal combustion engines L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2017. – Vol. 115. – P. 1182–1191.

203. Жилкин, Б. П. О необходимости исследования процесса впуска и выпуска в поршневых ДВС в динамике / Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников // *Вестник академии военных наук*. – 2010. – № 1. – С. 54–57.

204. Плотников, Л. В. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // *Известия вузов, Проблемы энергетики*. – 2014. – № 7/8. – С. 24–31.

205. Григорьев, М. М. Классификация пульсирующих турбулентных течений / М. М. Григорьев, В. В. Кузьмин, А. В. Фафурин // *Инженерно-технический журнал*. – 1990. – Т. 59, № 5. – С. 725–735.

206. Плотников, Л. В. Характерное время переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // *Известия вузов, Проблемы энергетики*. – 2013. – № 5/6. – С. 39–45.

207. Плотников, Л. В. Учет нестационарности процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия вузов, Проблемы энергетики. – 2016. – № 1/2. – С. 75–80.

208. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

209. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. под ред. М. О. Штейнберга. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.

210. Плотников, Л. В. Газодинамическое совершенствование системы впуска автомобильного двигателя за счет поперечного профилирования каналов / Л. В. Плотников, А. М. Неволин, М. О. Мисник // Транспорт Урала. – 2017. – № 3 (54). – С. 82–86.

211. Plotnikov, L. The flows structure in unsteady gas flow in pipes with different cross-sections / L. Plotnikov, A. Nevolin, D. Nikolaev // EPJ Web of Conferences. – 2017. – Vol. 159. – Article No 00035.

212. Plotnikov, L. V. Influence of channels transverse profiling on the heat transfer intensity in the intake system of internal combustion engine / L. V. Plotnikov, M. O. Misnik // IOP Conf. Series: Journal of Physics. – 2018. – Vol. 1105. – Article No 012012.

213. Plotnikov L. Numerical and physical modeling of heat transfer in the exhaust system of a piston engine in stationary conditions / L. Plotnikov, A. Nevolin, M. Misnik // EPJ Web of Conferences. – 2019. – Vol. 196. – Article No 00006.

214. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов (книга 1) / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян [и др.]; Под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995. – 368 с.

215. Плотников Л. В. Газодинамика и локальная теплоотдача потока во впускном канале с разной формой поперечного сечения поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник. – 2010. – № 4/2. – С. 137–144.

216. 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.

217. 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.

218. Плотников, Л. В. Особенности изменения скорости и локального коэффициента теплоотдачи во впускных каналах разной конфигурации поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник. – 2012. – № 3/1. – С. 178–183.

219. Жилкин, Б. П. Влияние формы поперечного сечения впускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2009. – № 7-8. – С. 94–98.

220. Плотников, Л. В. Моделирование и экспериментальные исследования процессов впуска и выпуска в автомобильных двигателях внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. С. Кочев // Транспорт Урала. – 2016. – № 1 (48). – С. 103–107.

221. Isaev, S. A. Influence of the depth of single-row oval-trench dimples inclined to laminar air flow on heat transfer enhancement in a narrow micro-channel / S. A. Isaev, I. A. Popov, A. G. Sudakov, A. I. Leontiev [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 134. – P. 338–358.

222. Isaev, S. A. NT vortex enhancement of heat transfer and flow in the narrow channel with a dense packing of inclined one-row oval-trench dimples / S. A. Isaev, D. V. Nikushchenko, M. S. Gritckevich, A. I. Leontiev [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 145. – Article No 118737.

223. Plotnikov, L. V. Processes Dynamic Characteristics in the Intake System of Piston Internal Combustion Engine / L. V. Plotnikov, Y. M. Brodov // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – P. 13–21.

224. Плотников, Л. В. Влияние поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов поршневых двигателей на тепломеханические характеристики потоков / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия вузов, Проблемы энергетики. – 2017. – № 1/2. – С. 119–126.

225. Plotnikov, L. V. The Influence of Piston Internal Combustion Engines Intake and Exhaust Systems Configuration on Local Heat Transfer / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – P. 80–85.

226. Brodov, Y. M. Influence of Intake/exhaust Channel Lateral Profiling on Thermomechanics of Pulsating Flows / Y. M. Brodov, B. P. Zhilkin, L. V. Plotnikov // Technical Physics. – 2018. – Vol. 63, № 3. – P. 319–324.

227. Plotnikov, L. V. Heat transfer intensity of pulsating gas flows in the exhaust system elements of a piston engine / L. V. Plotnikov, Y. M. Brodov, M. O. Misnik // E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 124. – Article No 01015.

228. Плотников, Л. В. Физическое и численное моделирование тепломеханических характеристик стационарных потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, А. М. Неволин [и др.] // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. – Т. 21, № 5. – С.22–28.

229. Дульнев, Р. А. Термическая усталость металлов / Р. А. Дульнев, П. И. Котов. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.

230. Бродов, Ю. М. Повышение надежности газоздушных систем поршневых и комбинированных ДВС за счет улучшения тепломеханических характеристик потока / Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Надежность и безопасность энергетики. – 2014. – № 4 (27). – С. 40–43.

231. Жилкин, Б. П., Плотников Л. В. Впускная система поршневого двигателя. – Патент на полезную модель F02B 29/02 № 81263 от 10.03.2009; заяв. 2008134035/22 от 18.08.2008. – Оpubл. 10.03.2009 – бюл. № 7.

232. Жилкин, Б. П., Плотников, Л. В. Впускная система поршневого двигателя. – Патент на полезную модель F02B 29/00 № 127406 от 23.08.2013; заяв. 2012136097/06 от 23.08.2012. – Оpubл. 27.04.2013 – бюл. № 12.

233. Жилкин, Б. П., Плотников, Л. В., Крестовских, А. В., Падаляк, Д. Л. Система выхлопа поршневого двигателя. – Патент на полезную модель F02B 27/00 № 114096 от 08.06.2011; заяв. 2011123195/28 от 08.06.2011. – Оpubл. 10.03.2012 – бюл. № 7.

234. Жилкин, Б. П., Плотников, Л. В., Григорьев, Н. И. Система выхлопа поршневого двигателя. – Патент на полезную модель F02B 27/04 № 121525 от 27.10.2012; заяв. 2012107933/06 от 01.03.2012. – Оpubл. 27.10.2012 – бюл. № 30.

235. Григорьев, Н. И. Газодинамическое совершенствование системы воздухооборудования дизеля размерности 21/21 / Н. И. Григорьев, Н. С. Кочев, Л. В. Плотников // Транспорт Урала. – 2016. – № 3 (50). – С. 87–91.

236. Плотников, Л. В. Доводка конфигурации впускного трубопровода дизеля 8ЧН 21/21 на основе численного моделирования / Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Транспорт Урала. – 2017. – № 1 (52). – С. 67–70.

237. Plotnikov, L. V. The effects of the intake pipe configuration on gas exchange, and technical and economic indicators of diesel engine with the 21/21 dimension / L. V. Plotnikov, S. Bernasconi, Y. M. Brodov // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – P. 140–145.

238. Plotnikov, L. V. Analysis of Resonator Installation Effect in Intake System of the Diesel Engine on Parameters of Gas Exchange Quality / L. V. Plotnikov, S. Bernasconi, B. P. Zhilkin // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – P. 69–77.

239. Sajith, V. Internal Combustion Engines / V. Sajith, T. Shijo. – India : Oxford University Press, 2017. – 800 p.

240. Mollenhauer, K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschöke. – London : Springer Science & Business Media, 2010. – 636 p.

241. Shyang, M. L. Flow and heat transfer in a turbocharger radial turbine / M. L. Shyang. – Stockholm : Universitetsservice US–AB, 2016. – 97 p.

242. Hiereth, H. Charging the Internal Combustion Engine / H. Hiereth, P. Preninger. – London : Springer Science & Business Media, 2007. – 268 p.

243. Мухачев, Г. А. Термодинамика и теплопередача : учебник для авиационных вузов / Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.
244. Incropera, F. P. Fundamentals of heat and mass transfer / F. P. Incropera, D. P. DeWitt. – New York : Wiley, 1996. – 248 p.
245. Plotnikov, L. V. Features of the gas dynamics and local heat transfer in intake system of piston engine with supercharging / L. V. Plotnikov // IOP Conf. Series : Journal of Physics. – 2017. – Vol. 899. – Article No 042008.
246. Плотников, Л. В. Особенности тепломеханических характеристик пульсирующих потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей с турбонаддувом / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. – Т. 21, № 4. – С. 77–84.
247. Глеисфорф, П. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций / П. Глеисфорф, И. Пригожин. – М. : Мир, 1973. – 279 с.
248. MacInnes, H. Turbochargers / H. MacInnes, B. MacInnes– USA : Penguin, 1987. – 160 p.
249. Baines, N. C. Fundamentals of turbocharging / N. C. Baines. – Vermont : Concepts NREC, 2005. – 264 p.
250. Plotnikov, L. V. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 160. – Article No 114123.
251. Жилкин, Б. П. Скоростные характеристики потока в процессе выпуска автомобильного ПДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Транспорт Урала. – 2011. – № 3. – С. 77–80.
252. Плотников, Л. В. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Известия вузов, Проблемы энергетики. – 2014. – № 7/8. – С. 24–31.
253. Plotnikov, L.V. The gas-dynamic unsteadiness effects on heat transfer in the intake and exhaust systems of piston internal combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P.

Zhilkin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – Vol. 115. – P. 1182–1191.

254. Плотников, Л. В. Физическое и численное моделирование тепломеханических процессов в газоздушных системах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Инженерно-физический журнал. – 2020. – Т. 93, № 3. – С. 615–624.

255. Rajput, R. K. Internal Combustion Engines / R. K. Rajput. – India : Laxmi Publications, 2005. – 1004 p.

256. Allard ,A. Turbocharging & Supercharging / A. Allard. – USA : Stephens, 1986. – 271 p.

257. Miller, J. K. Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems / J. K. Miller. – USA : CarTech Inc., 2008. – 160 p.

258. Curless, T. Turbochargers: Theory, Installation, Maintenance, and Repair / T. Curless. – USA : Tab Books, 1985. – 170 p.

259. Бродов, Ю. М. Влияние турбины турбокомпрессора на тепломеханические характеристики потока в выпускном тракте поршневого ДВС / Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. – 2014. – Т. 14, № 2. – С. 5–11.

260. Плотников, Л. В. Влияние аэродинамического сопротивления впускных и выхлопных систем автомобильных двигателей на процессы газообмена / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. – 2014. – Т. 14, № 1. – С. 15–21.

261. Плотников, Л. В. Особенности тепломеханических характеристик пульсирующих потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей с турбонаддувом / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2019. —Т. 21, № 4. – С.77–84.

262. Plotnikov, L. V. Improvement of Environmental Characteristics of Diesel Locomotive Engine with Turbocharging by Changing Valve Timing (Based on Miller

Cycle) / L. V. Plotnikov, S. Bernasconi, P. Jacoby // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2020. – P. 549–558.

263. Plotnikov, L. Integrated modernization of the gas-and-air system of a turbocharged diesel engine (21/21) / L. Plotnikov, N. Kochev, L. Osipov // E3S Web of Conferences. – 2020. – Vol. 178. – Article No 01005.

264. Plotnikov, L. V. Features of Pulsating Flows Thermomechanics in Exhaust System of Piston Engine with Turbocharging / L. V. Plotnikov, Y. M. Brodov, N. I. Grigor'ev // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2020. – P. 541–548.

265. Isaev, S. A. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with one-row oval dimples / S. A. Isaev, A. I. Leontiev, N. V. Kornev, E. Hassel [et al.] // High Temperature. – 2015. – Vol. 53, № 3. – P. 375–386.

266. Isaev, S. A. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth / S. A. Isaev, A. V. Schelchikov, A. I. Leontiev, P. A. Baranov [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2016. – Vol. 94. – P. 426–448.

267. Plotnikov, L. V. Method of stabilizing pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with turbocharging / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // IOP Conf. Series : Journal of Physics. – 2019. – Vol. 1382. – Article No 012205.

268. Wang, L. Turbulent flow in a ribbed channel: Flow structures in the vicinity of a rib / L. Wang, M. Salewski, B. Sundén // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2010. – Vol. 34 (2). – P. 165–176.

269. Liu, J. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a high aspect ratio channel (4:1) with ribs of various truncation types and arrangements / J. Liu, S. Hussain, J. Wang, L. Wang [et al.] // International Journal of Thermal Sciences. – 2018. – Vol. 123. – P. 99–116.

270. Исаков, Ю. Н. Агрегаты наддува двигателей : учеб. Пособие / Ю. Н. Исаков, А. А. Сидоров. – СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2003. – 82 с.

271. Шестаков, Д. С. Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом / Д. С. Шестаков, Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Двигателестроение. – 2013. – № 1. – С. 24–27.

272. Плотников, Л. В. Совершенствование тепломеханических характеристик потоков во впускной системе комбинированного двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Транспорт Урала. – 2018. – № 2 (57). – С. 58–62.

273. Плотников, Л. В. Улучшение эксплуатационных показателей автомобильных двигателей внутреннего сгорания путем совершенствования термогазодинамики во впускной системе / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Н. С. Кочев, Л. Е. Осипов // Транспорт Урала. – 2020. – № 2 (61). – С. 47–51.

274. Plotnikov, L. V. Spectral analysis of gas-dynamic processes in the intake system of a supercharged piston engine / L. V. Plotnikov, N. S. Kochev, L. E. Osipov // IOP Conf. Series: Journal of Physics. – 2020. – Vol. 1565. – Article No 012006.

275. Жилкин, Б. П., Плотников, Л. В., Шестаков, Д. С. Впускная система поршневого двигателя с наддувом. – Патент на полезную модель F02B 33 / 44 № 118363 от 20.07.2012; заяв. 2012105249/06 от 14.02.2012. – Оpubл. 20.07.2012 – бюл. № 20.

276. Григорьев, Н. И. Газодинамическое совершенствование системы воздухооборудования дизеля размерности 21/21 / Н. И. Григорьев, Н. С. Кочев, Л. В. Плотников // Транспорт Урала. – 2016. – № 3 (50). – С. 87–91.

277. Плотников, Л. В. Спектральный анализ газодинамических процессов во впускной системе поршневого двигателя с наддувом // Материалы Всероссийской научной конференции «Семинар вузов по теплофизике и энергетике» / Л. В. Плотников, Н. С. Кочев, М. О. Мисник. – Санкт-Петербург : Политех-Пресс. 2019. – С. 316–317.

278. Бродов, Ю. М. Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Надежность и безопасность энергетики. – 2016. – № 1 (32). – С. 19–23.

279. Plotnikov, L. V. Improved cleaning of the engine cylinder from the exhaust gas using the active ejection in the exhaust tract / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // *Applied mechanics and materials*. – 2015. – Vol. 792. – P. 553–558.

280. Плотников, Л. В. Улучшение технико-экономических показателей поршневых двигателей за счет применения эффекта эжекции в выпускной системе / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Н. С. Кочев // *Транспорт Урала*. – 2019. – № 1 (60). – С. 76–80.

281. Жилкин, Б. П., Плотников, Л. В., Григорьев, Н. И. Система выхлопа поршневого двигателя. – Патент на полезную модель F02B 27/04 № 135728 от 23.04.2013; заяв. 2013118761 / 06 от 23.04.2013 – Оpubл. 20.12.2013 – бюл. № 35.

282. Agarwal, A. K. *Locomotives and Rail Road Transportation* / A. K. Agarwal, A. Dhar, A. Gautam, A. Pandey. – Singapore : Springer Singapore, 2017. – 245 p.

283. Bilousov, I. *Modern Marine Internal Combustion Engines* / I. Bilousov, M. Bulgakov, V. Savchuk. – Switzerland : Springer International Publishing, 2020. – 385 p.

284. Brodov, Y. M. 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 [et al.] // *Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 62, № 14. – P. 1038–1042.

285. Бродов, Ю. М. Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // *Надежность и безопасность энергетики*. – 2016. – № 1 (32). – С. 19–23.

286. Plotnikov, L. V. Improvement of the thermal and mechanical flow characteristics in the exhaust system of piston engine through the use of ejection effect / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // *IOP Conf. Series : Journal of Physics*. – 2017. – Vol. 891. – Article No 012154.

Приложение А Газодинамика и теплообмен потоков газа в выходном канале компрессора турбокомпрессора

Одна из основных тенденций развития транспортных энергомашин на базе поршневых двигателей – улучшение их эксплуатационных характеристик при сохранении массы и габаритных размеров. Одним из возможных решений этой задачи является установка на двигатель турбокомпрессора (ТК). ТК относится к лопаточным установкам, поэтому они рассматриваются в приложении. Известно, что гидрогазодинамика и теплообмен потоков в выходном канале компрессора ТК оказывают существенное воздействие на качество процессов газообмена, КПД турбокомпрессора и самой энергоустановки на базе поршневого двигателя [П1-П3].

В данном разделе представлены экспериментальные данные о термомеханике газовых потоков в выходных каналах разной конфигурации применительно к центробежному компрессору в составе турбокомпрессора ТКР-6. Эти данные необходимы, поскольку, очевидно, что лопаточный аппарат колеса компрессора будет оказывать механическое воздействие на пульсирующие потоки газа в системах газообмена энергомашин на базе ДВС, а именно создавая повышенную исходную, внешнюю турбулентность для основного течения в системе, т.е. турбулизируя поток. Это приведет к изменению газодинамических условий теплообмена, что повлияет на качество процессов газообмена поршневого двигателя и КПД [П4-П6]. Выявлено, что начальная, естественная турбулентность потока, которой он обладает до начала взаимодействия с поверхностью теплообмена, обычно имеет значения степени турбулентности Tu примерно 0,01, а иногда меньше. Такой уровень исходной турбулентности ($Tu < 0,01$) не оказывает заметного влияния на термомеханику [П7]. Однако в центробежном компрессоре наблюдается более высокий уровень турбулентности, в выходном канале которого значение Tu может достигать величины до 0,2. В этом случае внешняя турбулентность существенно влияет на характер развития и структуру пограничного слоя [П7, П8]. На основе литературных данных и пилотных опытов, можно предположить, что установка

турбокомпрессора окажет существенное влияние на газодинамику и теплообмен пульсирующих потоков в газодинамических системах поршневого ДВС [П7-П10].

Таким образом, основные цели данного исследования заключаются в том, чтобы установить влияние степени турбулентности Tu нестационарных потоков газа в выходном канале компрессора турбокомпрессора на интенсивность теплоотдачи в нем, а также разработать способы управления термомеханикой потоков газа с целью улучшения эксплуатационных показателей энергетических установок на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом.

А.1 Влияние аэродинамического сопротивления выходного канала компрессора на газодинамику и теплообмен потоков

На рисунках А.1-А.3 приведены графики изменения мгновенных значений местных давлений p_x и скорости w_x , а также локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубы от времени в выходном канале компрессора разной конфигурации. Геометрические размеры, исследуемых каналов, представлены на рисунке 2.4 в главе 2. Приборно-измерительная база и методики также описаны в главе 2.

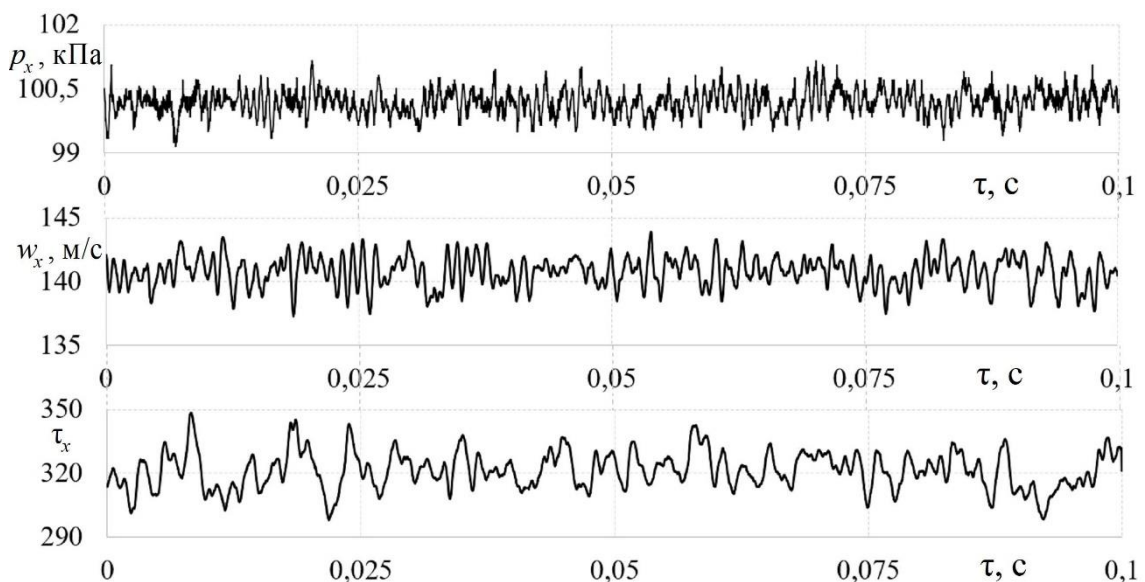


Рисунок А.1 – Зависимости локальных давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в выходном канале (свободный выпуск $d = 42$ мм) компрессора турбокомпрессора для частоты вращения вала $n_{TK} = 42\,000$ мин⁻¹

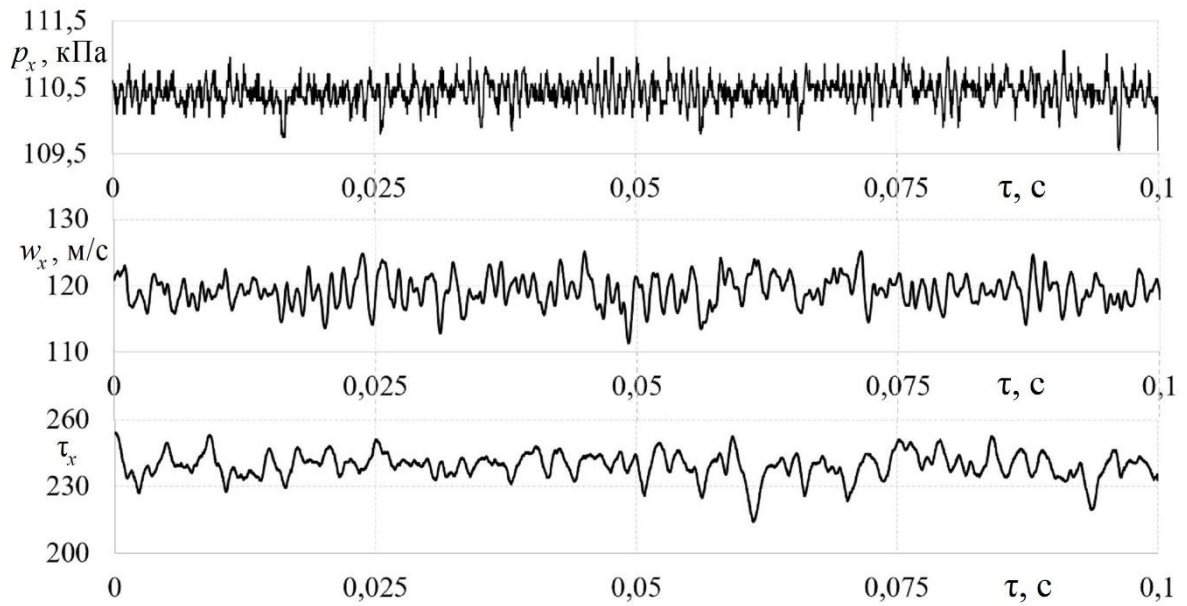


Рисунок А.2 – Зависимости локальных давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в выходном канале (конфузор $d = 32$ мм) компрессора турбокомпрессора для частоты вращения вала $n_{\text{ТК}} = 42\,000$ мин⁻¹

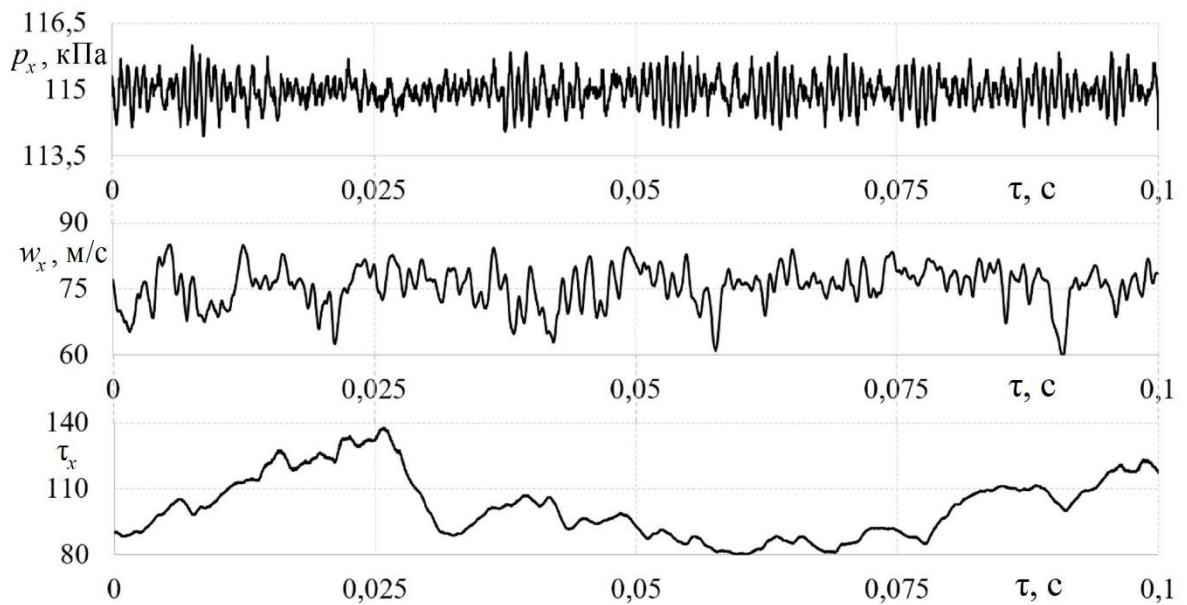


Рисунок А.3 – Зависимости локальных давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в выходном канале (диафрагма $d = 20$ мм) компрессора турбокомпрессора для частоты вращения вала $n_{\text{ТК}} = 42\,000$ мин⁻¹

Установлено, что при свободном выпуске из компрессора (канал с диаметром 42 мм) скорость потока имеет максимальные значения вплоть до 145 м/с (Рисунок А.1). При этом давление в канале колеблется около значения 100 кПа при всех частотах вращения вала ТК $n_{\text{ТК}}$. Это объясняется небольшим значением коэффициента

аэродинамического сопротивления канала при свободном выпуске. Было установлено, что для данной конфигурации выходного канала компрессора при росте значений $n_{\text{ТК}}$ тепломеханические параметры потока воздуха изменяются незначительно. В случае выходного канала с конфузуром (диаметр 32 мм) максимальные значения статического давления потока воздуха увеличиваются до 110 кПа (Рисунок А.2). При этом, как и следовало ожидать, максимальные значения скорости потока воздуха снижаются до 110-125 м/с по сравнению со свободным выпуском, поскольку увеличилось аэродинамическое сопротивление канала. При установке в выходном канале компрессора диафрагмы (диаметр 20 мм) статическое давление потока возрастает до 130 кПа, а скорость потока существенно снижается и варьируется в диапазоне 55-85 м/с (Рисунок А.3). При этом имеет место быть следующая тенденция: с увеличением $n_{\text{ТК}}$ мгновенные значения давлений и скорости потока в выходном канале также возрастают, как и в литературе (см. главу 1).

Следует отметить, что при уменьшении диаметра выходного канала компрессора (другими словами, при увеличении аэродинамического сопротивления канала) амплитуда пульсаций скорости потока воздуха возрастает, а амплитуда пульсаций давления остается практически постоянной, что соответствует ранее проведенным исследованиям и результатам других авторов [П11-П13].

Расходные характеристики потоков газа через выходные каналы разной конфигурации компрессора ТК представлены на рисунке А.4. В результате проведенных испытаний было установлено, что размещение в выходном канале компрессора конфузора (диаметр 32 мм, степень сужения 1,45) вызывает падение расхода рабочего тела в среднем на 11 %, а при установке диафрагмы (диаметр 20 мм) – почти на 65 % в сравнении со свободным выпуском из компрессора (диаметр канала 42 мм). На этом основании можно предположить, что применение в выходном канале компрессора ТК технического узла с автоматически изменяемой конфигурацией (например, специальной лепестковой диафрагмы) позволит управлять гидродинамикой и расходными характеристиками потоков на входе во впускную систему энергомашины на базе поршневого ДВС с турбонаддувом в соответствии с эксплуатационными режимами работы и повысит их маневренность.

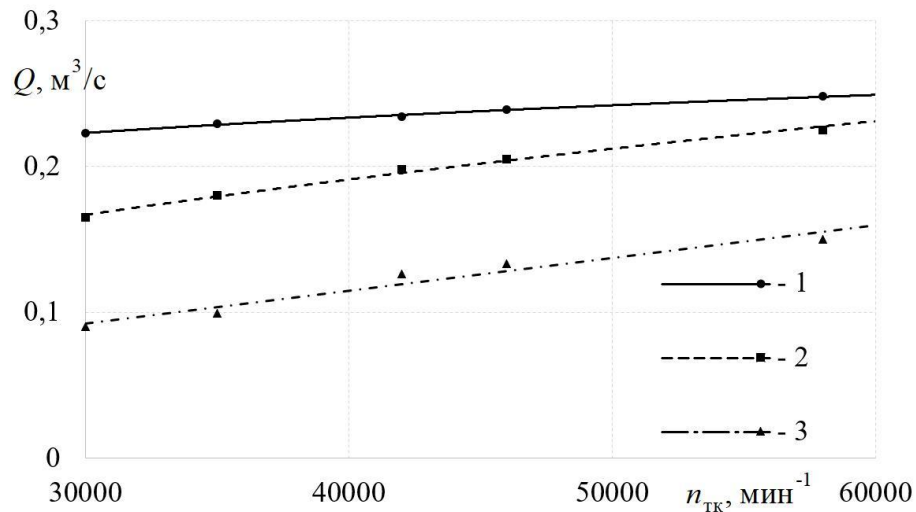


Рисунок А.4 – Зависимость объемного расхода воздуха Q в выходном канале свободного компрессора от частоты вращения вала турбокомпрессора $n_{\text{тс}}$ для выходных патрубков разной конфигурации: 1 – свободный выпуск (46 мм); 2 – конфузор (32 мм); 3 – диафрагма (20 мм)

/

Посредством интегрирования функции $\tau_x = f(\tau)$ за определенный временной интервал была получена зависимость средних значений локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на поверхности трубопровода от среднерасходной скорости w (Рисунок А.5). Установлено, что интенсивность теплоотдачи в выходных каналах разной конфигурации не имеет прямой (линейной) зависимости от расхода воздуха через них. Так, максимальное изменение расхода воздуха через выходной канал компрессора составляет 60 %, а максимальное изменение средних значений локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ – 75 % (Рисунок А.5).

Параметр степень турбулентности Tu использовался в данном исследовании для количественной оценки пульсационных составляющих скорости потока воздуха. Степень турбулентности определялась как отношение среднеквадратичной пульсационной составляющей скорости к средней скорости исследуемого потока (см. главу 2, а также [П7]). Способ расчета степени турбулентности для стационарных и пульсирующих потоков подробно описан во второй главе. Этот параметр может применяться для оценки пульсационной составляющей как стационарных, так и нестационарных потоков.

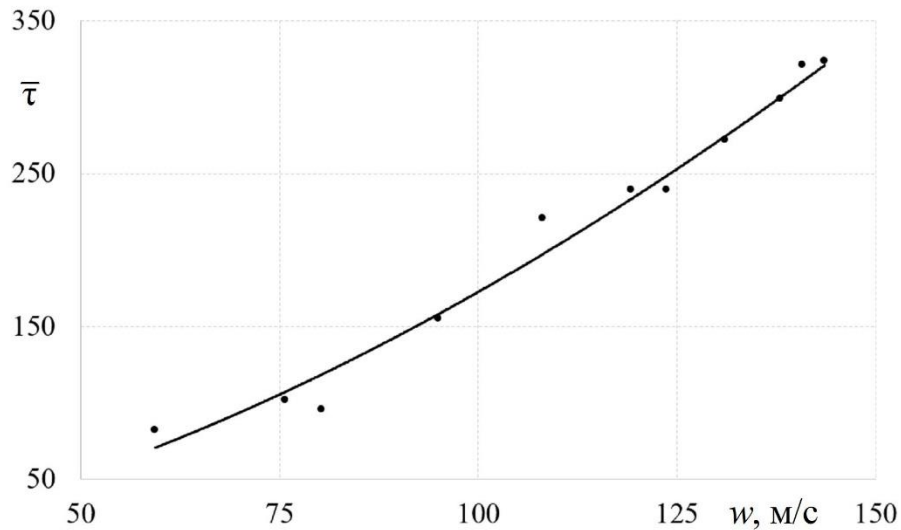


Рисунок А.5 – Зависимость средних значений локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ на внутренней поверхности канала от среднерасходной скорости потока w в выходной системе компрессора турбокомпрессора (значения $\bar{\tau}$ получены для переменного расхода Q через систему)

Выявлено, что степень турбулентности Tu рабочей среды в выходном канале компрессора составляет от 0,01 до 0,12 при исследованных частотах вращения вала ТК (Рисунок А.6). Полученные значения соответствуют данным других авторов, которые получали величину Tu в проточных частях турбомашин на уровне 0,2 (см. главу 1). В нашем случае автомобильный ТК, поэтому Tu потоков допустимый. Из рисунка видно, значения степени турбулентности снижаются в среднем на 50 % с ростом частоты вращения вала ТК n_{TC} , что характерно для всех геометрических размеров выходного канала компрессора турбокомпрессора. Это легко объясняется тем, что с ростом значений n_{TC} механическое влияние отдельной лопатки компрессора на поток газа понижается и пульсационные явления в основном напорном течении сглаживаются (выравниваются). При этом, существенное увеличение степени турбулентности имеет место с ростом аэродинамического сопротивления канала (Рисунок А.6). С большой долей вероятности следует предположить, что столь существенное изменение величины степени турбулентности Tu рабочей среды должно привести к изменению структуры потока в рассматриваемой газодинамической системе и вызвать интенсификацию или подавление теплообмена.

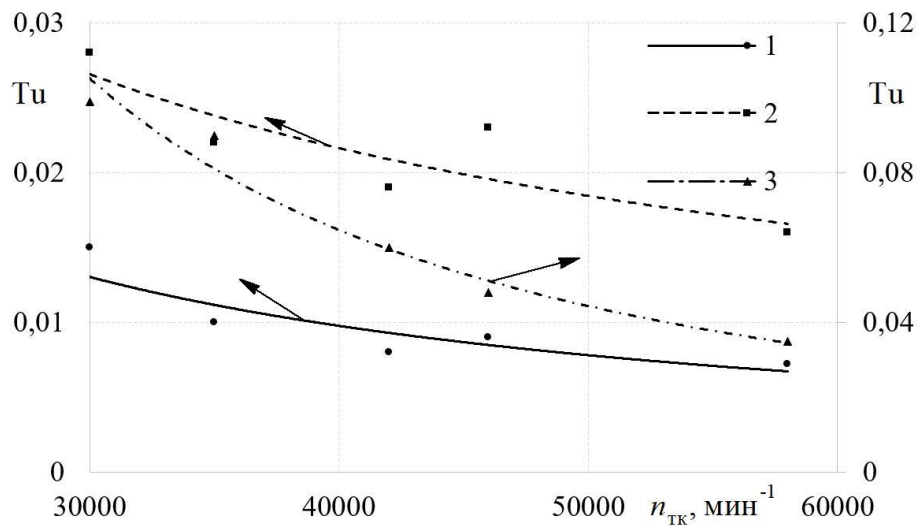


Рисунок А.6 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала ТК n_{TK} для разных конфигураций выходного патрубка компрессора: 1 – свободный выпуск (46 мм); 2 – конфузор (32 мм); 3 – диафрагма (20 мм)

Для получения дополнительных сведений о структуре потока в выходных каналах компрессора ТК разной конфигурации был выполнен спектральный анализ амплитуд функций $w_x = f(\tau)$ (Рисунок А.7-А.9).

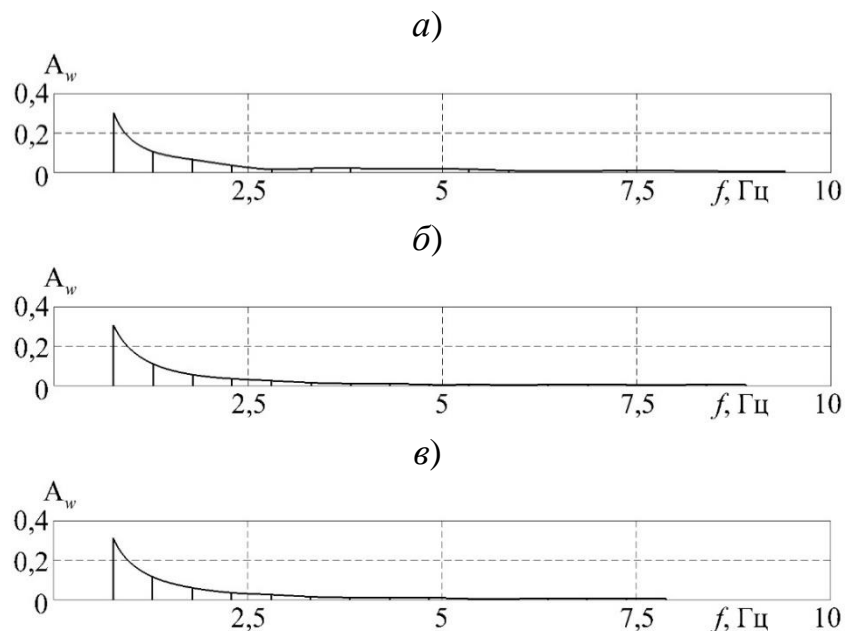


Рисунок А.7 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в трубопроводе компрессора турбокомпрессора при $n_{TK} = 35000 \text{ мин}^{-1}$ и разных конструкциях выходного канала: а) – свободный выпуск (42 мм); б) – конфузор (32 мм); в) – диафрагма (20 мм)

Из рисунка А.7 видно, что значимые частоты и амплитуды спектра пульсаций скорости потока газов в выходных каналах разной конфигурации имеют практически одинаковые значения, что свидетельствует о том, что газодинамическая структура течения значимо не изменяется при использовании разных конструкций выходного канала. В подтверждении этого можно обратиться к рисункам А.8 и А.9, где выполнено наложение графиков амплитуд спектра скорости потока воздуха в выходных каналах компрессора ТК разных конфигурации. Имеет место фактически полное совпадение зависимостей (количественное и качественное). Небольшие отличия наблюдаются лишь для канала с диафрагмой, где имеет место незначительное снижение амплитуд пульсаций скорости для первых значимых частот в пределах 3-7 %, что объясняется довольно существенным увеличением аэродинамического сопротивления рассматриваемого канала и соответствующей стабилизацией течения, т.е. гашением пульсационной составляющей скорости на всех исследованных режимах работы компрессора ТК (Рисунки А.8 и А.9).

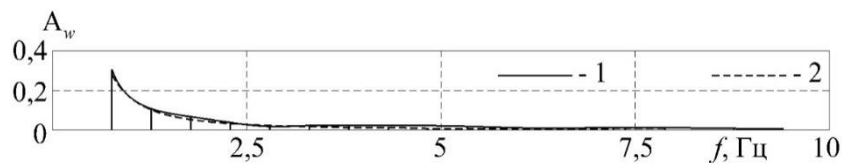


Рисунок А.8 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в трубопроводе компрессора турбокомпрессора при свободном выпуске (1) и в выходном канале с конфузуром (2) при $n_{тс} = 35000 \text{ мин}^{-1}$

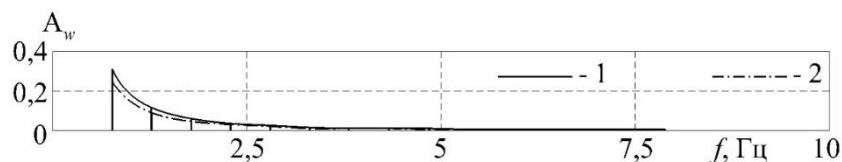


Рисунок А.9 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в базовом трубопроводе компрессора турбокомпрессора при свободном выпуске (1) и в выходном канале с диафрагмой (2) при $n_{тс} = 46000 \text{ мин}^{-1}$

Влияние конфигурации выпускного канала компрессора на интенсивность теплоотдачи показано на рисунке А.10 (следует отметить, что зависимости $\bar{\tau} = f(n_{\text{TK}})$ получены при переменном расходе воздуха, т.е. $Q = \text{var}$).

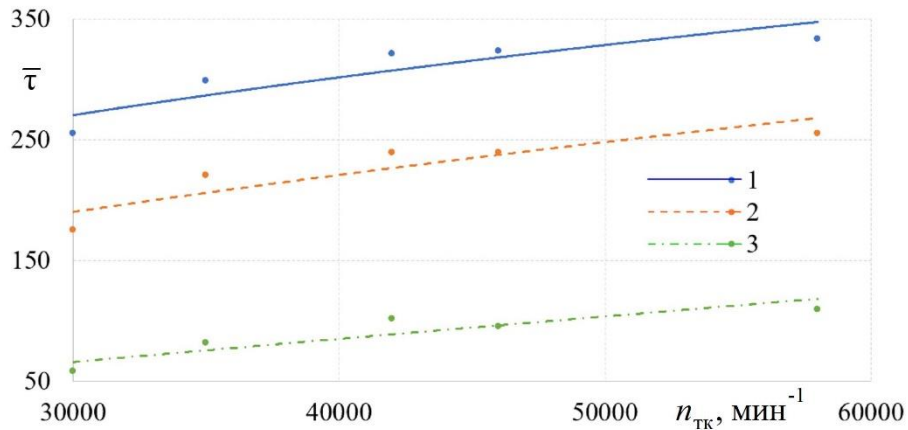


Рисунок А.10 – Зависимость осредненных локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ в трубопроводе свободного компрессора ТК от частоты вращения вала турбокомпрессора n_{TK} для выходных каналов разной конфигурации: 1 – свободный выпуск (46 мм); 2 – конфузор (32 мм); 3 – диафрагма (20 мм)

Из рисунка А.10 видно, что с ростом n_{TK} (то есть с увеличением расхода воздуха через исследуемую систему) имеем место рост значений локальных напряжений трения в диапазоне 50-70 %, что характерно для всех рассматриваемых геометрических конфигураций выходного канала компрессора ТК. При этом, применение конфузора в выходном канале компрессора приводит к снижению $\bar{\tau}$ в среднем на 25 % по сравнению с базовым каналом, а использование диафрагмы – на 60-70 %. Это связано с ростом аэродинамического сопротивления газодинамической системы при использовании конфузора и диафрагмы в ней и соответствующей стабилизацией потоков. В данном случае это способствует формированию устойчивого тонкого вязкого подслоя, который приводит к подавлению теплообмена между ядром потока и стенками канала. Потенциально это снизит термические нагрузки.

Для того, чтобы оценить влияние исходного уровня турбулентности рабочей среды на интенсивность теплоотдачи в выходном канале компрессора, были

определены режимы работы ТК с разными геометрическими конструкциями каналов и разными $n_{\text{ТК}}$, при которых разброс значений Q не превышал $\pm 3\%$, т.е. был фактически одинаковым. Для этих геометрических конфигураций каналов и режимов работы ТК производилось осреднение локальных напряжений трения τ_x и расчет степени турбулентности Tu . В результате была получена зависимость $\bar{\tau} = f(Tu)$ при условии сохранения одинакового расхода через выпускной канал (Рисунок А.11). Из рисунка видно, что с ростом степени турбулентности Tu потока происходит снижение средних значений локальных напряжений трения, которое максимально достигает 20% в рассматриваемом диапазоне изменения Tu .

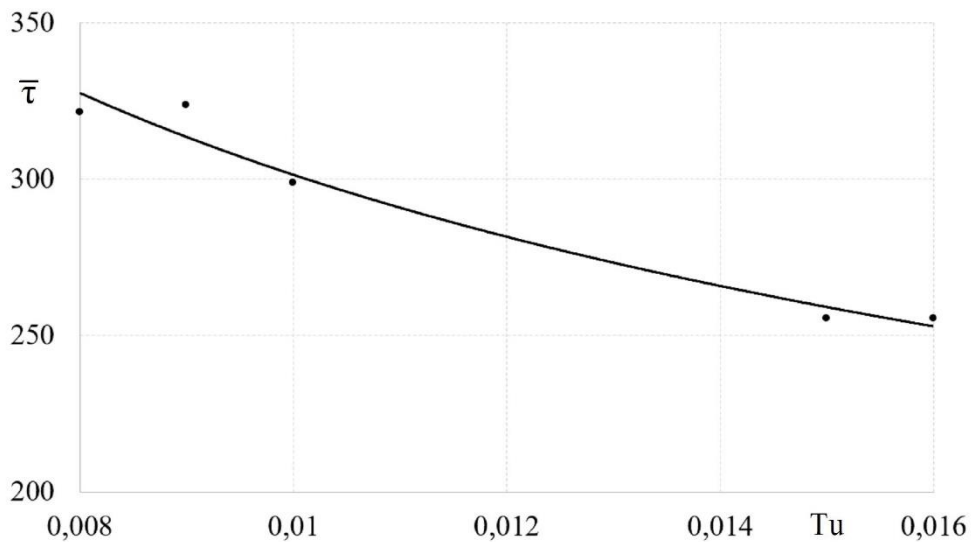


Рисунок А.11 – Зависимость осредненных локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ от степени турбулентности потока Tu в выходном канале компрессора (значения $\bar{\tau}$ и Tu получены при условии одинакового расхода воздуха Q через канал)

По мнению авторов, данная закономерность связана с тем, что в данном исследовании амплитуда и частота пульсаций, создаваемых лопатками колеса компрессора, не являлись постоянными величинами, а изменялись в зависимости от частоты вращения вала ТК. При этом, известно, что эти параметры во многом определяют условия теплообмена для рассматриваемых систем [П14]. Таким образом, можно заключить, что применительно к выпускным каналам центробежных

компрессоров имеет место закономерность, когда с ростом степени турбулентности имеет место подавление теплоотдачи.

Полученные экспериментальные данные расширяют базу знаний о газодинамике и теплообмене нестационарных потоков газа в выходных каналах компрессора ТК разных конфигураций и могут быть полезными при уточнении инженерных расчетов расходных характеристик и тепловых напряжений в элементах турбокомпрессора, а также для дополнения и уточнения математических моделей при компьютерном моделировании процессов в турбомашинах.

А.2 Влияние конструкции выходного канала компрессора на гидрогазодинамику и тепломеханические характеристики потоков газа

А.2.1 Особенности нестационарной газодинамики потоков воздуха в выходных каналах разной конструкции

Анализ литературы показал, что очень мало исследований, посвященных разработке методов управления газодинамикой и теплообменом потоков в выходном канале компрессора с целью повышения эффективности впускной системы энергомашин на базе ДВС с ТК. Цель данного этапа исследования состоит в получении новых данных о способах стабилизации и турбулизации нестационарных потоков газа в выходном канале центробежного компрессора.

В качестве исходной (базовой) конструкции выходного канала использовалась труба с геометрией: длина 120 мм, внутренний диаметр 42 мм. Выравнивающая решетка по принципу хонейкомба устанавливалась в базовую трубу с целью стабилизации течения (Рисунок 2.5а в главе 2). Для другой конструкции выходного канала были выполнены канавки на внутренней поверхности трубы с целью интенсификации теплообмена (Рисунок 2.5, б в главе 2). При этом, основные геометрические размеры выходного канала (длина и внутренний диаметр) компрессора ТК сохранялись неизменными, т.е. в существующую конструкцию добавлялась либо решетка, либо канавки. Важно, что использование на практике таких конструкций

не потребует существенных экономических затрат, поскольку они могут быть просто заменены в существующем двигателе цельной трубой.

Для оценки эффективности новых конструкций выходного канала использовались несколько критериев: степень турбулентности потока, интенсивность теплоотдачи, средняя величина давления, расход воздуха. На рисунках А.12-А.14 показаны мгновенные значения местных давлений p_x и скоростей w_x , а также локальных напряжений трения τ_x во времени τ для трех разных конструкций выходного канала компрессора при частоте вращения вала ТК равной 42000 мин^{-1} .

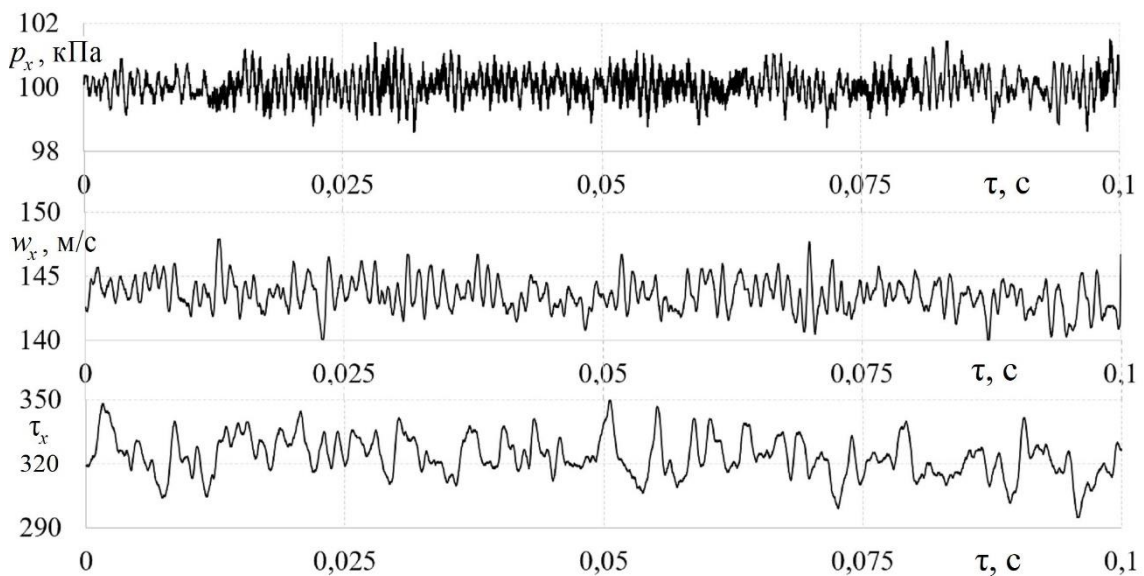


Рисунок А.12 – Зависимости локальных давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в базовом выходном канале (свободный выпуск) компрессора турбокомпрессора для частоты вращения вала $n_{\text{ТК}} = 42\,000 \text{ мин}^{-1}$

Из рисунка А.12 видно, что в базовом выходном канале компрессора имеют место существенные амплитуды пульсаций скорости потока воздуха (среднеквадратичное отклонение равняется 2,03). Можно предположить, что данные пульсации w_x являются следствием работы лопаточного аппарата центробежного компрессора ТК [П15], которые воздействуют каждой лопаткой на напорное течение.

Как и предполагалось, установка выравнивающей решетки в выходной канал компрессора приводит к существенному сглаживанию амплитуд пульсаций скорости w_x и локальных напряжений трения τ_x (Рисунок А.13). Среднеквадратичное

отклонение от средней скорости в канале снизилось до 0,858. Однако, имеет место увеличение амплитуд пульсаций давления потока p_x (вероятно, вследствие роста аэродинамического сопротивления рассматриваемой системы). Также можно отметить заметный рост локальных напряжений трения в выходном канале с выравнивающей решеткой примерно на 25 % (визуальные наблюдения).

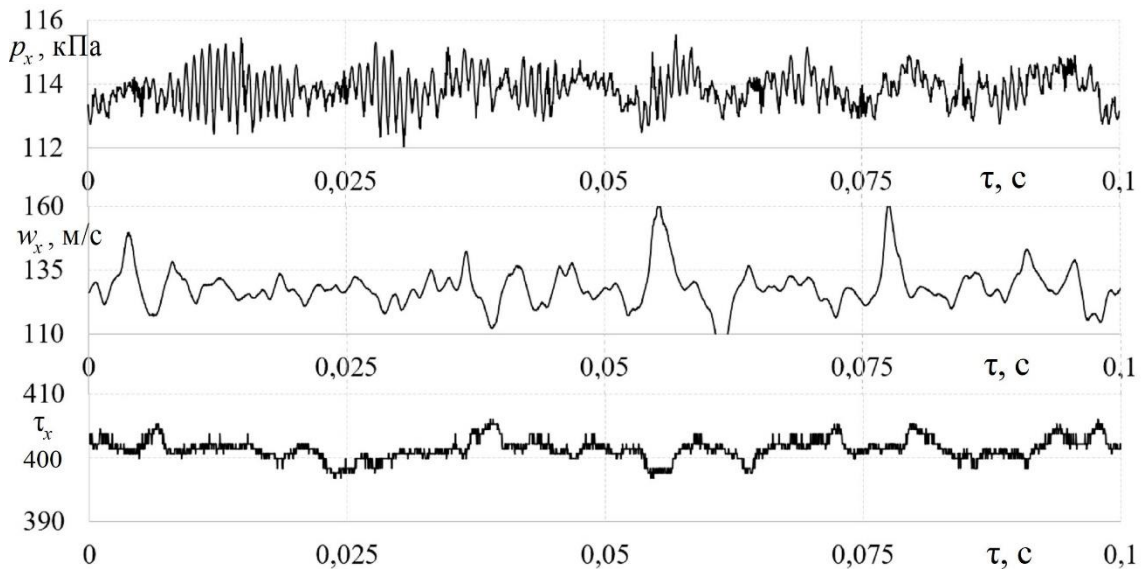


Рисунок А.13 – Зависимости локального давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в выходном канале компрессора ТК с выравнивающей решеткой для частоты вращения вала $n_{\text{ТК}} = 42\,000 \text{ мин}^{-1}$

При этом, по визуальным наблюдениям наличие в выходном канале компрессора канавок вызывает заметный рост локальных напряжений трения τ_x на поверхности трубопровода более, чем на 30 % (по сравнению с исходной конструкцией выходного канала) при одновременном небольшом сглаживании амплитуд пульсаций скорости w_x и увеличении амплитуд пульсаций давления p_x потока (Рисунок А.13). Среднеквадратичное отклонение пульсационной составляющей скорости от средней скорости составляет 1,77. Эти научно-технические результаты довольно хорошо соотносятся с данными из публикаций других специалистов [П16, П17]. В частности, ранее установлено, что канавки и/или лунки на поверхности трубопроводов приводят к существенной интенсификации теплообмена при незначительном росте аэродинамического сопротивления системы.

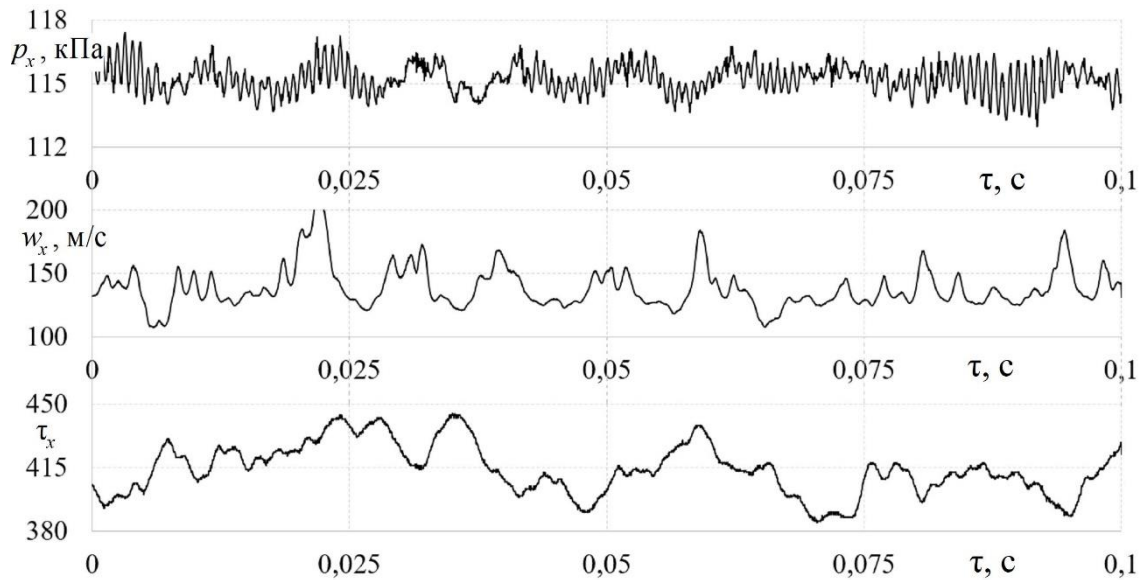


Рисунок А.14 – Зависимости локальных давления p_x , скорости w_x и напряжений трения τ_x от времени τ в выходном канале компрессора ТК с канавками для частоты вращения вала $n_{\text{ТК}} = 42\,000 \text{ мин}^{-1}$

Расходные характеристики через выходные каналы разной конфигурации для рассматриваемого компрессора приведены на рисунке А.15.

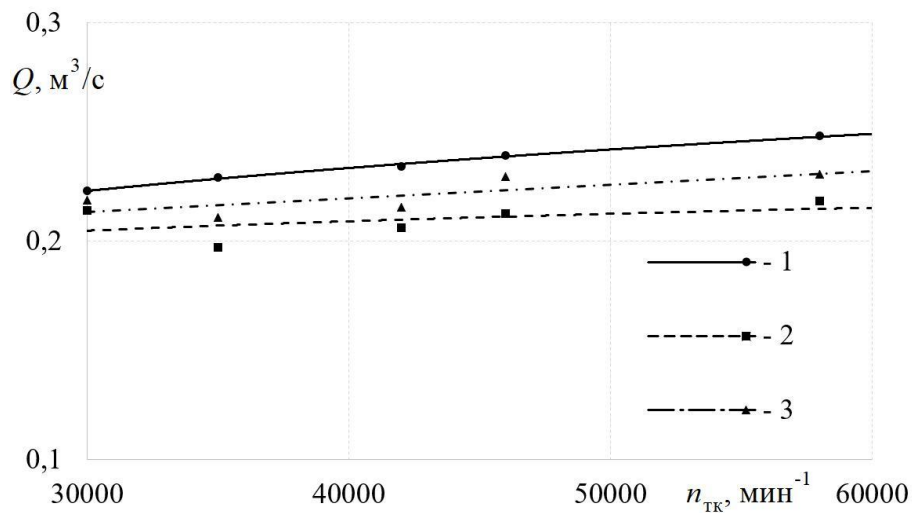


Рисунок А.15 – Зависимость объемного расхода воздуха Q в трубопроводе компрессора от частоты вращения вала турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ для выходных каналов разной конфигурации: 1 – свободный выпуск (базовая конструкция канала); 2 – канал с выравнивающей решеткой; 3 – канал с канавками на поверхности

Следует отметить, что расходные характеристики через базовую конструкцию выходного канала компрессора и новые конструкции каналов с решеткой и канавками изменялись в пределах 12 % при конкретной фиксированной частоте вращения вала ТК. Уменьшение расхода воздуха через каналы с новыми конструкциями вызвано небольшим ростом их аэродинамического сопротивления. Напомним, что гидравлическое сопротивление ξ у базовой конструкции канала составляло 1,4, у конструкции канала с выравнивающей решеткой $\xi = 10,7$, для конструкции канала с канавками $\xi = 5,7$. Влияние конструкции выходного канала компрессора на степень турбулентности Tu потоков можно проследить по рисунку А.16.

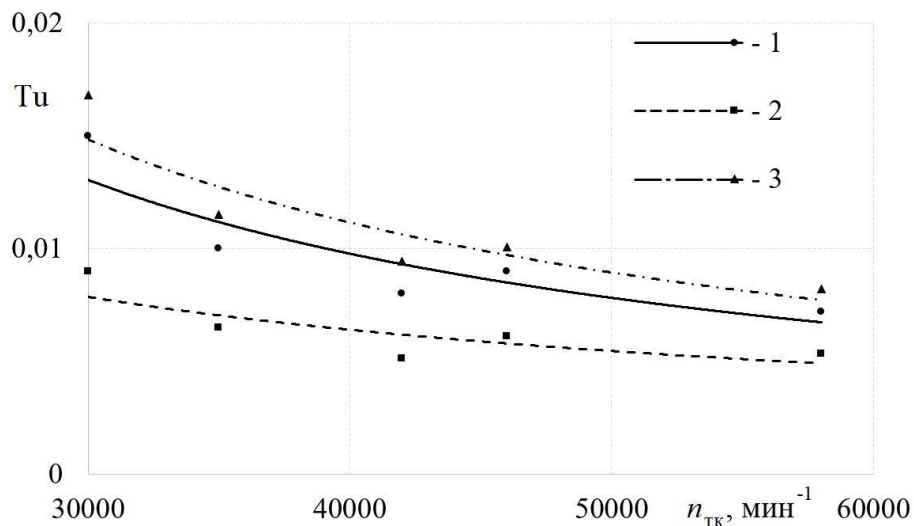


Рисунок А.16 – Зависимости степени турбулентности Tu от частоты вращения вала турбокомпрессора $n_{ТК}$ для разных конструкций выходного канала компрессора: 1 – свободный выпуск (базовая конструкция канала); 2 – канал с выравнивающей решеткой; 3 – канал с канавками на поверхности

Из рисунка А.16 видно, что наибольшие отличия в Tu наблюдаются при низких и средних частотах вращения вала ТК $n_{ТК}$ от 20 000 до 38 000 мин⁻¹. Например, степень турбулентности снижается почти на 30 % (при $n_{ТК} = 30\ 000$ мин⁻¹) при установке в выходной канал выравнивающей решетки (в сравнении с базовой конструкцией канала), это отличие уже не превышает 15 % при $n_{ТК} = 50\ 000$ мин⁻¹. Вероятно, стабилизация потока вызвана выравниванием поля скоростей в хонейкомбе (решетке), т.е. происходит сглаживание пульсационной составляющей течения после воздействия лопаточного аппарата компрессора на поток. Наличие в выходном

канале компрессора канавок приводит, наоборот, к росту степени турбулентности на 9-12 % по сравнению с базовой конструкцией канала. Это объясняется с образованием вихрей за канавками и соответствующей общей турбулизацией потока.

Влияние установки выравнивающей решетки и наличия канавок в выходном канале компрессора ТК на газодинамические характеристики нестационарных потоков можно также проследить по рисунку А.17, на котором показаны графики амплитуд спектра скорости потока воздуха для трех конфигураций каналов. Из рисунка А.17 видно, что кратность значимых частот амплитуд пульсаций сохраняется для всех трех конфигураций канала. Однако, амплитуды пульсаций скорости потока воздуха w_x имеют разную величину. Так, амплитуда пульсаций w_x снижается примерно на 12 % при установке в канал выравнивающей решетки. И наоборот, наличие в канале канавок приводит к росту амплитуд пульсаций w_x вплоть до 45 %. Полученные данные подтверждают результаты о влиянии конфигурации канала на степень турбулентности нестационарных потоков в энергоустановках на базе турбин и ДВС (см. выше, в т.ч. Рисунок А.16).

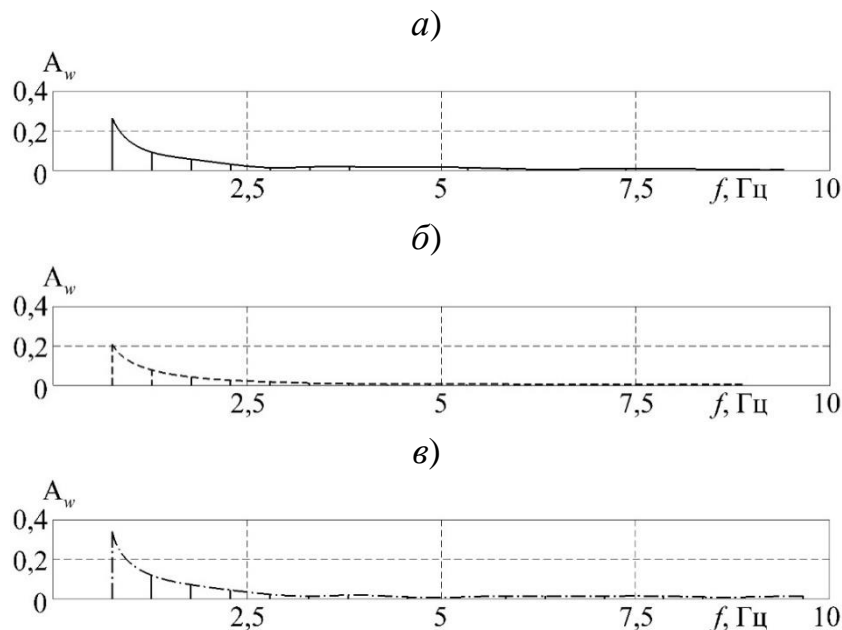


Рисунок А.17 – Графики амплитуд спектра скорости потока воздуха w_x в трубопроводе компрессора турбокомпрессора при $n_{\text{ТК}} = 30000 \text{ мин}^{-1}$ и разных конструк-

циях выходного канала: а) – свободный выпуск (исходная конструкция);

б) – канал с выравнивающей решеткой; в) – канал с канавками

Таким образом, установлено, что за счет установки в выходной канал компрессора выравнивающей решетки или нанесения на внутренней поверхности канала канавок можно существенно изменять газодинамические параметры нестационарных потоков воздуха в центробежном компрессоре. При этом, можно предположить, что смена газодинамических условий в рассматриваемой газодинамической системе повлечет за собой изменение в интенсивности теплообмена [П18-П20].

А.2.2 Теплообменные характеристики потоков воздуха в выходных каналах разной конструкции в центробежном компрессоре

Воздействие различных газодинамических условий в выходных каналах компрессора ТК разной конструкции на средние величины локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ показано на рисунке А.18. Из этого рисунка видно, что модернизация конструкции путем установки выравнивающей решетки и наличие канавок в выходном канале компрессора вызывают интенсификацию теплообмена по сравнению с базовой конструкцией канала (свободный выпуск). Интенсификация имеет место на всех частотах вращения вала ТК. При этом, наличие выравнивающей решетки в выходном канале приводит к заметному повышению осредненных локальных напряжений трения на 13-25 %, а создание канавок – на 15-30 %. Примечательно, что теплофизический механизм интенсификации теплообмена для разных конструкций выходного канала компрессора является разнородным. В случае конструкции канала с канавками он заключается в возникновении весьма значительных скоростей вторичного (вихревого) течения, создаваемого канавками [П16, П17]. В свою очередь, выравнивающая решетка, добавленная в конструкцию канала компрессора, выравнивает течение и генерирует формирование тонкого вязкого подслоя на поверхности трубы, что интенсифицирует теплообмен между ядром потока и стенками канала. Рост интенсивности теплоотдачи в канале с канавками может быть связан с тем, что в данном случае вихревые течения после канавок воздействуют на поведение и структуру пограничного слоя, а именно, происходит проникновение посторонних возмущений в пограничный слой и, соответственно,

наблюдается потеря устойчивости турбулентного пограничного слоя с соответствующей интенсификацией теплоотдачи от потока воздуха к стенкам выходного канала компрессора. Это приведет к охлаждению рабочего тела в системе.

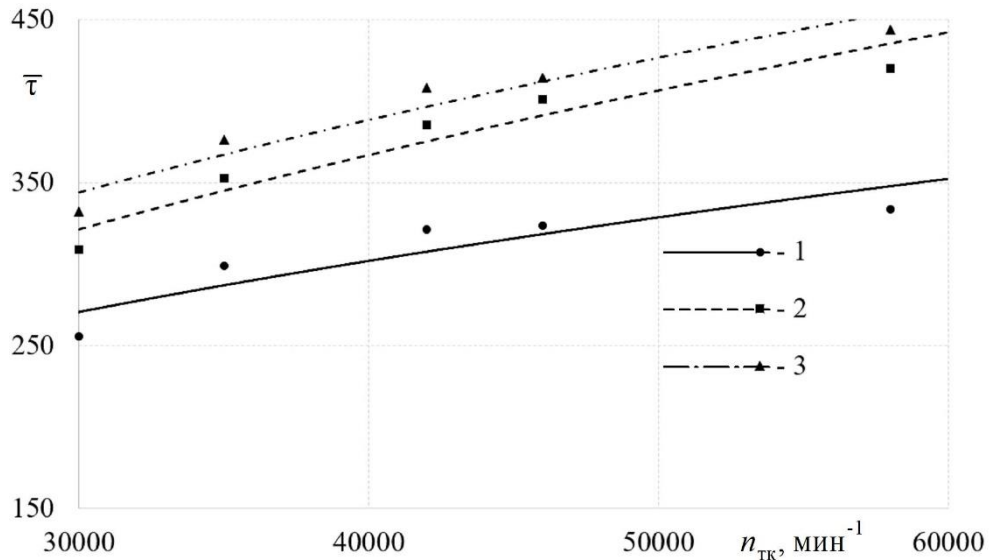


Рисунок А.18 – Зависимость осредненных локальных напряжений трения $\bar{\tau}$ в трубопроводе компрессора от частоты вращения вала ТК n_{TK} для выходных каналов разной конструкции: 1 – свободный выпуск (исходная конструкция); 2 – канал с выравнивающей решеткой; 3 – канал с канавками

Полученные эффекты могут положительно сказаться на работе турбокомпрессоров с центробежными компрессорами и энергомашин на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания, поскольку выравнивание потока может улучшить газодинамические процессы в ТК и системах газообмена, а интенсификация теплообмена обеспечит естественное охлаждение воздуха во впускной системе энергомашины (двигателя) без заметного увеличения аэродинамического сопротивления.

А.3 Прикладной аспект применения выходных каналов разной конструкции в центробежном компрессоре турбокомпрессора

В качестве практического использования проводилась аналитическая оценка потенциального положительного эффекта от модернизации выходного канала компрессора ТК, а именно, осуществлялся расчет коэффициента наполнения и

эффективной мощности для двигателя 8ЧН 14/12 с базовой конструкции системы впуска и конструкции системы с каналом с канавками (Рисунок А.19). Получено, что коэффициент наполнения возрастет примерно на 2,5 % за счет снижения подогрева рабочего тела в процессе его впуска в цилиндр и небольшого увеличения плотности рабочего тела. Это добавило мощности для данного дизеля в пределах 2-2,5 %. Конечно, расчетные данные необходимо подтвердить стендовыми испытаниями в заводских условиях.

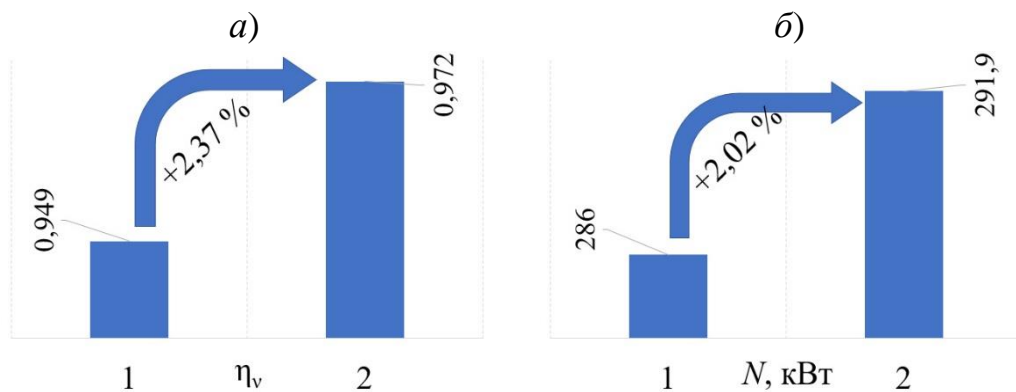


Рисунок А.19 – Диаграммы изменения коэффициента наполнения η_v (а) и мощности N (б) двигателя 8ЧН 14/12 с базовой впускной системой (1) и системой с модернизированным выходным каналом (2) на номинальном режиме работы

Проводилась расчетно-аналитическая оценка потенциального положительного эффекта от использования конструкции системы с выравнивающей решеткой в выходном канале компрессора ТК для двигателя 6ЧН 21/21, а именно, осуществлялась оценка роста КПД турбокомпрессора и расчет КПД энергомашины (двигателя) в целом. Ранее установлено, что циклическое поступление воздуха в цилиндры через периодически открывающиеся впускные клапана обуславливают колебания скорости и давления в полости нагнетания компрессора. В связи с этим степень повышения давления и расход воздуха через компрессор изменяются во времени в довольно широких пределах. Это в непрерывно изменяет условия совместной работы ДВС и ТК и приводит к уменьшению КПД компрессора. Известно, что путем стабилизации скорости и давления потока во впускной системе ДВС с ТК можно увеличить КПД турбокомпрессора на 2-3 % [П21]. На основе результатов

моделирования установлено, что рост КПД ТК вызывает увеличение КПД ДВС в пределах 0,1-0,25 % в зависимости от режима работы турбокомпрессора и транспортной энергоустановки на базе поршневого двигателя.

Выводы к приложению А

По результатам исследования можно сделать следующие основные выводы.

1. Получены экспериментальные данные о тепломеханических характеристиках газовых потоков в выходном канале центробежного компрессора турбокомпрессора (ТКР-6) для разных конфигураций канала.

2. Установлено, что степень турбулентности газовых потоков в выходном канале компрессора ТК находится в диапазоне от 0,01 до 0,12; с ростом частоты вращения вала ТК происходит нивелирование влияния механического воздействия лопаточного аппарата ТК на степень турбулентности.

3. Показано, что с ростом степени турбулентности потока (от 0,08 до 0,016) происходит снижение на 20 % интенсивности теплоотдачи в выходном канале центробежного компрессора ТК.

4. Выявлено, что применение конструкции выходного канала компрессора ТК с выравнивающей решеткой приводит к: 1) снижению амплитуды пульсаций скорости в 2-3 раза и уменьшению степени турбулентности вплоть до 30 % по сравнению с базовой конструкцией системы; 2) интенсификации теплообмена в системе на 13-25 % в сравнении с исходной конструкцией.

5. Показано, что использование конструкции выходном канале компрессора ТК с канавками на внутренней поверхности приводит к: 1) повышению степени турбулентности на 9-12 % по сравнению с исходной конструкцией; 2) росту средних локальных напряжений трения вплоть до 35 % в сравнении с базовой системой.

6. В прикладном аспекте на основе численного моделирования рабочих процессов дизелей 8ЧН 14/12 и 6ЧН 21/21 показан возможный положительный эффект от применения конструкций выходного канала компрессора с выравнивающей решеткой или с канавками на внутренней поверхности канала: 1) рост мощности до 2,5 % и повышение КПД ТК до 2-3 % по сравнению с базой.

7. Полученные данные расширяют базу знаний о влиянии конструкции выходного канала центробежного компрессора ТК на гидрогазодинамику и теплообмен нестационарных газовых потоков, и могут быть использованы для проектирования перспективных впускных систем для транспортных энергоустановок на базе поршневых двигателей с турбонаддувом. Более того, полученные данные могут применяться в области турбиностроения для уточнения расчетов и создания оригинальных проточных частей турбин и турбоустановок.

Список литературы к Приложению А

П1. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J.B. Heywood. – New York: McGraw-Hill, 1988. – 546 p.

П2. Ferguson C.R. Internal combustion engines: applied thermosciences / C.R. Ferguson, A.T. Kirkpatrick. – New York: John Wiley & Sons, 2016. – 192 p.

П3. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. – Москва: Машиностроение, 1982. – 151 с.

П4. Ю. М. Бродов Особенности процесса газообмена поршневых ДВС в динамике / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Турбины и дизели. – 2013. – № 2. – С. 18-25.

П5. Galindo J. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor / J. Galindo, A. Tiseira, R. Navarro, D. Tarí, C.M. Meano // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 110. – P. 875-882.

П6. 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.

П7. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача: учебник для авиационных вузов / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин– Москва: Высшая школа, 1991. – 480 с.

П8. Incropera F.P. Fundamentals of heat and mass transfer / F.P. Incropera, D.P. DeWitt. – New York: Wiley, 1996. – 248 p.

П9. Plotnikov, L. V. Features of the gas dynamics and local heat transfer in intake system of piston engine with supercharging / L. V. Plotnikov // IOP Conf. Series: Journal of Physics. – 2017. – Vol. 899. – Article No 042008.

П10. Romagnoli A. A review of heat transfer in turbochargers / A. Romagnoli, A. Manivannan, S. Rajoo, M.S.Chiong, A. Feneley, A. Pesiridis, R.F. Martinez-Botas // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – Vol. 79. – P. 1442-1460.

П11. Watson N. Turbocharging the Internal Combustion Engine / N. Watson, M.S. Janota. – London: Palgrave Macmillan Press, 1982. – 608 p.

П12. Жилкин, Б. П. Определение на стенде характеристик компрессора ТК для наддува поршневых ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Турбины и дизели. – 2012. – № 2. – С. 32-35.

П13. Байков, Б.П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. – Ленинград: Машиностроение, 1975. – 200 с.

П14. Davletshin I.A. Convective heat transfer in the channel entrance with a square leading edge under forced flow pulsations / I.A. Davletshin, N.I.Mikheev, A.A. Paereliy, I.M. Gazizov // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 129. – P. 74–85.

П15. Plotnikov, L.V. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 160. – Article No 114123.

П16. Isaev S.A. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with one-row oval dimples / S.A. Isaev, A.I.Leontiev, N.V. Kornev, E. Hassel, Y.P. Chudnovskii // High Temperature. – 2015. – Vol. 53, № 3. – P. 375-386.

П17. Isaev S.A. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth / S.A.Isaev, A.V. Schelchkov, A.I. Leontiev, P.A. Baranov, M.E. Gulcova // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2016. – Vol. 94. – P. 426-448.

П18. Plotnikov, L.V. Management of thermal and mechanic flow characteristics in the output channels of a turbocharger centrifugal compressor / L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin, Y.M. Brodov // IOP Conf. Series: Journal of Physics. – 2019. – Vol. 1369. – Article No 012002.

П19. Плотников, Л. В. Совершенствование тепломеханических характеристик потоков во впускной системе комбинированного двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Транспорт Урала. – 2018. – № 2 (57). – С. 58-62.

П20. Plotnikov, L. Nonstationary gas-dynamics and local heat transfer in the output channel of the turbocharger compressor / L. Plotnikov, N. Grigor'ev, N. Kochev // EPJ Web of Conferences. – 2019. – Vol. 196. – Article No 00007.

П21. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – Москва: Машиностроение, 1983. – 372 с.

**Приложение Б Справка о внедрении результатов диссертационной работы
в ПАО «Уралмашзавод»**



**ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«УРАЛЬСКИЙ ЗАВОД ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ»
(ПАО «УРАЛМАШЗАВОД»)**

пл. 1-ой Пятилетки, г. Екатеринбург, 620012, тел.: (343) 336-65-81, факс: (343) 336-60-40
http: www.uralmash.ru e-mail: mail@uralmash.ru ИНН 6663005798 / КПП 668601001

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л.В.
«Газодинамика и теплообмен пульсирующих потоков в системах газообмена
устройств периодического действия»

В прикладной части диссертации Плотникова Л.В., посвященной исследованию газодинамики и теплообмена потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей, предложены конструктивные способы повышения качества газообмена с целью улучшения технико-экономических показателей ДВС различного назначения.

На основе экспериментальных исследований физических процессов во впускных и выпускных трубопроводах Плотников Л.В. разработал технические решения по увеличению расхода рабочего тела, поступающего в цилиндр, и улучшению очистки цилиндра от отработавших газов за счет поперечного профилирования газоздушных трактов для поршневых ДВС без наддува (что приводит к повышению удельной мощности двигателя до 17 %). А также другие специальные конструктивные решения для впускных и выпускных систем двигателей с турбонаддувом, позволяющие уменьшить различия в работе цилиндров многоцилиндрового ДВС, снизить уровень шума, а также повысить надежность и, соответственно, моторесурс двигателя в целом.

На основе, полученных автором, экспериментальных данных по локальной теплоотдаче были представлены эмпирические уравнения для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи для впускного и выпускного трубопроводов разной конфигурации для поршневых ДВС с наддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора, которые могут использоваться для уточнения и совершенствования инженерных методик расчета газоздушных трактов.

Отдельные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется использовать при реализации проекта по доводке дизельных силовых установок для привода гидравлических экскаваторов ПАО «Уралмашзавод».

Главный конструктор карьерных экскаваторов
ПАО «Уралмашзавод», к.т.н.

21.09.2020



**Приложение В Справка о внедрении результатов диссертационной работы
в ООО «Уральский дизель-моторный завод»**



**УРАЛЬСКИЙ
ДИЗЕЛЬ-
МОТОРНЫЙ
ЗАВОД**

Общество с ограниченной ответственностью
«Уральский дизель-моторный завод»
(ООО «УДМЗ»)
620017, г. Екатеринбург, ул. Фронтовых бригад, 18
Тел.: (343) 311-09-50, 311-09-60 Факс: (343) 311-09-61
E-mail: mail@udmw.ru

р/сч 40702810614900000107 в
ПАО «СКБ-БАНК», г. Екатеринбург
БИК 046577756, к/сч 30101810800000000756
ИНН 6673105167, КПП 668601001

От 04.09.2020 исх. № 125/05-69
на № _____ от _____

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л. В.
«Газодинамика и теплообмен пульсирующих потоков в системах газообмена устройств
периодического действия»

Диссертационная работа Плотникова Л. В. направлена на повышение качества процессов газообмена за счет тепломеханического совершенствования конструкций впускных и выпускных систем в поршневых двигателях с наддувом и без него.

В диссертации представлены как фундаментальные результаты исследований в области теплофизики и теоретической теплотехники, так и прикладные в области двигателестроения в виде конструктивной проработки конкретных способов улучшения расходных характеристик через впускную и выпускную системы поршневых ДВС. Они позволяют увеличить коэффициент наполнения и/или уменьшить коэффициент остаточных газов, что в итоге приводит к росту эффективной мощности двигателя при незначительном увеличении удельного эффективного расхода топлива. Отдельно рассматриваются вопросы повышения показателей надежности двигателей за счет управления теплообменом в системах газообмена.

Отдельные разделы диссертации Плотникова Л. В. посвящены моделированию рабочего процесса дизеля 8ДМ-21 в программе ACTUS (ABB Turbo Systems) и эскизной проработке систем впуска и выпуска двигателей 6ДМ-21 и 8ДМ-21 с целью совершенствования процессов газообмена и повышения их технико-экономических показателей.

Прикладные результаты диссертационной работы Плотникова Л. В. планируется внедрить на ООО «Уральский дизель-моторный завод» при модернизации двигателей семейства ДМ-21 и при перспективном проектировании аналогичных двигателей.

Главный конструктор
ООО «Уральский дизель-моторный завод»



Н. И. Григорьев

Приложение Г Справка о внедрении результатов диссертационной работы в ООО «Элитгаз»



Общество с ограниченной ответственностью «Элитгаз»
 Юридический адрес: 620078, г. Екатеринбург, ул. Малышева 122в, литер Н
 Почтовый адрес: 620137, г. Екатеринбург, ул. Шефская д.3 литер А
 ОГРН 1116670014185
 ИНН 6670338999 / КПП 667001001
 БИК 044525797
 Расчетный счет: 40702810410050018084
 Корр. счет: 30101810445250000797
 Банк: Ф ТОЧКА БАНК КИВИ БАНК (АО) г.Москва

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Плотникова Л.В.
 «Газодинамика и теплообмен пульсирующих потоков в системах газообмена
 устройств периодического действия»

В диссертационной работе Плотникова Леонида Валерьевича исследуются газодинамика и теплообмен газовых потоков в системах газообмена поршневых двигателей. В результате автором предлагается целый комплекс конструктивных мер по совершенствованию впускных и выпускных систем ДВС с целью улучшения их эксплуатационных характеристик (повышение мощности, снижение расхода топлива, уменьшение шумности и т.д.). Считаем, что они могут быть использованы на машиностроительных заводах и технических сервисах при модернизации существующих модификаций поршневых двигателей.

В ходе экспериментальных исследований Плотниковым Л.В. также было изучено влияния дополнительных элементов во впускных и выпускных системах (компрессора и турбины турбокомпрессора, воздушного фильтра и глушителя шума) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневом ДВС. Эти данные могут служить основой при доводке и совершенствовании систем впуска и выпуска.

Важно, что в диссертационной работе было проведено математическое моделирование рабочего процесса полноразмерных двигателей с усовершенствованными (на основе рекомендаций автора) газоздушными системами и представлены численные значения технико-экономических параметров ДВС, которые могут быть достигнуты в ходе их модернизации.

Основные результаты диссертационной работы Плотникова Л.В. планируется использовать при доводке систем и агрегатов двигателей внутреннего сгорания после их конвертации на газообразное топливо.

Директор ООО «Элитгаз»



А. Г. Максименко

26.11.2020.