

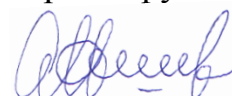
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»

ФГАОУ ВО «ЮУрГУ» (НИУ)

Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро «Турбина»

АО СКБ «Турбина»

На правах рукописи



Машков Олег Григорьевич

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ  
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РЕЖИМАМ ПОЛНЫХ НАГРУЗОК**  
(для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)

05.04.02 – Тепловые двигатели

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Шароглазов Борис Александрович

Челябинск – 2017г.

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 КОМБИНИРОВАННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ. ИХ ЗНАЧЕНИЕ В СОВРЕМЕННОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ АГРЕГАТА НАДДУВА И ПОРШНЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ МАШИНЫ–ДВИГАТЕЛЯ .....	11
1.1 Динамика развития агрегатов наддува транспортных поршневых комбинированных энергетических установок .....	11
1.2 Характеристика проблем согласования работы агрегата наддува и поршневого теплового двигателя.....	14
1.3 Основные мероприятия, направленные на повышения качества комбинированной энергетической установки.....	19
1.4 Принципиальные особенности существующих схем моделирования. Их достоинства и недостатки .....	25
1.4.1 Внешняя скоростная характеристика .....	25
1.4.2 Методы аналитического описания параметров РЦ комбинированных ЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике .....	33
1.5 Постановка цели и задачи исследования.....	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АНАЛИТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ АГРЕГАТА НАДДУВА И ТЕПЛОВОЙ ПОРШНЕВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ .....	43
2.1 Формирование модели расчёта параметров РЦ комбинированной энергетической установки.....	44
2.1.1 Формирование модели рабочего цикла КЭУ применительно к условиям работы по ВСХ.....	44
2.1.2 Особенности оценки численных значений исходных данных применительно к условиям работы КЭУ на полных нагрузках.	

Использование статистического материала при выборе начальных условий .....	50
2.2 Проработка программ и алгоритма расчёта .....	58
2.3 Разработка программного обеспечения и его описание .....	65
3 РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА И СТУПЕНИ ТУРБИНЫ НА ПАРАМЕТРЫ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ .....	69
3.1 Характеристика полного перечня исходных данных. Комплексная модель программы расчёта параметров комбинированной энергетической установки.....	69
3.2 Расчётно-теоретическое исследование .....	72
4 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА .....	79
4.1 Экспериментальные установки и приборы .....	79
4.1.1 Общая характеристика оборудования для экспериментальных исследований .....	79
4.1.2 Приборы и оценка точности измерений .....	85
4.2 Программа и методика экспериментального исследования.....	89
4.3 Методика (её особенности) обработки результатов испытаний .....	93
5 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЁТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	100
5.1 Некоторые особенности моторных и безмоторных испытаний.....	100
5.2 Сопоставительный анализ результатов испытаний.....	102
ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.....	108
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	111
СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ.....	117
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ А – СВИДЕТЕЛЬСТВО О РЕГИСТРАЦИИ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ.....	128

ПРИЛОЖЕНИЕ Б – ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ВСХ 130	
ПРИЛОЖЕНИЕ В – АКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	134

## Введение

**Актуальность работы.** На сегодняшний день основным источником механической энергии на транспортных энергетических установках остаётся поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС). Благодаря малой массе, габаритам, высокой надёжности и коэффициенту полезного действия (КПД) это качество сохранится за ним на долгую перспективу. С развитием конструкций ПДВС, растёт интерес к повышению их удельной мощности. Это обстоятельство благоприятно сказывается на качествах машин в целом: улучшаются их экономические, экологические (уменьшается массовый выброс вредных веществ), массовые и другие характеристики. К одним из массово распространённых средств повышения удельной мощности ПДВС и улучшения качеств рабочего цикла (РЦ) относится оснащение их устройствами, обеспечивающими подачу окислителя в цилиндры таких машин в повышенных количествах за счёт его (окислителя) уплотнения. Чаще всего такое уплотнение, наддув, обеспечивается агрегатами газотурбинного наддува (ГТН).

Параметры состояния рабочего тела (РТ), текущие, и показатели цикла в целом, в такой комбинированной энергетической установке (КЭУ), включающей ПДВС и ГТН взаимосвязаны (взаимообусловлены). Сегодня при создании форсированных по среднему эффективному давлению цикла энергетических установок названную взаимосвязь процессов, протекающих в агрегатах КЭУ, необходимо учитывать (и учитывают) уже на стадии предпроектных и проектных разработок. И это требует соответствующего аналитического описания (а также его совершенствования) протекающих в агрегатах КЭУ процессов.

**Степень разработанности темы.** Здесь важно отметить, что первые шаги аналитического описания сложных теплофизических процессов, составляющих РЦ (пусть ещё очень простых, не комбинированных ЭУ), были сделаны у нас, в России, в начале прошлого столетия. Первым в мире тепловой расчёт РЦ был предложен видным отечественным учёным В.И. Гриневецким [1]. Его применили

и совершенствовались в своих работах Н.Р. Брилинг [2], Е.К. Мазинг [3], Н.В. Иноземцев, В.К. Кошкин [4, 5] и др.

Во второй половине прошедшего столетия, на пороге уже начинавшегося внедрения ЭВМ в практику расчётных исследований, отечественными исследователями Б.М. Гончаром [6], И.И. Вибе [7, 8] и др. предложены новые аналитические схемы расчёта сгорания (и рабочего цикла), которые и в настоящее время находят широкое применение в отечественной и зарубежной практике. К концу 1970...90 г.г. относится начало работ по численному моделированию процессов в КЭУ (ПДВС и ГТН): Д.А. Портнов [9], С.Р. Лейдерман [10], Н.Х. Дьяченко [11], П.В. Иванов [12] И.И. Вибе, Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафон-тов, Е.А. Лазарев, Л.К. Зайцев, В.А. Ванштейдт, А.С. Кулешов, Ю.М. Фадеев, А.А. Черноусов, O. Varner, R.V. Basshuysen, F. Schafer, H. Hiereth, P. Prenninger и др. Для этого же периода характерно резкое повышение интереса к ЭВМ-разработкам иностранных компаний. По состоянию на сегодня их разработки реализуются в программных продуктах (ПП), имеющих коммерческую значимость. Среди наиболее известных ПП: AVL-Boost (Австрия) [13]; EngineAnalyzerPro (США) [14]; Lotus Engineering Software (Англия) [15]. К достоинствам названных ПП можно отнести наличие для каждого элемента двигателя (или КЭУ) независимой модели работы этого элемента, что позволяет гибко формировать схему расчёта с учётом реальной конфигурации ПДВС (или КЭУ). Главным недостатком упомянутых ПП является недоступность к решаемой математической модели (двигателя или КЭУ) для отечественного пользователя. Это снижает доверие к результатам расчётов. Следует отметить также, что переход (в масштабах организаций) к использованию ПП иностранных компаний ведёт к снижению уровня отечественных разработок в области САПР и инженерного анализа, и, как следствие, – к снижению кадрового потенциала, что может способствовать возникновению зависимости потребителей ПП от зарубежных поставщиков программного обеспечения и средств исследований.

Названные обстоятельства (имеются в виду недостатки импортного ПП) побуждают к разработке собственного (отечественного) аналитического, алгорит-

мического и программного обеспечения, позволяющего решать задачи оценки качества и оптимизации параметров технических систем на стадии предпроектных и проектных разработок. Это непосредственно касается и задач, связанных с созданием и доводкой новых энергетических установок.

История развития тепловых машин связана с разработкой методов моделирования и расчётов параметров и процессов в них протекающих. Это в полной мере относится и к созданию комбинированных энергетических установок (КЭУ) (в частности, создаваемых на базе ПДВС). С развитием и широким использованием в инженерной практике ЭВМ, моделированию процессов, протекающих в ПДВС, придаётся все большее внимание.

Таким образом, **тема** исследования, посвящённая созданию метода численного моделирования рабочего цикла и параметров, характеризующих работу комбинированной энергетической установки (КЭУ) при работе на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь) **актуальна**.

**Цель** исследования: на базе анализа условий и особенностей протекания рабочего цикла при работе комбинированной энергетической установки на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь) сформировать модель расчёта параметров и показателей таких энергетических установок (и соответствующий инструментарий) для их расчётной оценки на стадиях предпроектных, проектных и доводочных работ.

Достижение поставленной цели связано с решением следующих **задач**:

1. На базе уравнений термодинамического состояния газов, механики, положений теории двигателей внутреннего сгорания, обобщения литературных и собственных материалов соискателя по исследованию процессов в ПДВС и их агрегатах сформировать модель численной оценки параметров КЭУ применительно к её использованию на режимах работы по внешней скоростной характеристике.

2. На основе сформированной модели разработать программное обеспечение, и соответствующие программные продукты по автоматизированному выбору исходных данных и последующему расчётному определению параметров и показателей цикла КЭУ.

3. На базе разработанного комплексного инструментария исследования (модель, ПП), показать практическое применение его в расчётной работе и ответственность для решения задач численного моделирования параметров комбинированной энергетической установки;

4. На основе расчётно-теоретических и экспериментальных исследований предложить рекомендации по улучшению параметров и показателей работы систем и агрегатов комбинированных энергетических установок, используемых на реальных машинах.

#### **Научная новизна:**

1. Предложен расчётно-аналитический инструментарий, выявления численных значений параметров ( $p$ ,  $T$ ,  $v$ ,  $x$ ,  $k$ ,  $\psi(\alpha)$ ,  $\sigma(\alpha)$  и др.; расшифровка символов приведена далее по тексту) и показателей ( $L_i$ ,  $p_i$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$ ,  $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$  и др.) цикла применительно к условиям использования комбинированной энергетической установки на режимах внешней скоростной характеристики. Инструментарий позволяет численные значения параметров и показателей рабочего цикла (и установки в целом) представить в функции частоты вращения коленчатого вала ПДВС.

2. Предложенный метод определения параметров и показателей РЦ комбинированной ЭУ позволяет уже на стадии предпроектных исследований сформулировать требования, которым должны удовлетворять характеристики компрессора и турбины наддувочного агрегата в условиях работы КЭУ на режимах полных нагрузок ( в частности, в условиях работы по безрегуляторной ветви ВСХ).

3. Создан уникальный стенд для проведения безмоторных испытаний и исследований агрегатов наддува с автоматизированной регистрацией всех характеризующих режим работы параметров. Система регистрации экспериментальных данных и соответствующий разработанный программный продукт позволяет вы-



полнять графическое отображение исследуемых параметров в реальном режиме времени.

### **Теоретическое и практическое значение работы:**

1. Разработаны модель и метод компьютерного прогнозирования параметров КЭУ применительно к условиям её использования на режимах полных нагрузок (в частности, режимы работы по безрегуляторной ветви внешней скоростной характеристики). При моделировании параметров КЭУ метод учитывает особенности механических, термодинамических и газодинамических процессов, протекающих в агрегатах.

2. Сформированная модель расчёта параметров и показателей цикла КЭУ применительно к условиям использования её (КЭУ) на режимах полных нагрузок (безрегуляторная ветвь ВСХ) и соответствующие ПП позволяют дать численную оценку показателям КЭУ уже на стадиях проектных и предпроектных разработок ускорить и удешевить процесс разработки и доводки комбинированных энергетических установок на безпоршневых ДВС.

**Методология и методы исследования.** Численное моделирование рабочего цикла и параметров, характеризующих КЭУ в условиях её работы на режимах внешней скоростной характеристики в сопоставлении с соответствующими результатами моторных и безмоторных экспериментальных исследований.

**Объект исследования.** Термодинамические, газодинамические и механические процессы в агрегатах комбинированной энергетической установки в условиях её использования на режимах полных нагрузок (безрегуляторная ветвь внешней скоростной характеристики).

**Предмет исследования.** Параметры и показатели рабочего цикла комбинированной энергетической установки (форсированной газотурбинным наддувом по среднему эффективному давлению ПДВС) в условиях её работы на режимах полных нагрузок.

### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Комплексная модель и методология машинной оценки параметров и показателей рабочего цикла комбинированной энергетической установки при ра-

боте на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь).

2. Математические модели, программные продукты и результаты моделирования рабочего цикла КЭУ и параметров характеризующих её работу.

3. Способ прогнозирования согласованности характеристик агрегатов наддува с ПДВС при их совместной работе в составе КЭУ.

**Степень достоверности** научных положений работы обеспечена применением фундаментальных законов термодинамики, механики и газодинамики; удовлетворительной сходимостью результатов моделирования с результатами экспериментальных исследований.

**Апробация результатов работы.** Основные материалы диссертации докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЧГАА (г. Челябинск, 2012-2016 г.г.); международной научно-практической конференции (г. Протвино, 2015 г.); научно-технических конференции профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (г. Челябинск, 2012 – 2016 г.); международной научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг" ICIE-2015 (г. Челябинск, 2015г.).

Диссертационная работа одобрена на научных семинарах кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

**Реализация.** Результаты диссертационной работы используются в АО СКБ «Турбина» при создании и модернизации агрегатов наддува, в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» при согласовании совместной работы агрегатов наддува с ПДВС и доводке рабочего цикла опытных дизелей типа 2В, используются так же в учебном процессе кафедры «ДВС и электронные системы автомобилей» при подготовке специалистов.

**Публикации.** Основные положения диссертации изложены в 10 работах: три в изданиях, предусмотренных Перечнем ВАК; одна – в изданиях входящих в базы данных Scopus/Web of Science; зарегистрировано 5 ПП, одно изобретение.

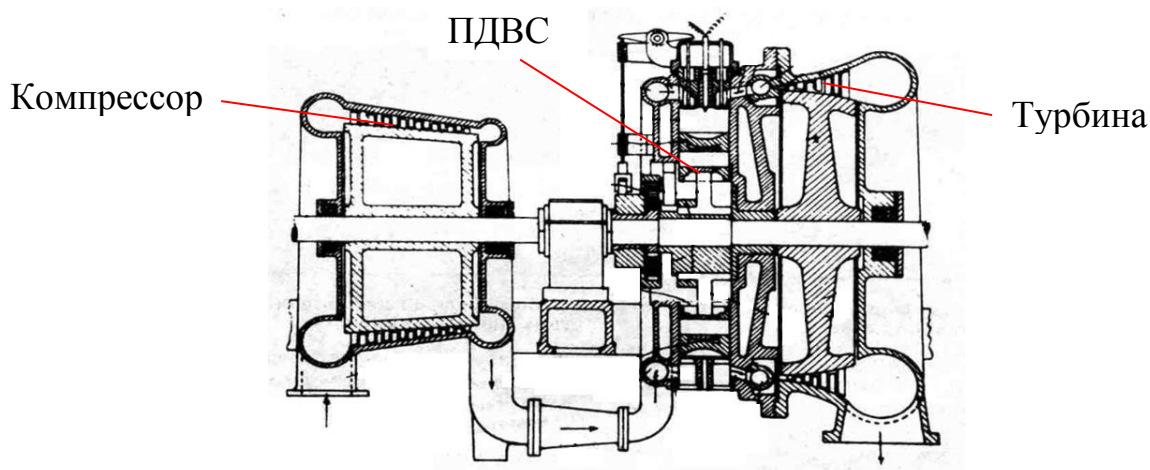
# **1 Комбинированные поршневые энергетические установки. Их значение в современной энергетике. Состояние проблемы аналитического описания совместной работы агрегата наддува и поршневой тепловой машины–двигателя**

## **1.1 Динамика развития агрегатов наддува транспортных поршневых комбинированных энергетических установок**

Изобретение и развитие наддувных ПДВС имеет долгую и интересную историю. Уже первые конструкторы пришли к выводу, что мощность, которую может развить ПДВС, напрямую зависит от количества воздуха и соответственно количества топлива, которое поступает в двигатель. Значит, увеличение количества подаваемого воздуха с увеличением подачи топлива позволило бы получить увеличение мощности при сохранении габаритов машины.

В 1905 году Альфред Бюши (*Alfred J. Buchi*) получил патент на «машину, состоящую из последовательно расположенных компрессора, поршневого двигателя и турбины (рис. 1)». Разработка Бюши заключалась не только в том, чтобы сжимать воздушный заряд двигателя, а также использовать кинетическую энергию, образующуюся при выходе выхлопных газов под высоким давлением. Машина имела многоступенчатым осевым компрессором со степенью сжатия около четырёх, который приводился в движение многоступенчатой осевой турбиной [16].

В дальнейшем Бюши получил ещё несколько патентов в этой области. В частности, изобретатель для улучшения коэффициента полезного действия своей поршневой машины предусмотрел охладитель наддувочного воздуха, наличие которого у турбодвигателей сегодня стало уже стандартом.

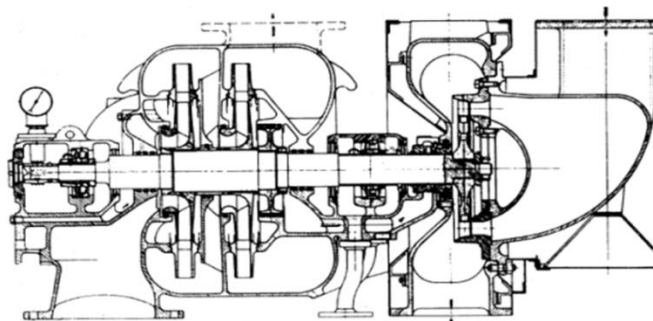


**Рисунок 1.1** – Конструктивная схема машины, разработанной Альфредом Бюши

Первое известное практическое применение турбокомпрессоров относится к 1910 году, когда экспериментами с газовым наддувом занялась американская фирма GeneralElectric. Спустя десять лет её турбоагнетателем был оснащён двигатель Liberty биплана Lереге, которому удалось подняться на рекордную по тем временам высоту — 10092 метра.

Ещё в 1917 г. ограниченное количество турбоагнетателей было испытано на авиационных моторах в условиях Первой мировой войны. Так, французский инженер Огюст Рато с некоторым успехом оснащал наддувом двигатели Renault, установленные на различных французских истребителях.

Первый коммерческий турбоагнетатель был изготовлен в Швейцарии на фирме BBC (*BrownBoveriyandCie*) в 1923 году и имел двухступенчатый центробежный компрессор и одноступенчатую осевую турбину (Рисунок 1.2).



**Рисунок 1.2** – Конструктивная схема первого коммерческого турбокомпрессора производства фирмы *Brown Boveriy and Cie* (1923)

При создании авиационных моторов наддув использовался для увеличения высотности самолётов, путём компенсации наддувом низкого атмосферного давления на большой высоте.

Первым авиационным двигателем с механическим наддувом считается двухтактный ротативный двигатель Мюррея - Вильяма, в котором в 1910 году благодаря наддуву при подъёме на высоту до 5200м над уровнем моря сохранялись условия наполнения, зарядки и продувки цилиндра, соответствовавшие условиям работы на уровне моря. Период с двадцатых годов 20 века до конца Второй мировой войны стал расцветом механического наддува.

В 1923 году турбонаддув стали устанавливать на судовые дизели немецких пассажирских лайнеров *Danzig* и *Preussen* – мощность десятицилиндровых моторов за счёт этого удалось поднять с 1750 до 2500 л.с.

На советских подводных лодках **С-1** и **С-2** в 1940 году были установлены немецкие дизели *M6V49/48* мощностью 2000 л.с. производства фирмы *MAN* с механическим наддувом. На других подводных лодках серии *С* стояли уже отечественные дизели **1Д** с турбонаддувом.

Вскоре турбонаддув пришёл на железную дорогу. В 1927 году система Бюши была установлена на тепловозах, выпускавшихся на швейцарском локомотивостроительном заводе в Винтертуре совместно с фирмой *BrownBoveriandCie*. С 1935 года немецкая железная дорога стала оснащать 1400 - сильным дизелями с наддувом свои первые локомотивы. На отечественных тепловозах наддув стал применяться, начиная с 1948 года (на локомотивах *ТЭ-1*) [17, 18]

После Второй мировой войны в 50-х годах американская компания *Caterpillar* стала использовать турбонаддув в двигателях своих тракторов, а инженеры из фирмы *Cummins* применили турбодизели для грузовиков.

В СССР первые серийные дизели с наддувом *ЯМЗ-238НБ* были выпущены в 1963 году на Ярославском моторном заводе для тракторов *К-700*. Вскоре стали выпускаться 12 цилиндровые дизели с наддувом *ЯМЗ 240М* для *БелАЗ* и *ЯМЗ 238Н(П)(Ф)* для автомобилей *МАЗ* и *КрАЗ* [19].

Особое внимание обратим на комбинированные ПДВС и их агрегаты наддува, широко используемые в автобронетанковой технике, где условия эксплуатации накладывают свои дополнительные требования кроме надёжной работы агрегата – это малогабаритность, высоконапорность и уровень температуры выхлопных газов перед турбиной - 800°C.

Для централизованного обеспечения новых дизелей бронетанковой техники турбокомпрессорами решением МОП СССР в 1970 году в Челябинске на базе СКБ «Турбина» был создан отдел по разработке турбокомпрессоров, под руководством В.А. Морозова.

Отделом были созданы турбокомпрессоры с вертикальным расположением ротора, с жидкостным охлаждением, разработаны турбокомпрессоры для «двигателей постоянной мощности». Одним из достижений СКБ «Турбина» – стало внедрение в серию турбокомпрессора ТКР 4353. Этот ТКР обеспечил двигателю В-92С2 мощность 1000 л.с. в серийном танке Т-90С.

На легковых автомобилях турбонаддув впервые применили в 1962 г. Автомобильный концерн *General Motors* поставил на рынок сразу две модели, оснащённые турбонагнетателем: *Chevrolet Corvair Monza* и *Oldsmobile Jetfire*.

В 1977 году увидел свет автомобиль *Saab 99 Turbo*, в котором впервые удалось добиться надёжной работы турбонаддува.

Сегодня наддувные ПДВС применяются в судовых и локомотивных силовых установках, легковых и грузовых автомобилях, дорожной, сельскохозяйственной и военной технике.

## **1.2 Характеристика проблем согласования работы агрегата наддува и поршневого теплового двигателя**

Поршневые наддувные двигатели могут работать в широком диапазоне числа оборотов и нагрузок. Диапазон возможных режимов работы дизеля различного назначения, отображены на рисунке 1.3. Условия работы ПДВС транспортного

назначения на рисунке показаны линией 1, идеального транспортного двигателя линией 2; двигателя, работающего по винтовой характеристике линией 3, стационарного двигателя линией 4. На основе изменения зависимости крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала для наддувного ПДВС изменяется характер напорной линии совместной работы с агрегатом наддува  $\pi_k = f(G_b)$ , см. рисунок 1.3б).

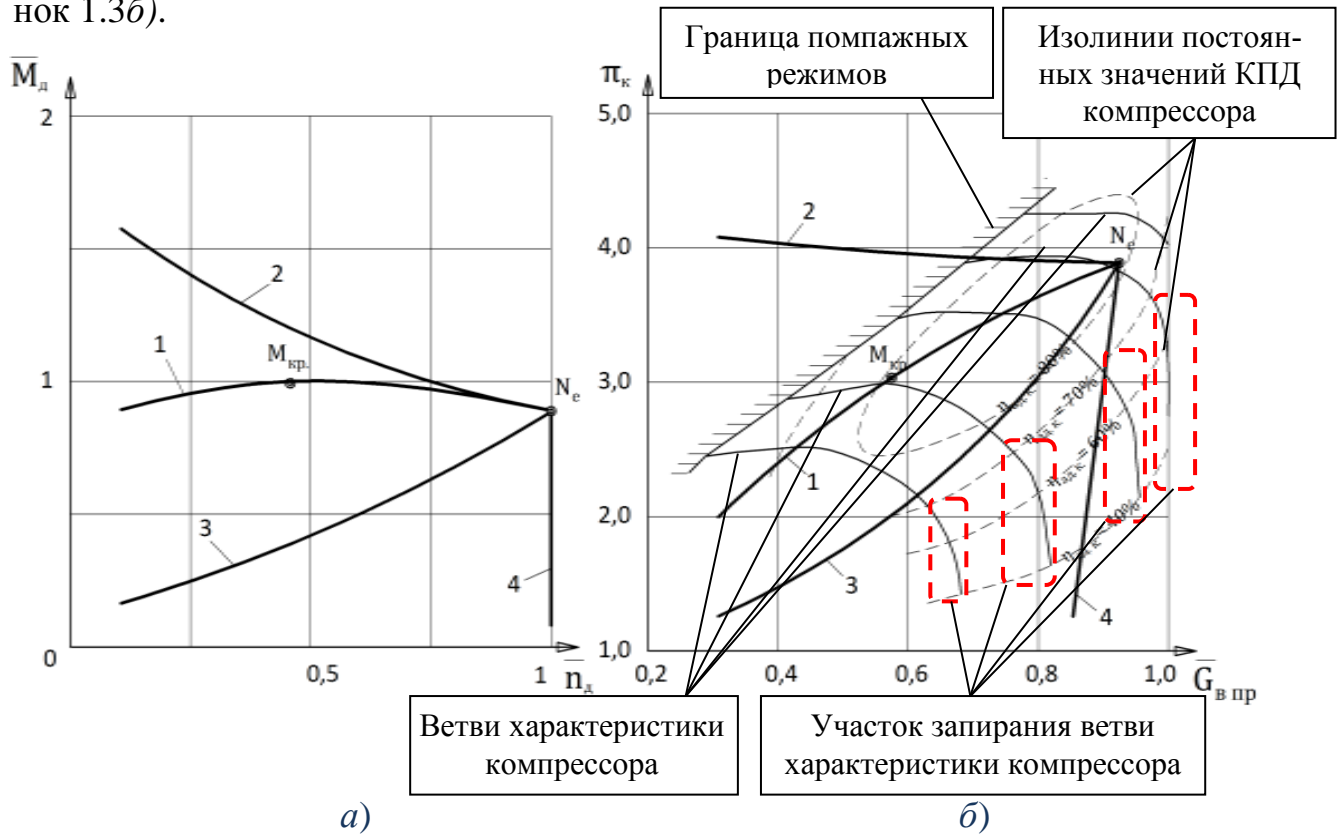


Рисунок 1.3 – а) Внешняя скоростная характеристика поршневых двигателей различного назначения; б) форма напорной линии (1, 2, 3, 4) совместной работы ПДВС и агрегата наддува

Обеспечение наддувом судового или стационарного двигателя не вызывает особых затруднений, т.к. для этих двигателей повышение крутящего момента и частоты вращения находятся в узком диапазоне. Гораздо сложнее дело обстоит с транспортным двигателем, для которого возможна эксплуатация во всем поле мощности по внешней скоростной характеристике и для которого важно преодолеть возросший момент сопротивления без изменения передаточного числа трансмиссии. Такое свойство двигателя характеризуется коэффициентом приспособляемости двигателя ( $K_M$ ). Этот коэффициент показывает, во сколько раз увели-

чивается крутящий момент двигателя при уменьшении частоты вращения от  $n_n$  до  $n_m$  под влиянием возросшего момента сопротивления. Одним из ограничивающих факторов в создании двигателя с высоким значением  $K_M$  является совершенство характеристик агрегата наддува. Для дизельных двигателей  $K_M = 1,2 \dots 1,35$ , для идеального транспортного двигателя  $K_M \rightarrow \infty$ .

При увеличении давления наддува (необходимо для форсирования ПДВС), увеличивается окружная скорость колеса центробежного компрессора и наблюдается сужение его диапазона работы по расходу. Это ограничивает возможный диапазон изменения нагрузок КЭУ и ухудшает его характеристики.

Для совместной работы агрегата наддува и ПДВС большое значение имеет запас устойчивости компрессора по расходу, характеризующий удалённость линии совместной работы компрессора и потребителя воздуха (напорной) от границы помпажа (запас по помпажу), а также немаловажно отметить удалённость напорной линии совместной работы от участка заклинивания ветки характеристики компрессора.

В случае если напорная линия совместной работы приблизится к границе помпажных режимов или окажется в их зоне (см. рисунок 1.3 применительно для линии 2), то такая конструкция будет неработоспособна и приведёт к разрушению компрессора агрегата наддува. При приближении напорной линии к участку заклинивания ветки (см. рисунок 1.3б) ) характеристики компрессора происходит снижение КПД компрессора.

Для оценки влияния КПД компрессора на параметры ПДВС рассмотрим в развёрнутом виде уравнение эффективной мощности:

$$Ne = \frac{\eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \rho_k \cdot H_u \cdot V_h \cdot n_d \cdot i}{30 \cdot \tau \cdot \alpha_c \cdot L_0} .$$

Для конкретного ПДВС на любом режиме его работы

$$\frac{H_u \cdot V_h \cdot i}{30 \cdot \tau \cdot L_0} = A_1 = \text{Const} .$$



На каждом скоростном  $j$  режиме работы ПДВС:

$$A_{2j} = \eta_{mj} \cdot \eta_{ij} \cdot n_j.$$

Уравнение эффективной мощности примет вид:

$$N_{ej} = \frac{\eta_{vj} \cdot \rho_{kj}}{\alpha_{cj}} \cdot A_1 \cdot A_{2j} \Rightarrow N_{ej} = f\left(\frac{\eta_v \cdot \rho_k}{\alpha_c}\right) \cdot A_1 \cdot A_{2j}.$$

Таким образом, эффективная мощность ПДВС на любом режиме его работы зависит от значения коэффициента наполнения, плотности свежего заряда перед цилиндрами и связанного с ними коэффициента избытка воздуха.

Коэффициент полезного действия компрессора ГТН влияет на плотность рабочего тела  $\rho_k$ ,  $\eta_v$  и массовое количество подаваемого воздуха в цилиндры.

$$\eta_k^* = \frac{T_0^* \cdot (\pi_k^{* \frac{k_b-1}{k_b}} - 1)}{T_k^* - T_0^*}.$$

Величина  $\eta_v$  зависит от скорости поршня, совершенства продувочно-выхлопного тракта (объёма коллектора впуска, формы входных патрубков, формы каналов впуска воздуха в цилиндры, размера и закона движения впускного и выпускного клапанов, формы и размеров каналов и трубопровода выпуска газов) и перепада давлений между коллекторами впуска и выпуска в период перекрытия фаз открытия клапанов.

$$\eta_v = f\left(\frac{p_a}{p_0}, \Delta T, \frac{p_r}{p_0}, \varepsilon\right).$$

Отношение давлений  $p_a / p_0$  зависит от гидродинамических сопротивлений течению заряда через систему впуска двигателя (конструкция, частота вращения вала, дросселирование). Чем больше это отношение, тем больше численное значение  $\eta_v$ .

При увеличении подогрева свежего заряда от поверхностей горячих стенок ( $\Delta T$ ) снижается  $\eta_v$ .

Отношение давлений  $p_r / p_0$  зависит от гидравлических сопротивлений системы впуска двигателя. Чем больше это отношение, тем меньше  $\eta_v$ . Однако, сле-

дует отметить, что влияние этого отношения на величину коэффициента наполнения выражено гораздо слабее по сравнению с влиянием отношения  $p_a/p_0$ .

Чем больше величина  $\varepsilon$ , тем больше  $\eta_v$ .

Снижение  $\eta_v$  при условии обеспечения требуемого  $p_k$  ведет к необходимости повышения давления перед турбиной  $p_T$ , а это ухудшает продувку камер сгорания цилиндров дизеля и ведёт к снижению  $\eta_v$ . Влияние отношения  $p_k/p_T$  на  $\eta_v$  тем интенсивнее, чем продолжительнее период перекрытия фаз открытия клапанов впуска и выпуска, которое обычно бывает равно от 10 до 150° угла п.к.в. Чем выше отношение  $p_k/p_T$  в период продувки, тем больше допустимо оптимальное значение угла перекрытия фаз.

При работе дизеля с низким  $\eta_k$ , увеличивается мощность, затрачиваемая на привод колеса компрессора  $N_k$ , что уменьшает частоту вращения ротора агрегата наддува. При этом уменьшаются: относительный напор колеса, пропускная способность ступени турбины, отношение  $p_k/p_T$  и оно может быть меньше 1. В случае низкого значения  $p_k/p_T$  перекрытие фаз газораспределения должно быть минимальным во избежание обратного заброса выхлопных газов в коллектор впуска и резкого снижения  $\eta_v$ . При отсутствии противодействия за турбиной и высоком значении  $\eta_k$  обеспечивается полное удаление выхлопных газов и коэффициент остаточных газов  $\gamma_T$  приближается к 0, а величина  $\eta_v$  может быть близка к 1.

Плотность воздуха в коллекторе впуска двигателя

$$\rho_k^{\lambda} = \frac{p_k}{R_g \cdot T_k^{\lambda}}.$$

Если охлаждение наддувочного воздуха отсутствует, то  $p_k$  существенно зависит от  $T_0$  и  $\eta_k$ . Влияние  $\eta_k$  на  $\rho_k$  тем сильнее, чем выше степень повышения давления воздуха в компрессоре. Суммарное влияние  $\eta_k$  на величину произведения  $\eta_k, \rho_k$  без установленного промежуточного охлаждающего воздуха велико, но при установке промежуточного ОНВ влияние КПД компрессора на параметры  $\eta_k, \rho_k$  снижается.

В двигателях с газотурбинным наддувом труднее достичь высоких значений коэффициента  $K_m$  по крутящему моменту, причём проявляется это тем резче, чем выше давление наддува на номинальном режиме. Причина заключается в падении расхода газа через турбину, а, следовательно, и в уменьшении давления наддува при снижении частоты вращения вала двигателя. Форма внешней скоростной характеристики, напорной линии совместной работы агрегата наддува зависит от работы компрессора, ПДВС и турбины. От качества характеристики ступени турбины будет зависеть коэффициент  $K_m$ .

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что при проведении проектных работ и выполнении расчётов, предсказывающих ВСХ поршневого теплового двигателя важно проанализировать форму и расположение напорной линии совместной работы на характеристике компрессора, при этом оценивается запас по помпажу уровень КПД получаемый на каждом режиме двигателя.

### **1.3 Основные мероприятия, направленные на повышения качества комбинированной энергетической установки**

Эффективность использования машин в значительной степени определяется характеристиками установленных на них ПДВС.

Для улучшения характеристик ПДВС требуется согласование совместной работы ПДВС с ГТН, (что в свою очередь повлияет на увеличение  $K_m$ , улучшение разгонной характеристики ПДВС) для чего необходимо очень тщательно подбирать компрессор и турбину устанавливаемого ГТН. С увеличением  $p_e$  требуется увеличение  $\pi_k$  компрессора, что усложняет задачу подбора агрегата наддува из-за ограниченности диапазона работы компрессора. Поэтому часто используют регулирование агрегата ГТН, направленное на изменение напорной линии совместной работы агрегата ГТН и ПДВС [20].

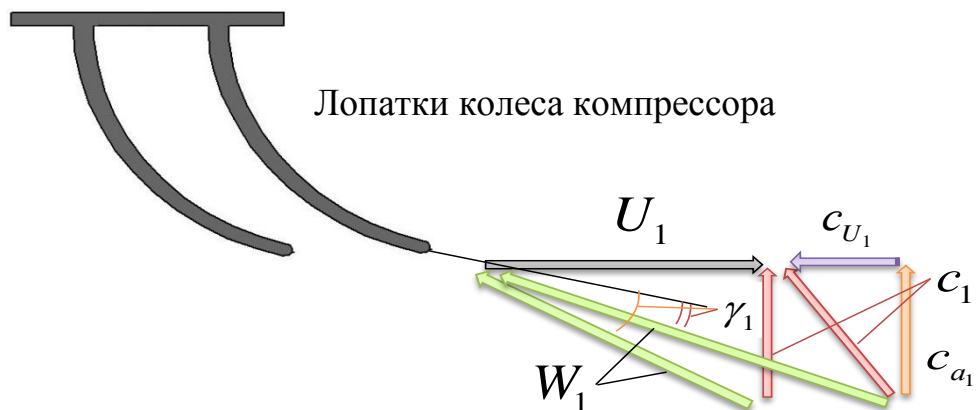
Использование регулирования ГТН имеет ограничения: напорная линия может находиться только в пределах характеристики ступени компрессора, поэтому

диапазон работы турбокомпрессора (в том числе регулируемого) ограничен характеристикой компрессора.

### ***Расширение диапазона работы компрессора***

Расширение характеристики компрессора в сторону малых расходов воздуха может быть достигнуто увеличением запаса по помпажу компрессора (исследования причин возникновения помпажа см. [21]). В расчётной точке колесо компрессора спроектировано таким образом, что угол атаки набегающего потока воздуха на лопатки ступени компрессора близок к нулю и возникновение помпажа на таком режиме невозможно. Тем не менее, на нерасчётных режимах работы поток набегаёт на переднюю кромку лопасти с углом атаки  $\gamma_1$ , который может быть положительным или отрицательным. Угол атаки  $\gamma_1$  (см. рисунок 1.4), при низком расходе становится положительным. Если частота вращения ротора достаточно велика, поток отделяется от спинки лопатки после входной кромки, в результате чего образуются завихрения потока, что приводит к возникновению помпажа.

При окружном направлении потока со скоростью  $c_{u1}$  в сторону вращения ротора уменьшается угол атаки набегающего потока, что снижает вероятность помпажа на режимах с малым расходом воздуха [22, 23].



***Рисунок 1.4 – Изменение скоростей потока на входе в колесо компрессора при использовании входного направляющего аппарата***

Это мероприятие реализуется установкой входного направляющего аппарата перед колесом компрессора лопаточного [24] или полуспирального корпуса подвода воздуха [25].

Увеличение запаса по помпажу компрессора при малых расходах воздуха достигается, установкой вспомогательной полости перепуска [26]. При включении в классическую ступень компрессора полости перепуска над входной кромкой колеса компрессора, значительно стабилизировало его работу и уменьшало зоны отрыва потока. Также используется кольцевая полость перепуска воздуха на выходе из колеса компрессора [27] выполненная в корпусе компрессора. Полость перепуска сообщается с проточной частью отверстиями, при этом одни отверстия расположены ниже по потоку, а другие - выше.

Профилирование меридионального контура лопаточных диффузоров позволяет изменить площадь проходного сечения межлопаточного канала радиального диффузора и сместить зону помпажных режимов [28]. Совершенствование метода профилирования лопаток диффузора [29], внедрение зазора на входной части лопаток [30], использование двухъярусных лопаточных диффузоров [31] расширяет диапазон работы ступени компрессора.

Расширение характеристики компрессора достигается использованием регулируемого диффузора, путём поворота лопаток, выдвиганием дополнительных лопаток, применением вращающегося лопаточного диффузора.

### ***Регулирование турбины***

Конструктивные решения, используемые при регулировании турбины:

- перепуск газов мимо ступени турбины;
- изменение парциальности ступени турбины;
- регулирование соплового аппарата;
- использования вспомогательных устройств для повышения мощности на валу ротора агрегата ГТН (электродвигателя, систем механического подвода мощности от коленчатого вала двигателя через мультипликатор).

При регулировании *изменением парциальности турбины* сопловой аппарат турбины разделён на две секции, к которым газ подводится по выпускным коллекторам. В средней части коллекторы объединяются, в этом месте устанавливается поворотный клапан. При полной мощности двигателя газ поступает в тур-

бину по двум коллекторам. Увеличить частоту вращения ТК и давление наддува на холостом ходу можно поворотом клапана, направив весь газ только в один коллектор. При этом осуществляется парциальный подвод газа к турбине, а давление перед турбиной увеличивается. При изменении парциальности турбины давление наддува меняется ступенчато и регулирование возможно только на одном режиме, что ограничивает возможность применения такого способа [32].

**Регулирование давления наддува перепуском газов мимо турбины**, позволяет получить максимальную мощность турбины на режиме максимального крутящего момента с полностью закрытым перепускным клапаном, а на режиме номинальной мощности перепускной клапан открыт при этом мощность турбины снижена. Недостатком такого способа регулирования является большая потеря энергии с перепускаемыми газами, причём эквивалентное снижение КПД турбины равно относительному количеству перепускаемого газа. С повышением давления наддува, диапазон возможного регулирования перепуском уменьшается, и применение такого способа становится нецелесообразным [33].

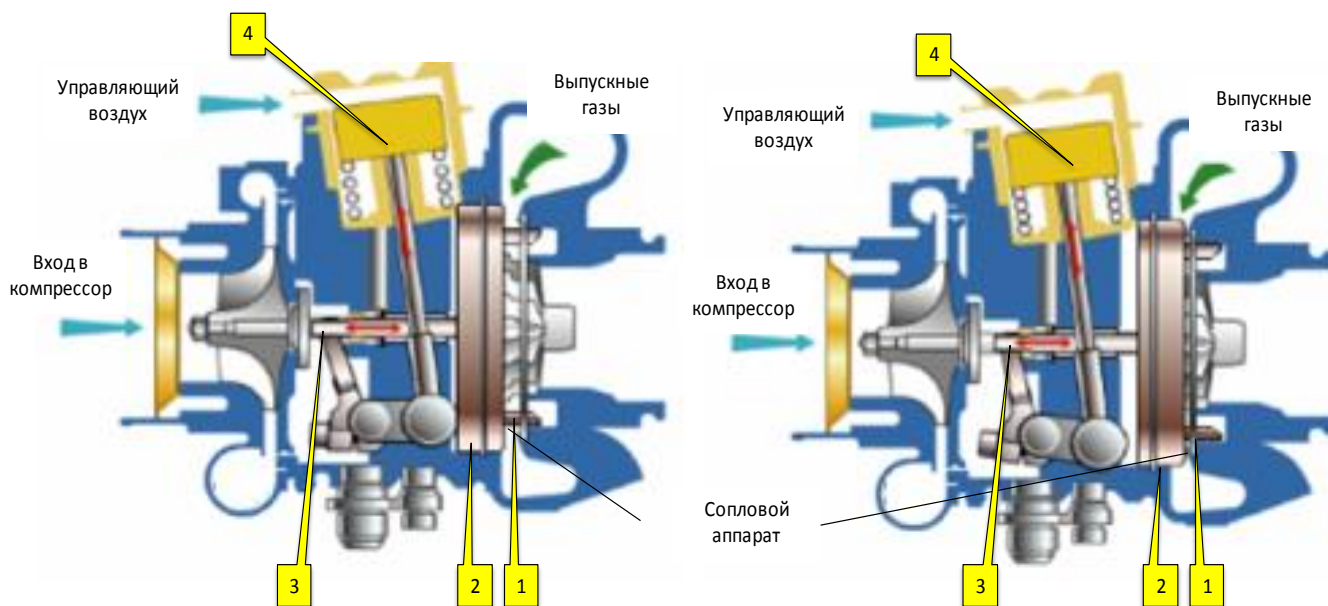
**Одноступенчатые системы турбонаддува с РСА** наиболее часто встречаются в исполнениях, запатентованных фирмой Honeywell-Garrett:

-со скользящим сопловым аппаратом «Slidevane<sup>TM</sup>VNT<sup>TM</sup>»;

-с поворотными лопатками «Multivane<sup>TM</sup>VNT<sup>TM</sup>».

Основной особенностью данных ТКР является равенство  $G_{ог} = G_T$  во всем диапазоне рабочих частот двигателя.

Принцип работы системы турбонаддува ТКР Slidevane<sup>TM</sup>VNT<sup>TM</sup> заключается в том, что сопловые лопатки 1 и диск соплового аппарата 2, выполнены в виде единой детали, перемещаются параллельно оси вала колеса турбины 3 с помощью вакуумного сервопривода 4, см. рисунок 1.5.



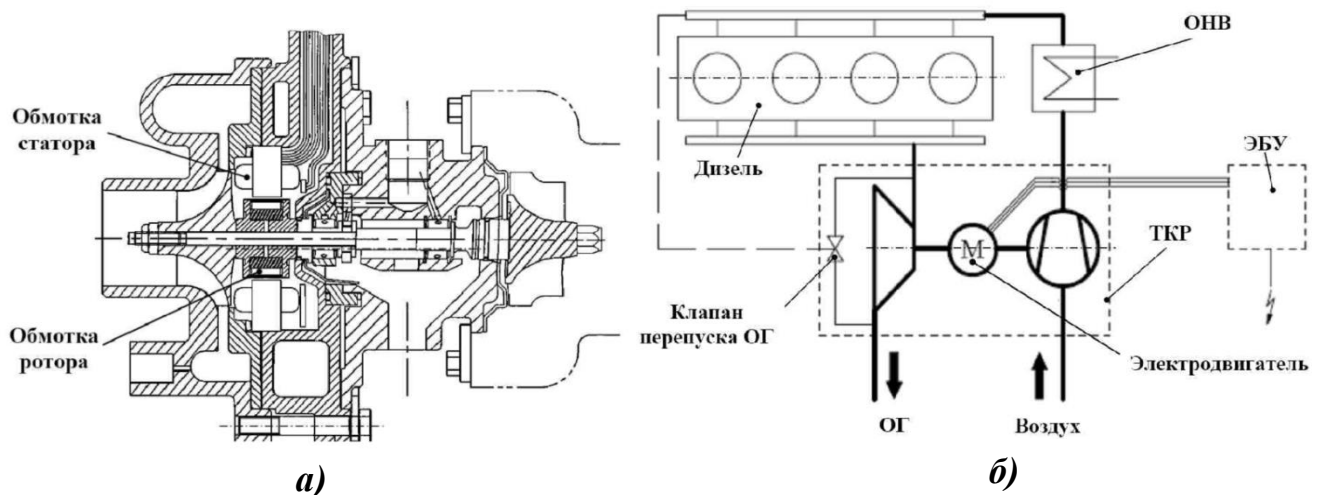
**Рисунок 1.5 – Конструктивная схема регулируемого соплового аппарата лопаток Slidevane (1 – сопловые лопатки, 2 – диск соплового аппарата, 3 – ось вала, 4 – вакуумный сервопривод)**

Конструктивной основной особенностью ТКР Slidevane<sup>TM</sup>VNT<sup>TM</sup> является постоянство угла  $\alpha_1$  выхода газового потока после соплового аппарата 1, что повышает КПД турбины.

ГТН с Multivane<sup>TM</sup>VNT<sup>TM</sup> каждая лопатка РСА выполнена в виде единой детали с валом, ось которого размещена параллельно оси колеса турбины. Для поворота лопаток РСА применяют два типа сервопривода: вакуумный и электрический (REA<sup>TM</sup> фирмы Honeywell-Garrett).

На сегодняшний день система турбонаддува с поворотными лопатками соплового аппарата является наиболее оптимальной с точки зрения предъявляемых экологических и потребительских требований.

Турбокомпрессор с встроенным электродвигателем. Обмотка ротора встроенного электродвигателя размещена на роторе ТКР со стороны колеса компрессора. Обмотка статора встроенного электродвигателя размещена в неподвижной проставке между корпусом компрессора и корпусом подшипников скольжения ТКР (см. рисунок 1.6 а).



**Рисунок 1.6 – Конструктивная схема ТКР с встроенным электродвигателем «eu-ATL» фирмы Borg Warner Turbo System (BWTS): а) - продольный разрез ТКР; б) - схема соединения ТКР с двигателем**

Применение встроенного электродвигателя на всех типах ГТН позволяет получить максимально возможные давления наддува по ВСХ сразу после режима холостого хода, при этом напорная линия совместной работы ограничивается только характеристикой компрессора.

С развитием двигателестроения создаются и совершенствуются новые схемы наддува двигателя, например: используются двухступенчатые системы наддува с последовательной или параллельной установкой агрегатов наддува. Известен двигатель TSI где в первой ступени использован приводной винтовой компрессор, а во второй агрегат ГТН со свободным ротором [34, 35], также существуют конструкции двух ступенчатых систем наддува, где турбокомпрессоры используются в качестве первой и второй ступени [36, 37]. Усложнение схем наддува двигателя возможно благодаря развитию электроники и применения компьютерной техники в автомобиле. Тем не менее, отечественный и зарубежный опыт работ в данной области показывает, что основной трудностью при их создании является обеспечение надёжной работы привода регулирующего механизма при достаточно простой и недорогостоящей конструкции [38].

В зависимости от назначения транспортного наддувного ПДВС при его создании (доводке или модернизации) очень важно, чтобы конструктивные и газодинамические характеристики ГТН были согласованы с параметрами (конструк-



тивными и режимными) поршневой тепловой машины (транспортного двигателя), на которой планируется использовать агрегат наддува. Согласование и выявление численных значений параметров комбинированной энергетической установки (ПДВС–ГТН) желательно проанализировать расчётным путём (до создания и проведения эксперимента) на этапах исследования или этапе разработки рабочей конструкторской документации и при этом необходимо иметь возможность учесть индивидуальные характеристики ПДВС и ГТН. Для этого необходимо использовать качественный инструмент аналитического, алгоритмического и программного обеспечения, позволяющего решать задачи оценки качества и оптимизации параметров технических систем на стадии предпроектных и проектных разработок.

#### **1.4 Принципиальные особенности существующих схем моделирования. Их достоинства и недостатки**

##### **1.4.1 Внешняя скоростная характеристика**

Повышение эффективности двигателей транспортного назначения напрямую зависит от увеличения коэффициента приспособляемости по крутящему моменту  $K_M$  и частоте вращения  $K_n$ . Чем выше максимальный крутящий момент и чем меньше частота вращения, соответствующая ему, тем лучше тягово-динамические характеристики и экономичность транспортного средства.

Как уже отмечалось ранее увеличение  $K_M$  и  $K_n$  связано с расширением диапазона работы компрессора, см. рисунок 1.3.

Способы выявления внешней скоростной характеристики ПДВС можно разделить на 3 группы:

##### ***1-я группа – табличный способ***

Основан на результатах статистического обобщения изменения численных показателей работы двигателя (например, мощности) при его работе по внешней

скоростной характеристике [39]. Он может быть проиллюстрирован следующими табличными данными:

– для двигателей с внешним смесеобразованием

$n, \% \text{ от } n_H$	20	40	60	80	100	120
$N_e, \% \text{ от } N_{eH}$	20	50	73	92	100	92

– для дизелей

$n, \% \text{ от } n_H$	20	40	60	80	100
$N_e, \% \text{ от } N_{eH}$	17	41	67	87	100

Основным преимуществом табличного способа моделирования внешней скоростной характеристики это простота метода и малые затраты вычислительных ресурсов, но это способ не дает информации об изменении удельного эффективного расхода топлива и других параметров комбинированной тепловой машины, что можно отнести к недостаткам метода.

### ***2-я группа – определение основных параметров и показателей наддувнo-го ПДВС с помощью полуэмпирических уравнений***

Известны методы определения ВСХ, опирающиеся на эмпирические соотношения. В частности к одним из них относятся *уравнение, предложенное С. Р. Лейдерманом* [10, 40].

$$N_e = N_e^{макс} \cdot \left( A \cdot \frac{n_d}{n_H} + B \cdot \frac{n_d^2}{n_H^2} - C \cdot \frac{n_d^3}{n_H^3} \right).$$

Крутящий момент и часовой расход топлива определяют по формулам:

$$M_e = 159,1 \frac{N_e}{n_d},$$

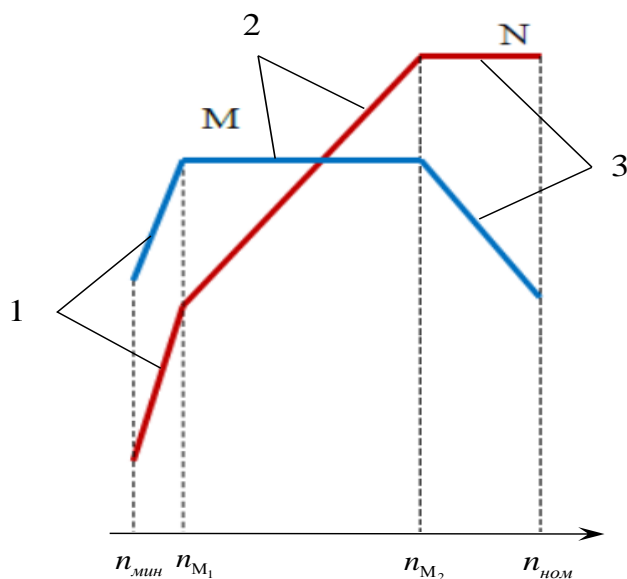
$$g_e = g_e^{Ne.макс} \cdot \left( A_1 + B_1 \cdot \frac{n_d}{n_H} - C_1 \cdot \frac{n_d^2}{n_H^2} \right),$$

где  $g_e^{Ne.макс}$  – удельный расход топлива при максимальной мощности;

$n_H$  – частота вращения, соответствующая максимальной мощности;  
 $A, B, C, A_1, B_1, C_1$  – постоянные коэффициенты формул С.Р. Лейдермана.

Уравнение, предложенное С.Р. Лейдерманом, является очень популярным в технической литературе [11, 41, 42, 43, 44] и интернете [45, 46].

*Определение параметров работы наддувного дизеля при его работе по ВСХ с использованием методики, разработанной Каминским Р.В. [47].* Методика используется при проектировании (подборе) системы наддува на дизель. Подбор системы наддува выполняется по 2-м точкам рассчитываемой ВСХ двигателя (заданным из требований технического задания на разработку энергетической установки точкам номинальной мощности и максимального крутящего момента), также подбирается система наддува по 3-м или 4-м точкам, например такая практика наблюдается при анализе материалов компаний НПО «Турботехника», BorgWarner Turbo Systems, Honeywell, AVL, FEV. Увеличение количества точек при согласовании параметров ГТН с ПДВС может быть связано с наличием мероприятий по регулированию ГТН (при применении регулирования перепуском газа мимо турбины, пропускной способностью турбины, при применении регулируемого соплового аппарата турбины) и аппроксимацией ВСХ 3-мя линейными участками, см. рисунок 1.7:



*Рисунок 1.7 - Аппроксимация внешней скоростной характеристики дизеля.*

1 участок. От минимально устойчивой частоты вращения двигателя под нагрузкой  $n_{мин}$  до частоты вращения, соответствующей левой границе «полки» постоянного крутящего момента  $n_{M1}$ .

2 участок. «Полка» постоянного крутящего момента от  $n_{M1}$  до  $n_{M2}$ .

3 участок. «Полка» постоянной мощности от  $n_{M2}$  до  $n_{ном}$ .

**Примечание** – Терминология принятая в тексте соответствует терминологии используемой в работе Каминского Р.В. [47].

Параметры двигателя на режиме  $n_{мин}$  определяются при согласовании с системой наддува, режим  $n_n$  определяется из требования технического задания на разработку энергетической установки. Режимы  $n_{M1}$  и  $n_{M2}$  зависят от значения коэффициентов  $K_m$  и  $K_n$ , которые могут быть получены из Задания или тягового расчёта.

Изменение показателей рабочего цикла по ВСХ, например,  $g_e$  определяется с помощью уравнения относительного удельного эффективного расхода топлива  $\bar{g}_e$ :

$$\bar{g}_e = 0,27649 \cdot \bar{n}^2 - 0,21448 \cdot \bar{n} + 1,04143,$$

где  $\bar{g}_e$  – относительная величина удельного эффективного расхода топлива:

$$\bar{g}_e = \frac{g_e}{g_{e\min}};$$

$g_{e\min}$  – минимальное заданное значение удельного эффективного расхода топлива при расчёте по ВСХ;

$\bar{n}$  – относительная частота вращения коленчатого вала:

$$\bar{n} = \frac{n_d - 1000}{n_n - 1000}.$$

Аналогичный подход принят для определения изменения коэффициента наполнения  $\eta_v$  по ВСХ через относительное значение коэффициента наполнения:

$$\begin{cases} \bar{\eta}_v = \eta_v / \eta_{v\max} \\ \bar{\eta}_v = 0,14458 \cdot \bar{n}^3 - 0,44707 \cdot \bar{n}^2 + 0,29153 \cdot \bar{n} + 0,94472 \end{cases}$$

где  $\eta_{v\max}$  – максимальное значение коэффициента наполнения.

Расчёт давления наддува начинается с режима максимального крутящего момента, для которого задаётся минимально допустимое значение коэффициента

избытка воздуха. По результатам расчёта, исходя из ограничения максимальной температуры газа на входе в турбину  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ , уточняется коэффициент избытка воздуха.

Для определения давления наддува (после ОНВ) используется уравнение:

$$p_s = \frac{p_e \cdot R_{\mu} \cdot M_1 \cdot T_s}{\eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot H_u}.$$

В уравнении индикаторный КПД  $\eta_i$  уточняется из обеспечения заданного расхода топлива. При отсутствии заданного расхода топлива по ВСХ, используя эмпирическую зависимость, уточняем индикаторный КПД  $\eta_i$  двигателя по уравнению:

$$\frac{\eta_i}{\alpha_c} = -0,0057777778\alpha_c^3 + 0,0687619048\alpha_c^2 - 0,3110793651\alpha_c + 0,6379285714.$$

Определив параметры наддува на режиме максимального крутящего момента и выбрав характеристику компрессора (по диапазону работы и значению КПД в этой рабочей точке) при заданной степени повышения давления, рассчитываются параметры наддува по ВСХ, принимаются законы изменения исходных параметров от частоты вращения коленчатого вала [48].

Использование инженерной методики, предложенной Каминским Р.В., позволяет оценить параметры работы агрегата наддува при его работе в составе КЭУ, построить в упрощённом виде внешнюю скоростную характеристику КЭУ, но методика не учитывает влияние агрегата наддува на параметры рабочего цикла дизеля. В уравнениях, предложенных Каминским Р.В., например, для индикаторного КПД коэффициенты имеют 9 – 10 знаков после запятой, но обоснование целесообразности использования такой точности в числах и анализа значащих чисел в коэффициентах не приводились.

*Полуэмпирическое уравнение внешней скоростной характеристики.*

Формула изменения мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала представлена в виде, (см. рисунок 1.8):

$$N_e = \frac{V_h \cdot i}{30 \cdot \tau} p_e \cdot n = K_1 (p_{e_{\max}} - \Delta p_e).$$

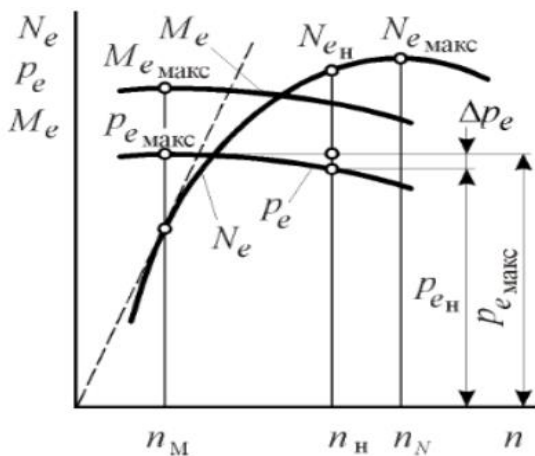
где приняты следующие замены  $K_1 = \frac{V_h i}{30\tau}$ ;  $K_M = \frac{M_{\text{макс}}}{M_H} = \frac{P_{e\text{макс}}}{P_H}$ ;  $P_{e\text{макс}} = K_M \cdot P_H$ .

Согласно экспериментальных данных изменение среднего эффективного давления имеет вид  $\Delta p_e = a \times (n - n_M)^2$ .

где  $a$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий степень кривизны параболы.

Значение коэффициента  $a$  для номинального режима работы двигателя:

$$a = \frac{P_{eH} (K_M - 1)}{(n_H - n_M)^2}, \quad (1)$$



*Рисунок 1.8 – Схема, поясняющая характер протекания параметров по внешней скоростной характеристике*

С учётом приведённых выше формул уравнение мощности для режимов работы по внешней скоростной характеристике примет вид:

$$N_e = \frac{V_h i}{30\tau} P_{eH} \left[ K_M - \frac{K_M - 1}{(n_H - n_M)^2} \left( n_d - \frac{n_H}{K_H} \right)^2 \right] \times n_d, \quad (2)$$

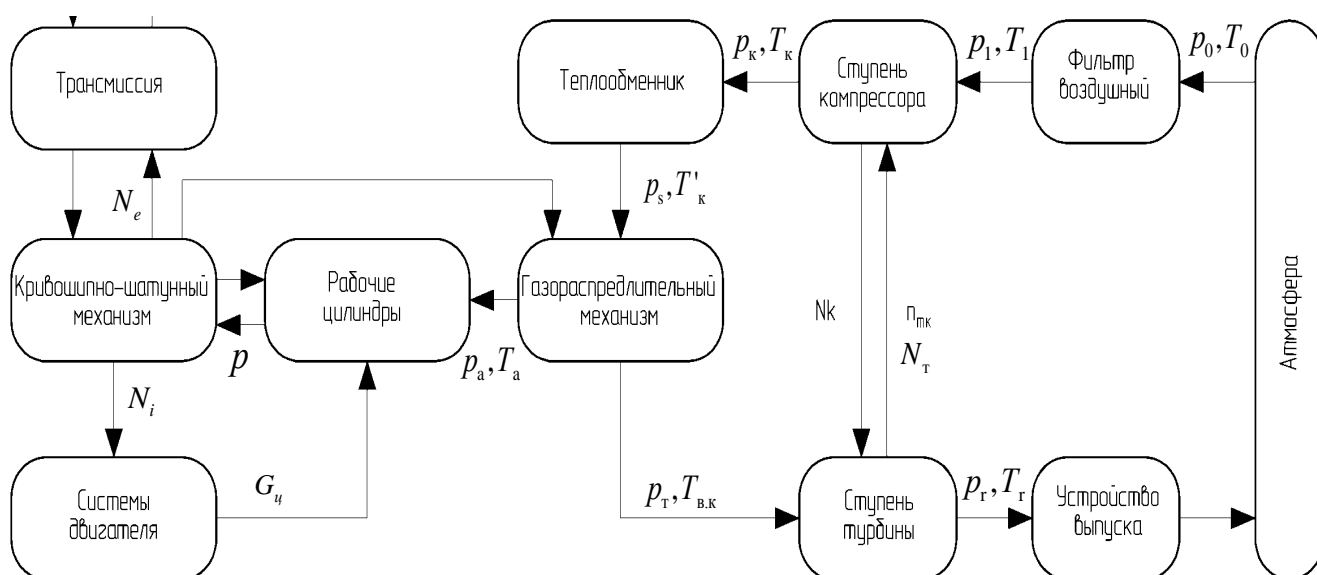
Данная формула описывает изменение  $N_e$  как функцию частоты вращения коленчатого вала [39] на любом скоростном режиме по внешней скоростной характеристике.

К недостаткам использования *полуэмпирического уравнения внешней скоростной характеристики* можно отнести отсутствие численного моделирования параметров рабочего цикла ПДВС, отсутствует механизм моделирования учитывающий изменение эффективности работы ПДВС и влияния работы агрегата наддува.

### **3-я группа – системы имитационного моделирования [49]**

Известны системы расчёта тепловых двигателей, которые дают возможность численно определять значения параметров и показателей рабочего цикла при работе ПДВС на любых режимах работы: GT-POWER, Ricardo [50, 51], DIESEL-RK [52, 53, 54, 55, 56, 57], AVL LIST GmbH [58, 59, 60], АЛЬБЕЯ-ДВС [61, 62, 63, 64, 65], методика замкнутого цикла Зайцева Л.К. [66].

В общем виде все эти программные комплексы решают задачу численного определения параметров исследуемого дизеля путём учёта работы агрегатов, установленных на двигатель, см. рисунок 1.9.



**Рисунок 1.9 – Общая структурная схема наддувочного двигателя при моделировании его работы с использованием систем имитационного моделирования**

Каждый агрегат двигателя, входящий в структурную схему представлен в виде отдельной математической модели термогазодинамических процессов. Модель элемента (МЭ) или связи (МС) реализуется в виде программного модуля — структурной единицы программы (включающей в себя расчётный модуль как реализацию математической модели типового элемента), «Элементарный» МЭ является собой с точки зрения моделирующей программы как бы элементарную расчётную ячейку, специфичную для соответствующей предметной области.

Несмотря на имеющиеся преимущества использования вышеупомянутых систем моделирования, а именно: высокая точность получения численных значений параметров и гибкость системы, эти программные комплексы для работы требуют большого количества исходных данных.

Например, DIESEL-RK для моделирования внешней скоростной характеристики требует ввод следующей информации о двигателе:

- 1) Температура газа, подающегося в выпускной коллектор;
- 2) Частота вращения коленчатого вала для данного исследуемого режима;
- 3) Цикловая подача топлива;
- 4) Характеристика компрессора;
- 5) Характеристика турбины;
- 6) Угол опережения впрыска топлива;
- 7) Размер КШМ двигателя и др.

всего 37 пунктов параметров, а для методики Зайцева Л.К. требуется 90 исходных данных и дополнительная обработка характеристик компрессора и турбины. Но такое большое количество исходных данных может быть неизвестно на этапе предпроектных (концептуальных) работ, но при этом требуется проведение оценки (в сжатые сроки) возможности выполнения проекта по созданию наддувного ПДВС.

По результату анализа существующих инструментов численной оценки параметров и показателей КЭУ можно сказать, что рассмотренные системы моделирования 1, 2 группы не дают полную информацию о параметрах и показателях рабочего цикла ПДВС при его работе по ВСХ. Системы моделирования отнесённые к 3ей группе позволяют численно определить ВСХ поршневого двигателя, параметры и показатели рабочего цикла на любом скоростном режиме, но для моделирования требуется ввод большого количества исходной информации о конструкции проектируемого двигателя.

Для создания удобного инструмента оценки особенностей формирования и качества протекания процессов в КЭУ при работе по внешней скоростной харак-



теристике на стадии предпроектных проектных и доводочных работ необходим новый метод моделирования ВСХ, который бы включал основные компоненты модели предусматривающие аналитическое описание процессов, протекающих в камере сгорания поршневой части машины, на основе предварительной оценки численных значений параметров, характеризующих начальные условия.

#### **1.4.2 Методы аналитического описания параметров РЦ комбинированных ЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике**

##### ***Процесс сжатия и расширения***

Процесс сжатия протекает в условиях теплообмена между стенками цилиндра и сжимаемыми газами. В начале сжатия, в течение приблизительно первой трети хода поршня (считая от НМТ) из-за более высоких температур поверхностей стенок цилиндра, поршня и головки, происходит некая отдача теплоты рабочему телу (газу) и, тем самым, температура газа повышается до температуры стенок. При дальнейшем ходе поршня повышается температура газа, и в момент достижения ею средней температуры стенок тепловой поток меняет своё направление и происходит отдача теплоты в стенки.

В конце процесса сжатия температура рабочих газов внутри цилиндра дизеля достигает 500 – 700 °С. Несмотря на высокие температуры газа в конце процесса сжатия, значительной потери ими тепловой энергии не наблюдается [67]. Это можно объяснить тем, что температура газов в процессе сжатия в среднем оказывается не намного выше средней температуры стенок и тем, что плотность заряда в цилиндре и соответственно теплопроводность достигает максимального значения лишь при подходе поршня к ВМТ, когда величина поверхности стенок, участвующая в теплоотдаче снижается до минимума.

Во время процесса расширения давление газов, а затем и температура в цилиндре начинает падать. В процессе последующего расширения в соприкоснове-

ние с газами вступает все большая поверхность зеркала цилиндра и одновременно происходит так называемое догорание топлива и частичное восстановление диссоциировавших продуктов сгорания.

При работе двигателя на полной нагрузке к концу процесса расширения температура газов уменьшается в дизелях до  $800\text{—}1000^\circ$ . В соответствии с этим и теплоотдача от газов в стенки внутри цилиндра за такт расширения протекает неравномерно по ходу поршня. При движении поршня вблизи ВМТ теплоотдача вследствие высоких значений температуры и давления газов, а также сильного их вихревого движения имеет максимальное значение. По мере удаления поршня от ВМТ теплоотдача в стенки уменьшается, но остаётся все-таки относительно большой. Все это вместе взятое приводит к тому, что тепловые потери в стенки во время последующего расширения в дизеле потери при расширении несколько меньше, чем при сгорании, что объясняется относительно более низкой средней температурой расширяющихся газов.

Теплоотдача от газа в стенки цилиндра осуществляется конвекцией и лучеиспусканием. Интенсивность её зависит от скорости, теплопроводности, вязкости, плотности газа, степени черноты поверхности и др. параметров. В итоге все факторы оцениваются коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_w$ . [66].

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_w$  от газов к внутренним стенкам цилиндра были предложены формулы Нусельта, Эйхельберга, Нусельта – Брилинга, Нуссельта – Яклича [67], Вошни [68], Хоненберга [69], доработанные формулы Вошни (техническим университетом г. Грац) [70]. Всем приведённым выше формулам авторов свойственны недостатки [71]:

1. Зависимость теплоотдачи от средней скорости поршня лишь в отдаленной степени выражает влияние турбулентности газа в цилиндре.

2. Упомянутые выше формулы авторов, возможно приемлемые для тех частных случаев, для которых они получены, не могут быть распространены на другие случаи ввиду отсутствия обобщающих параметров, действительных для двигателей разных типов и конструкций;

3. Для решения этих формул требуется большое количество данных о проектируемой конструкции.

Упрощая явление сжатия и расширения, и считая, что количество теплоты, отдаваемой в стенки на протяжении всего хода, составляет одну и ту же часть от приращения внутренней энергии рабочего тела, можно процесс сжатия и расширения в двигателях рассматривать как политропический процесс [39, 72].

Из уравнения политропического сжатия РТ можно рассчитать изменение давления и температуры рабочего тела в процесс сжатия по формулам

$$p = p_a (V_a/V)^{n_1} = p_a (v_a/v)^{n_1} = p_a [\psi(\alpha_a)/\psi(\alpha)]^{n_1}, \quad (3)$$

$$T = T_a (V_a/V)^{n_1-1} = T_a (v_a/v)^{n_1-1} = T_a [\psi(\alpha_a)/\psi(\alpha)]^{n_1-1}. \quad (4)$$

Предполагая, что процесс расширения рабочего тела в двигателе протекает по политропическому закону [39], параметры РТ в конце процесса расширения могут быть вычислены по формулам:

$$p = p_z (V/V_b)^{n_2} = p_z (v/v_b)^{n_2} = p_z [\psi(\alpha)/\psi(\alpha_b)]^{n_2}, \quad (5)$$

$$T = T_z (V/V_b)^{n_2-1} = T_z (v/v_b)^{n_2-1} = T_z [\psi(\alpha)/\psi(\alpha_b)]^{n_2-1}. \quad (6)$$

В записанных уравнениях (3) – (6) приняты следующие обозначения:

$n_1$  – показатель политропы сжатия;

$n_2$  – показатель политропы расширения;

$V$  – текущий объем рабочего тела в цилиндре, м<sup>3</sup>;

$V_a, V_b$  – объем рабочего тела в цилиндре соответственно в начале процесса сжатия и в конце процесса расширения, м<sup>3</sup>;

$v$  – текущий удельный объем рабочего тела в цилиндре, м<sup>3</sup>/кг.

Удельный объём рабочего тела по заданному углу поворота коленчатого вала может быть вычислен по формуле:

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right) = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\alpha), \quad (7)$$

где  $v_a$  – удельный объем рабочего тела в начале процесса сжатия, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_a = \frac{V_a}{G_a} = \frac{\left( \frac{\alpha L_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T} \right) \cdot T_a}{(\alpha L_0 + 1) \cdot p_a} ;$$

$\sigma$  – функция перемещения поршня:

$$\sigma = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right),$$

в формуле (7) выражение  $1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma$  обозначено кинематической функцией изменения объёма в цилиндре  $\psi$ , поэтому при определении текущих значений давления и температуры в течении процессов сжатия и расширения достаточно определить отношение функций  $\psi$ .

Преимущество показанного выше подхода заключается в простоте определения текущих параметров процесса сжатия и расширения, а также снижение количества исходных данных.

### ***Процесс сгорания***

Важнейшим этапом теплового расчёта ПДВС является расчёт процесса сгорания. При выполнении, которого определяется полнота и скорость сгорания топлива, максимальные значения давления и температуры сгорания, температура газов в конце процесса сгорания.

При использовании литературы по тепловому расчёту двигателей внутреннего сгорания можно отметить, что уравнение сгорания может быть дано в различных формах. Различные варианты написания уравнения сгорания объясняются принятием неодинаковых упрощающих допущений, различных способов измерения количества газов и др.

Первоначально смешанное сгорание рассчитывалось последовательным рассмотрением составляющих его процессов (изохорного и изобарного), совместное же рассмотрение обоих процессов, при использовании одного уравнения, впервые было предложено Е.К. Мазингом. [73].

В расчёте используют два основных уравнения: уравнение первого закона термодинамики для участка видимого сгорания  $c-z$ :

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{z_1-z},$$

и уравнение Клапейрона — Менделеева, записанное для газов в объёме цилиндра  $V_z$  (приведённом к 1 кг сжигаемого топлива) в точке  $z$ :

$$p_z V_z = R_\mu M_z T_z.$$

Работа газов в изобарном процессе  $z_1-z$

$$L_{z_1-z} = p_z V_z - p_c V_c = p_z V_z - \lambda p_c V_c, ,$$

где  $\lambda$  — степень повышения давления во время процесса сгорания.

$$\lambda = p_z / p_c .$$

Уравнение сгорания в окончательном виде

$$\left( R\lambda + \mu C_{v_0} \right) T_c + \frac{\xi_z H_u}{(1+\gamma)\alpha L_0} = \beta_z \mu C_{p_z} \frac{M_z T_z}{M_a} .$$

Температура рабочего тела в конце сгорания  $T_z$ :

$$T_z = -\frac{A_{p_z}}{2B_z} \pm \sqrt{\left( \frac{A_{p_z}}{2B_z} \right)^2 + \frac{S_2}{\beta_z B_z}} .$$

Рассмотренная модель и метод расчёта смешанного сгорания были предложены и развиты русскими и советскими учёными В. И. Гриневецким, Н. Р. Бриллином, Е. К. Мазингом и др. Одним из важных достоинств этих методов является их наглядность и относительная простота вычислений. И эти обстоятельства имели особенно важное значение, когда отсутствовали современные быстродействующие ЭВМ. По существу, эти методы расчёта стали классическими.

Вместе с тем в приведённой методике, такой важный показатель цикла, как  $p_{\max}$ , по сути дела, не выявляется расчётом: им приходится задаваться (в случае с дизелями задаются степенью повышения давления рабочего тела  $\lambda$  в процессе изохорного сгорания, а при расчёте двигателей с внешним смесеобразованием принимают  $p_{\max} \approx 0,85p_z$ ). Быстрота нарастания давления и оптимальный угол опережения воспламенения вообще не могут быть определены упрощёнными методами расчёта процесса сгорания: допускается, что горение топлива начинается

при положении поршня в ВМТ. Как будет показано в дальнейшем, по этим же причинам ограничена возможность глубокого теоретического исследования рабочего цикла двигателей [39, 74].

Процесс сгорания можно описать с использованием полуэмпирической модели предложенной *Whitehouse* и *Way* [75], и впоследствии другими авторами. В этих работах детали испарения, распыливания и микросмешивания топлива с вошедшим воздухом пренебрегаются, и все эти шаги заложены в обогащении смеси. Обогащение смеси в свою очередь зависит от абсолютного количества топлива впрыснутого в настоящий момент времени, давления окислителя и количества впрыснутого топлива, но ещё не вступившего в реакцию горения. Массовый расход топлива, впрыскиваемого через каждое сопло описывается формулой:

$$\frac{dm_{\text{т впр}}}{d\alpha} = K_1 \cdot m_{\text{т сум}}^{1-x} \cdot m_{\text{т сум впр}}^x \cdot p_{O_2}^m \cdot$$

где  $m_{\text{т сум}}$  – суммарная масса впрыснутого топлива к текущему моменту времени;

$m_{\text{т сум впр}}$  – суммарная масса впрыснутого топлива, но ещё не вступившего в реакцию горения.

Сгорание описано с помощью полуэмпирической модели. Предполагается, что в начале сгорания процесс зависит от доли испарившегося топлива, а в конце сгорания процесс определяется химической кинетикой. Скорость горения оценивается как:

$$\frac{dm_{\text{т сг}}}{d\alpha} = \frac{K_2 p_{O_2}}{n_d \sqrt{T}} e^{\frac{-T_{REF}}{T}} \int_{\alpha_{\text{н впр}}}^{\alpha} \left( \frac{dm_{\text{т впр}}}{d\alpha} - \frac{dm_{\text{т сг}}}{d\alpha} \right) d\alpha \cdot$$

В приведённых выше уравнениях приняты следующие обозначения:  $n_d$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $p_{O_2}$  статическое давление окислителя, бар;  $T$  – средняя температура свежего заряда;  $K_1, K_2, m, x, T_{REF}$  – постоянные коэффициенты.

Метод расчёта процесса сгорания, предложенного *И.И. Вибе* заключается в определении динамики процесса сгорания с учётом кинетики сгорания и угла опережения воспламенения.

В конечном виде уравнение **И.И. Вибе** выгорания топлива в двигателе внутреннего сгорания имеет вид:

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (8)$$

Количество выделяющейся в процессе сгорания теплоты прямо пропорционально количеству сгоревшего топлива.

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{\alpha_c \cdot L_0 (1 + \gamma)} \cdot x, \quad (9)$$

Решение уравнения (модели) линии сгорания выполняется с расчленением всего процесса сгорания на отдельные небольшие участки  $i$  отсчитываемые от начала горения (точка  $\alpha_y$ ) [76] и равные шагу расчёта процесса сгорания.

Изменение качественного состава РТ определяется фактором теплоёмкости  $K$  и показателем адиабаты  $k$ .

Характеристика тепловыделения зависит от многих факторов: интенсивности впрыскивания и качества распыливания топлива, воздушно-топливного соотношения, интенсивности турбулизации заряда цилиндра, режима работы двигателя и др. Учесть все множество влияющих факторов двумя коэффициентами  $\varphi_z$  и  $m$  практически невозможно. Например, показатель характера сгорания  $m$  постоянно изменяется по ходу процесса сгорания, что связано с лимитирующей ролью различных процессов (испарение, диффузия, химическая кинетика). Эту особенность можно отнести к недостаткам уравнения сгорания И.И. Вибе.

Существуют так же множество усовершенствований уравнения сгорания И.И. Вибе, например для описания интегральных характеристик выгорания топлива сложного вида используя формула, Е.А. Лазарева [77]:

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_0 + 1} \right],$$

при  $t > t_H$ ,  $m = m_0$

Эта зависимость позволяет моделировать выгорание топлива в начальном и основном периодах процесса сгорания. Продолжительность начального периода  $t_H$

в большинстве случаев относительно мала и может быть в первом приближении принята условно постоянной величиной. Так же она удобна тем, что для моделирования фактически используются лишь три кинетические константы:  $w_0$ ,  $t_H$  и  $t_Z$ .

Математическая модель выгорания топлива, разработанная Е.А. Лазаревым, позволяет повысить точность описания характеристик выгорания сложного вида в дизелях, повышает достоверность определения показателей тепломеханической нагруженности и оценки влияния интенсивности выгорания топлива в отдельных периодах на индикаторные показатели рабочего цикла дизеля. Однако, следует отметить, что экспериментальных данных по влиянию различных факторов на  $m_H$  и  $m_0$  ещё очень мало.

К общим недостаткам моделирования горения полуэмпирическими моделями можно отнести то, что они не в состоянии охватить все детали процесса сгорания, несмотря на введения коэффициентов коррекции.

Проведённый анализ позволяет заключить, что в основу описания (численного моделирования процессов) параметров комбинированной энергетической установки применительно к условиям использования КЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике могут быть положены результаты и опыт предшественников по аналитическому описанию процессов, протекающих в камере сгорания поршневой части машины, на основе предварительной оценки численных значений параметров, характеризующих начальные условия. Оценка начальных условий расчёта цикла и последующего развития процессов может быть сделано на базе обобщения накопленного статистического материала.



## 1.5 Постановка цели и задачи исследования

При создании и проектировании или совершенствовании энергетических установок, в основе расчётных работ лежит аналитический инструментарий (совокупность математических моделей, средств, описывающих характер протекания соответствующих процессов), и алгоритмический, определяющий порядок и условия пользования соответствующими «инструментами» (формулами, аналитическими соотношениями), для целей решения интересующей исследователя задачи.

В частности, для аналитического описания процессов (и их взаимосвязей), протекающих в агрегатах (цилиндре ПДВС, компрессоре, турбине, впускных и выпускных трубопроводах) комбинированной энергетической установки в условиях её работы на полных нагрузках. Имеются в виду установившиеся режимы работы КЭУ по безрегуляторной ветви внешней скоростной характеристики.

Применительно к названным условиям, процессы, протекающие в каждом из агрегатов, составляющих КЭУ, связаны и взаимообусловлены. Ибо рабочее тело после сжатия в компрессоре подаётся в ПДВС, из ПДВС (в уже изменённом качестве по химическому составу и параметрам состояния) – в турбину. Турбина большую часть энергии выпускных газов передаёт компрессору.

Для названной совокупности процессов и условий их протекания в каждом из агрегатов комбинированной установки, определяющих качество реализуемого в ней рабочего цикла, может быть сформулирована следующая **цель** исследования: на базе анализа условий и особенностей протекания рабочего цикла при работе комбинированной энергетической установки на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь) сформировать модель расчёта параметров и показателей таких энергетических установок (и соответствующий инструментарий) для их расчётной оценки на стадиях предпроектных, проектных и доводочных работ.

Поставленная цель исследования требует решения следующих задач:

1. На базе уравнений термодинамического состояния газов, механики, положений теории двигателей внутреннего сгорания, обобщения литературных и собственных материалов соискателя по исследованию процессов в ПДВС и их агрегатах сформировать модель численной оценки параметров КЭУ применительно к её использованию на режимах работы по внешней скоростной характеристике.

2. На основе сформированной модели разработать программное обеспечение и соответствующие программные продукты по автоматизированному выбору исходных данных и последующему расчётному определению параметров и показателей цикла КЭУ.

3. На базе разработанного комплексного инструментария исследования (модель, ПП), показать практическое применение его в расчётной работе и действенность для решения задач численного моделирования параметров комбинированной энергетической установки;

4. На основе расчётно-теоретических и экспериментальных исследований предложить рекомендации по улучшению параметров и показателей работы систем и агрегатов комбинированных энергетических установок, используемых на реальных машинах.

## **2 Теоретические и практические основы аналитического описания совместной работы агрегата наддува и тепловой поршневой энергетической установки**

Рабочий цикл поршневого двигателя представляет совокупность процессов, повторяющихся в определённой последовательности, во время которых цилиндр наполняется рабочей смесью, после чего происходит её сжатие и воспламенение. Газы, образовавшиеся при сгорании, расширяются, а затем – удаляются из цилиндра.

В процессе впуска объем цилиндра заполняется свежим зарядом. Во время процесса впуска часть полного объёма цилиндра заполнена остаточными газами. Свежий заряд может заполнить лишь рабочий объем цилиндра. При наполнении цилиндра свежим зарядом вследствие разряжения в цилиндре уменьшается его (свежего заряда) температура, одновременно снижается температура остаточных газов.

В процессе сжатия количество рабочего тела постоянно (потери рабочего тела через уплотнения не учитывается). При сжатии между рабочим телом и стенками полости цилиндра происходит теплообмен. В начале процесса сжатия тепло передаётся от горячих стенок цилиндра к рабочему телу, а в конце, наоборот, из-за возросшей температуры рабочего тела от сжатия, температура передаётся в стенки.

В процессе сгорания скрытая химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию рабочего тела. За некоторый промежуток времени до достижения поршнем ВМТ в полость цилиндра подаётся топливо (при этом изменяется количество рабочего тела), смешавшись со свежим зарядом и разогревшись, в смеси начинается химическая реакция горения. От характера реакции горения зависят параметры и показателя рабочего цикла, изменяется химический состав рабочего тела. На любой частоте вращения сгорание продолжается в течении некоторого промежутка времени.

В процессе расширения происходит расширение рабочего тела. Расширение рабочего тела сопровождается снижением давления и температуры рабочего тела. При расширении между рабочим телом и стенками цилиндра имеется теплообмен.

В процесс выпуска в цилиндре резко снижается давление газов. Схема изменения давления зависит от совершенства проточной части канала выпускного тракта, от установленной турбины агрегата наддува.

## **2.1 Формирование модели расчёта параметров РЦ комбинированной энергетической установки.**

Точность результатов численной оценки параметров и показателей процессов при моделировании внешней скоростной характеристики в значительной степени определяется точностью оценки численных значений тех параметров, которые должны быть названы в качестве начальных условий при моделировании соответствующего процесса. Поэтому повышение достоверности расчётов связано с необходимостью увеличения количества исходных данных для расчётов, а увеличения количества исходных данных нежелательно из-за усложнения использования разрабатываемой методики (проблемы упрощения расчётных методик рассмотрены в [78]). Но многие из исходных величин взаимообусловлены. Это обстоятельство должно быть учтено при построении модели ВСХ.

### **2.1.1 Формирование модели рабочего цикла КЭУ применительно к условиям работы по ВСХ**

Расчёт параметров РТ при сжатии и расширении с учётом коэффициента теплоотдачи  $\alpha_w$  существенно усложняет расчёт и увеличивает количество исходных данных, при этом точность выполнения расчётов может не повыситься, поэтому опираясь на то, что процессы сжатия и расширения политропичны применительно к тому, что на параметры состояния воздействует особенно перемеще-

ние поршня характеризует изменение параметров  $p$  и  $T$  может быть описано системами уравнений.

Уравнения описывающие процесс *сжатия*:

$$p = p_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1}; \quad (10)$$

$$T = T_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1-1}; \quad (11)$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha); \quad (12)$$

$$\sigma(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right), \quad (13)$$

Уравнения описывающие процесс *расширения*:

$$p = p_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2}; \quad (14)$$

$$T = T_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2-1}; \quad (15)$$

В записанных уравнений приняты следующие обозначения:

$p$ ,  $T$ ,  $v$  – текущие параметры состояния РТ в цилиндре поршневой машины (соответственно давление, МПа; температура, К; удельный объем РТ ,м<sup>3</sup>/кг);

$\psi(\alpha)$ ,  $\sigma(\alpha)$  – текущие значения кинематических функций изменения объёма РТ и хода поршня соответственно (в них  $\alpha$  - текущее значение угла поворота коленчатого вала – ПКВ, град.).

В приведенных уравнениях изменение текущего давления  $p$  и температуры  $T$  рабочего тела в цилиндре в зависимости от удельного объёма определяются для процесса сжатия по уравнениям (10) и (11), а для процесса расширения по урав-

нениям (14) и (15). Кинематические функции изменения удельного объёма в зависимости от текущего значения угла поворота коленчатого вала, а так же таких параметров как  $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия,  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа  $r$  к длине шатуна  $\ell_{ш}$  определяется из уравнений (12), (13).

Для расчёта процесса сгорания воспользуемся уравнением выгорания топлива *И.И. Вибе* в двигателе внутреннего сгорания:

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]. \quad (16)$$

Скорость сгорания по отвлечённому времени имеет вид:

$$w_0 = 6.908(m+1) \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \cdot \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right].$$

Решение уравнения (модели) линии сгорания выполняется с расчленением всего процесса сгорания на отдельные небольшие участки  $i$  отсчитываемые от начала горения (точка  $\alpha_y$ ) [76] и равные шагу расчёта процесса сгорания.

Уравнение изменение текущего давления во время процесса сгорания получено в результате расчленения процесса сгорания на отдельные небольшие участки. Для каждого участка уравнение первого закона термодинамики, записанное с учетом доли топлива сгоревшего на рассматриваемом участке и принимая аргумент разности  $v_i - v_{i-1}$  достаточно малым уравнение первого закона термодинамики будет иметь вид:

$$q_z \cdot \Delta x_{i-(i-1)} = \frac{1}{k_{i-(i-1)} - 1} (p_{i-1} v_{i-1} - p_i v_i) + \frac{p_{i-1} - p_i}{2} (v_{i-1} - v_i),$$

после раскрытия скобок и приведения подобных членов по  $p_i$  и затем по  $p_{i-1}$ :

$$\begin{aligned}
2q_z \Delta x_{i-(i-1)} &= \left( \frac{2v_{i-1}}{k_{i-(i-1)} - 1} + v_{i-1} - v_i \right) p_{i-1} - \left( \frac{2v_i}{k_{i-(i-1)} - 1} + v_i - v_{i-1} \right) p_i = \\
&= p_{i-1} \left[ \left( \frac{2}{k_{i-(i-1)} - 1} \right) v_{i-1} - v_i \right] - p_i \left[ \left( \frac{2}{k_{i-(i-1)} - 1} \right) + v_i - v_{i-1} \right].
\end{aligned}$$

Решая это уравнение относительно  $p_i$ , уравнение изменение текущего давления во время процесса сгорания выглядит следующим образом [76, 79]:

$$p = \frac{2q_z \cdot (x_i - x_{i-1}) + p_{i-1} \cdot (K_{i-(i-1)} \cdot v_{i-1} - v_i)}{K_{i-(i-1)} \cdot v_{i-1} - v_i}, \quad (17)$$

в уравнении удельная теплота  $q_z$  выделяющаяся в процессе сгорания прямо пропорциональна количеству сгоревшего топлива.

$$q_z = \frac{\xi \cdot Hu}{\alpha_c \cdot L_0 (1 + \gamma)} \cdot x, \quad (18)$$

$x$  – текущее значение доли выгоревшего топлива (определяется значением угла ПКВ  $\varphi$ , отсчитываемого от начала горения, точка  $\alpha_y$ ; продолжительностью сгорания  $\varphi_z = \alpha_z - \alpha_y$ ;

Также в уравнении заменено отношение теплоёмкостей  $k$  на фактор теплоёмкости  $K$ , который характеризует изменение качественного состава РТ:

$$K = \frac{k + 1}{k - 1}, \quad (19)$$

где  $k$  – отношение теплоёмкостей РТ (определяется с учётом доли  $x$  и численного значения;

$$k = 1,259 - \frac{76,7}{T} - \left( 0,005 - \frac{0,0372}{\alpha} \right) \cdot x; \quad (20)$$

Изменение текущей температуры во время процесса сгорания определяется формулой:

$$T = \frac{T_y}{p_y \cdot v_y} \cdot \frac{p_i \cdot v_i}{\beta_i}, \quad (21)$$

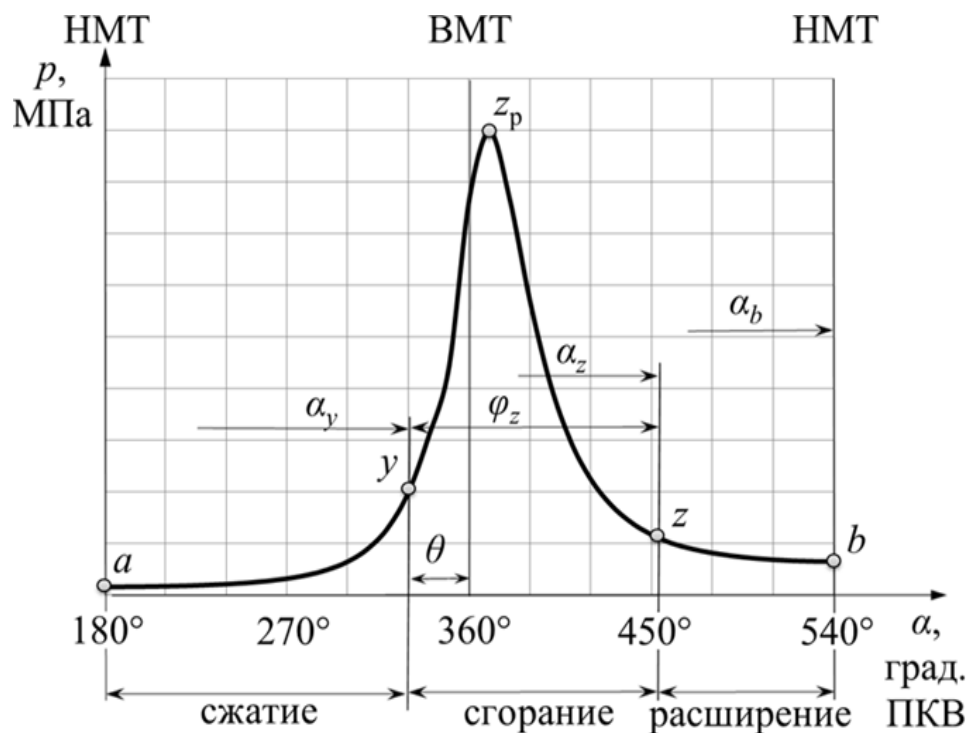
Изменение качественного состава РТ определяется фактором теплоёмкости  $K$  и показателем адиабаты  $k$ .

Переменный объём рабочего тела  $v$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала (по аналогии с уравнением для полного объёма РТ) определяется зависимостью

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha) \right), \quad (22)$$

В приведённых уравнений индексы при параметрах указывают на их (параметров) отношение к характерным ( $a, y, z$ ) или текущим (при сгорании –  $i$ ) точкам процессов цикла, см. рисунок 2.1

На рисунке 2.1 показано, что начало процесса сгорания определяется углом опережения воспламенения  $\theta$ .



**Рисунок 2.1** Схема индикаторной « $p-\alpha$ » диаграммы и расположения характерных точек



$$p = p_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1} \cdot \zeta_1 + \left[ \frac{2q_z \cdot (x_j - x_{j-1}) + p_{j-1} \cdot (K_{j-(j-1)} \cdot v_{j-1} - v_j)}{K_{j-(j-1)} \cdot v_{j-1} - v_j} \right] \cdot \zeta_2 +$$

$$+ p_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2} \cdot \zeta_3; \quad (23)$$

$$T = T_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2-1} \cdot \zeta_1 + \left[ \frac{T_y}{p_y \cdot v_y} \cdot \frac{p_j \cdot v_j}{\beta_j} \right] \cdot \zeta_2 + T_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_z)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_2-1} \cdot \zeta_3; \quad (24)$$

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right];$$

$$q_z = \frac{\xi \cdot Hu}{\alpha_c \cdot L'_0 (1 + \gamma)} \cdot x;$$

$$K = \frac{k+1}{k-1};$$

$$k = 1,259 - \frac{76,7}{T} - \left( 0,005 - \frac{0,0372}{\alpha} \right) \cdot x;$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha);$$

$$\sigma(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right);$$

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha) \right)$$

Единственность и степень достоверности решения системы (применительно к рассматриваемому режиму работы установки) определяется численными значениями начальных условий, к которым следует отнести значения параметров (прежде всего параметров состояния РТ) в момент, соответствующий  $\alpha = \alpha_a = 180$  град ПКВ. Для него  $p = p_a$ ;  $T = T_a$ ;  $v = v_a$ ;  $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_a)$ ;  $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_a)$ .

Вместе с начальными значениями термодинамических параметров состояния РТ должны учитываться численные значения некоторых конструктивных параметров предполагаемой конструкции двигателя (и установки в целом). В част-

ности, таких, как  $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия,  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа ( $r$ ) к длине шатуна ( $\ell_{ш}$ ), конструктивные особенности впускной и выпускной систем, камеры сгорания (КС), наддувочного агрегата и др.

Приведённой системе описывается изменение параметров РТ в течение каждого из процессов цикла, протекающих в цилиндре ПДВС. Включение в механизм вычислений с изменением  $\alpha$  определённого компонента уравнений обеспечивается введением функций Хевисайда [80], численные значения которых для рассматриваемой задачи определяются приводимым правилом:

$$\zeta_1 = \begin{cases} 1, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad \zeta_2 = \begin{cases} 0, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 1, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad \zeta_3 = \begin{cases} 0, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 1, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad (25)$$

Использование уравнений включённых в системы описывающих процессов в совокупности с использованием функций Хевисайда позволяет сформировать систему описания особенности изменения состояния РТ (давления, температуры, объёма и др.) с учётом воздействия на них меняющихся при реализации цикла теплофизических, механических и газодинамических обстоятельств.

### **2.1.2 Особенности оценки численных значений исходных данных применительно к условиям работы КЭУ на полных нагрузках. Использование статистического материала при выборе начальных условий**

В настоящее время накоплен (и, в значительной мере, обобщён) большой объём статистического материала, который может быть использован в схемах выбора и корректировки численных значений исходных (начальных) параметров с учётом названных обстоятельств. Иными словами – выбор исходных данных отчасти может быть автоматизирован [81]. Некоторые возможности такого решения реально (статистически) существуют и приведены ниже.

Номенклатура исходных параметров (и их численные значения) для расчёта КЭУ довольно значительна. Но важно помнить, что многие из исходных парамет-

ров, необходимых для выполнения расчётов, взаимообусловлены. Если не функционально, то статистически.

Из Задания известно  $N_{ен}$  ( $p_{ен}$ ), это условие позволяет определить степень форсирования  $\lambda_n$  вновь создаваемой (или совершенствуемой) ЭУ (КЭУ):

$$\lambda_n = \frac{N_{ен}}{N_e} = \frac{p_{ен}}{p_e}, \quad (26)$$

здесь  $N_{ен}$ ,  $p_{ен}$  – мощность и среднее эффективное давление наддувного двигателя;

$N_e$ ,  $p_e$  – мощность и среднее эффективное давление безнаддувного двигателя.

Степень форсирования статистически связана с  $\pi_k$  важнейшим показателем наддувочного агрегата (компрессора) соотношением [19, 22]:

$$\lambda_n \approx \left( \frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_k}}, \quad (27)$$

в котором  $p_k$  – давление на выходе из компрессора (давление наддува), МПа;

$p_o$  – давление на входе в компрессор, МПа;

$n_k$  – показатель политропы сжатия в компрессоре.

Соотношение (27) лишь приблизительно отражает взаимосвязь  $\pi_k$  и  $\lambda_n$ , для её уточнения было проанализированы параметры современных высокофорсированных двигателей. Область анализа включила в себя оценку параметров дизеля: степень форсирования  $\lambda_n$ , давление наддува  $p_k$ , степень повышения давления  $\pi_k$ , температуру наддува  $T_k$ , частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n_d$ . Объем выборки составил 20 двигателей.

Для получения взаимосвязи исследуемых параметров было использовано уравнение вида [82]:

$$Y = A_0 + A_1 \times X_1 + A_2 \times X_2 + \dots + A_9 \times X_9, \quad (28)$$

где  $Y$  – зависимая переменная;

$A_0$  – параметр, отражающий влияние на выходную величину ошибок измерений и действие неучтённых факторов;

$A_1, A_2, \dots, A_9$  – неизвестные параметры модели, оцениваемые по результатам наблюдений;

$X_1, X_2, \dots, X_9$  – независимые переменные.

Работоспособность модели оценивалась параметром  $\gamma$ , который показывает во сколько раз происходит снижение общего рассеивания наблюдений зависимой переменной при использовании данной модели и не должен быть меньше 3 для обеспечения работоспособности модели.

В результате проведённого анализа было получено уравнение взаимосвязи степени форсирования с плотностью наддувочного воздуха и частотой вращения коленчатого вала:

$$\lambda_n = \rho_n \cdot (1,5 - 0,0002 \cdot n_d) \cdot 0,956 - 0,758, \quad (29)$$

Для зависимости (29)  $\gamma = 5,25$ , что свидетельствует об эффективности модели и возможности её применения для оценки степени повышения наддува.

Плотность наддувочного воздуха связана с давлением и температурой наддува:

$$\rho_n = 10^3 \frac{P_k}{R \cdot T_k}, \quad (30)$$

Из уравнения адиабатического КПД компрессора определяется температура наддува:

$$T_k = \frac{T_0 \cdot \left[ \left( \pi_k \right)^{\frac{k_b - 1}{k_b}} - 1 \right]}{\eta_k} + T_0, \quad (31)$$

В первом приближении т.к.  $\lambda_n$  известна, и задавшись значением  $n_k = 1,6$  по формуле (27), оценим значение степени повышения давления  $\pi_k = p_k / p_o$ , затем из формулы (30) определяем значение давления наддува  $p_k$  и степени повышения давления  $\pi_k$ .

Показатель политропы сжатия в компрессоре, используемый при определении удельного объёма рабочего тела в начале процесса сжатия, определим из формулы:

$$n_k = \frac{1}{1 - \frac{\lg T_k - \lg T_0}{\lg \left( \frac{p_k}{p_0} \right)}}. \quad (32)$$

Общий КПД ГТН:

$$\eta_{ГТН} = \eta_k \cdot \eta_T. \quad (33)$$

Для температуры газа на выходе из ПДВС (в выпускном коллекторе)  $T_{в.к}$  статистически справедливо:

$$T_{в.к} = 1,03 \dots 1,05 \cdot (a \cdot \alpha_c^b + c), \quad (34)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – эмпирические коэффициенты, см. например [18, 19].

Для оценки температуры в выпускном коллекторе  $T_{в.к}$  также можно воспользоваться уравнением профессора Е.К. Мазинга [83]:

$$T_{в.к} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}}. \quad (35)$$

При построении алгоритма работы программного обеспечения уравнение (34) используется в случае, когда неизвестны параметры давления и температуры в конце процесса расширения (первое приближение), а уравнение (35) при последующих итерациях.

Для определения температуры на входе в турбину, можно воспользоваться уравнением политропы

$$T_{\Gamma} = \frac{T_{\text{в.к}}}{\left(\frac{1}{\pi_{\Gamma}}\right)^{\frac{n_{\Gamma}-1}{n_{\Gamma}}}}, \quad (36)$$

в котором  $n_{\Gamma}$  – показатель политропы расширения в турбине.

По результату анализа экспериментальных данных современные турбины имеют показатель политропы расширения в диапазоне от 1,31 до 1,47.

При оценке численных значений исходных параметров необходимо учитывать равенство мощностей на колёсах турбины и компрессора  $N_{\Gamma} = N_{\kappa} \times 1/\eta_{\text{подш}}$

**Примечание:** Далее в работе будет приниматься равенство мощностей ( $N_{\Gamma} = N_{\kappa}$ ), так как при определении мощности турбина (т.к. она всегда работает на подшипниках) уже учтена мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках.

Из этого условия вытекает соотношение:

$$\pi_{\kappa}^{\frac{k_{\text{в}}-1}{k_{\text{в}}}} = 1 + \beta \cdot \tau \cdot \left[ 1 - \left(\frac{1}{\pi_{\Gamma}}\right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right], \quad (37)$$

Параметр, определяемый теплофизическими свойствами свежего заряда и выпускных газов  $\beta$ , определим по формуле:

$$\beta = \frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}-1} \cdot \frac{k_{\text{в}}-1}{k_{\text{в}}} \cdot \beta_{\text{max}}. \quad (38)$$

Параметр, численная величина которого зависит от нагрузки на двигатель

$$\tau = \eta_{\text{ГТН}} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha_c \cdot L_0 \cdot \phi} \right) \cdot \frac{T_{\Gamma}}{T_0}, \quad (39)$$

где  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания **одного** кг топлива;

$\phi$  – коэффициент продувки;

$\eta_{\text{ГТН}}$  – коэффициент полезного действия газотурбинного нагнетателя.

Используя равенство мощностей  $N_T$  (с учётом эффективности подшипникового узла) и  $N_K$ , можно (предварительно) оценить значение  $\pi_T$ . И, учитывая условия выпуска отработавших газов в турбине, сделать оценку давления  $p_T$  на входе в неё:

$$p_T = \frac{1,05 \cdot p_0}{\left( \frac{\frac{k_B - 1}{k_B} - 1}{\beta \cdot \tau} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}}. \quad (40)$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \left[ \frac{p_a}{p_0} + \left( \frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}. \quad (41)$$

Степень понижения температуры надувочного воздуха в охладителе определяется соотношением

$$\Delta T_{\text{охл}} = (T'_K - T_W) \cdot \eta_{\text{охл}}, \quad (42)$$

где  $T'_K$  – температура воздуха на выходе из компрессора;

$T_W$  – температура охлаждающего агента (воздуха или воды) на входе в охладитель;

$\eta_{\text{охл}}$  – условный термический КПД ОНВ (охладителя надувочного воздуха).

Температура воздуха после ОНВ  $T_K$ , К (при его наличии)

$$T_K = T'_K - \Delta T_{\text{охл}}. \quad (43)$$

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$ , определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{p_r \cdot T_K}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_v \cdot p_K \cdot T_r. \quad (44)$$

Максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения  $\beta_{0 \text{ max}}$ , определяется по формуле:

$$\beta_{o \max} = \frac{1 + \left( \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)}{\alpha_c \cdot L_0} \quad (45)$$

Максимальное значение действительного коэффициента молекулярного изменения  $\beta_{\max}^{\lambda}$ :

$$\beta'_{\max} = \frac{\beta_{o \max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (46)$$

Погрешность определения максимального значения действительного коэффициента молекулярного изменения  $\delta_\beta$ , %, оценивается по формуле:

$$\delta_\beta = \left| \frac{\beta_{\max}^{\lambda} - \beta_{\max}}{\beta_{\max}} \right| \cdot 100\% \quad (47)$$

Приравняв  $\beta_{\max} = \beta_{\max}^{\lambda}$  решение формул с (38) по (47) необходимо повторять, до получения погрешности определения  $\delta_\beta = 0,01$ .

Продолжительность сгорания (в град. ПКВ), в формуле (16), может быть оценена соотношением:

$$\varphi_z = 1,25 \cdot (132\alpha_c^{-1,36} + 20) \quad (48)$$

а показатель характера сгорания  $m$ , его численное значение (для дизелей), определяется взаимосвязью, см [84]:

$$\varphi_z^m = [1,09 \cdot (1 + m)]^{5,12} \quad (49)$$

Для оценки коэффициента эффективности сгорания  $\xi$  в (18) также может быть использовано эмпирическое соотношение, см. [85]:

$$\xi = 1 - 2,38 \cdot \frac{\varphi_z}{n_d \cdot \alpha_c} \quad (50)$$

в котором  $n_d$  – частота вращения двигателя.

При работе ПДВС на режимах ВСХ, в том числе и на режиме, соответствующим  $n_m$  одной из причин повышения крутящего момента является увеличение цикловой подачи топлива. И это обстоятельство даёт основания для расчётного определения её величины при  $n_m$ , а значит, может быть, установлено необходимое



теоретически количество воздуха для сжатия поданного в КС топлива. И, следовательно, установлена величина  $\alpha_c$ .

Полагается, что численные значения параметров  $\varphi_z$ ,  $m$  (показатель характера сгорания),  $\theta_{opt}$  (оптимальный угол опережения воспламенения) и  $x_{\theta_{opt}}$  (оптимальное значение доли топлива, выгорающего к моменту достижения поршнем ДВС ВМТ, его значение должно быть от 0,3 до 0,4 [76]) следуют приводимому соотношению:

$$\theta_{opt} = \varphi_z \left[ -\frac{\ln x_{opt}}{6,908} \right]^{\frac{1}{m+1}}. \quad (51)$$

Согласно уравнению (51), оптимальный угол опережения может быть определён по зависимости

$$\theta = K_{\theta} \cdot \theta',$$

где  $\theta'$  – оптимальный угол опережения воспламенения, определённый с учётом его зависимости от  $\varphi_z$  и  $m$ .

$K_{\theta}$  – эмпирический коэффициент, постоянный для данного двигателя. При  $\varphi_z < 30$  град. ПКВ и  $m > 0,5$  можно принять  $K_{\theta} = 1$ .

Угол опережения воспламенения также может быть вычислен по формуле:

$$\theta^{\lambda} = 0,25(0,35 + m)^{0,527} \cdot \varphi_z. \quad (52)$$

Коэффициент определяется по выражению

$$K_{\theta} = \frac{1}{0,047(\varphi_z - 47)}. \quad (53)$$

Численная оценка каждого из параметров, входящего в номенклатуру исходных данных (и начальных условий), определяющих реализацию РЦ и последующее решение рассматриваемой системы уравнений, позволяет выявить характер протекания параметров состояния РТ (в частности  $p$ ,  $T$ ,  $v$ ) в функции  $\alpha$ . И это даёт основания (на стадии предпроектных и проектных работ) для численной оценки основных конструктивных параметров (диаметра цилиндра, хода поршня

и др., если такая задача ставится) и показателей работы ЭУ применительно к условиям рассчитываемого режима. В частности, расчётом определяются индикаторные показатели (КПД и удельный расход топлива,  $\eta_i$  и  $g_i$  соответственно), эффективный КПД  $\eta_e$  и среднее эффективное давление  $p_e$ ; максимальное давление  $p_{\max}$  и максимальная температура  $T_{\max}$ ; массовые расходы газа через турбину и компрессор ( $G_T, G_B$ ) и уточняются значения  $\pi_K$  и  $\pi_T$ .

## 2.2 Проработка программ и алгоритма расчёта

Как правило, проектирование машины (транспортной, тяговой) начинается с её тягового расчёта, результаты которого являются основанием для формирования требований к параметрам энергетической установки транспортного (тягового) средства. К таким параметрам прежде всего следует отнести значение эффективной мощности  $N_{en}$  (или среднего эффективного давления  $p_{en}$ ), относящимся к номинальному режиму работы, а также коэффициенты приспособляемости к нагрузке  $K_M = p_{em}/p_{en}$  и по частоте вращения  $K_n = n_n/n_m$  (здесь  $n_n$  и  $n_m$  – частоты вращения на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента двигателя соответственно). Иными словами: из тяговой характеристики машины вытекают требования к энергетической установке и, в первую очередь, к её параметрам в условиях работы на режимах полных нагрузок, соответствующих использованию ЭУ в диапазоне частот вращения с максимальными значениями мощности (как правило, соответствующей  $N_{en}$ ) и крутящего момента ( $M_{\max}$ ).

Названные обстоятельства всегда находят отражение в заданиях Заказчика на проектирование (создание или доводку) ЭУ. И, таким образом, выбор исходных данных для выполнения соответствующих расчётов энергетической установки всегда связан с анализом задания Заказчика.

Численные значения термодинамических параметров состояния РТ в точке  $a$  индикаторной диаграммы (см. рис. 2.2.1)  $p_a, T_a, v_a$  (см. уравнения (23), (24), (22) ранее записанной системы, возможно определить по полученным значениям степени повышения давления РТ в компрессоре  $\pi_k$  и, соответственно, давлению и температуре наддува  $p_k, T_k$ , исходя из (26), (27).

Значительная часть параметров см. (34), (48) – (52), необходимых для решения системы уравнения рабочего цикла ПДВС имеет статистическую взаимосвязь. К одним из них относится коэффициент избытка воздуха  $\alpha_c$ . Его численное значение может быть отображено в Задании. Но не всегда: ибо величина  $\alpha_c$  определяется многими факторами. Например, режимом нагрузки, способом смесеобразования, типом камеры сгорания, характером движения воздушного заряда в КС, степенью форсирования двигателя и др. Учесть совокупное влияние названных факторов сложно. В свою очередь и от  $\alpha_c$  зависят численные значения многих параметров. Результаты статистической обработки материалов исследований показывают, что численное значение этого параметра существенно влияет на  $T_a, T_r, T_T$  (температура РТ в конце впуска, температура выпускных газов и газов на входе в турбину соответственно),  $\varphi_z$ .

Режим работы ЭУ с номинальной нагрузкой относится к одним из основных нагрузочных режимов. К другим особенным, с точки зрения нагрузки, относится режим с максимальным значением крутящего момента. Он реализуется при меньшей частоте вращения ( $n_m = n_n / K_n$ ). Как правило  $K_n$  (его значение) называются в Задании. И, практически в обязательном порядке, в Задании называется численное значение коэффициента  $K_M = M_{\max} / M_n = p_{em} / p_{en}$ . В таком случае, применительно к условиям завершения процедуры оценки параметров КЭУ на частотах вращения равных  $n_n$ , оказывается известным (на условиях предварительной оценки) и  $p_{em}$  (на режиме, соответствующем частоте вращения  $n_m$  и при максимальной величине крутящего момента  $p_{em} = K_M \cdot p_{en}$ ). Отмеченная предварительная известность  $p_{em}$  делает возможным предварительную оценку численного

значения степени форсирования ПДВС, отнесённую к условиям его работы с частотой вращения, равной  $n_m$ .

Вообще говоря, могут иметь место несколько вариантов решения этой задачи. Рассмотрим наиболее простой. Суть его в том, что при отсутствии предварительного сжатия заряда на входе в цилиндр (т. е. при отсутствии наддува) получить  $p_e$  в цилиндре поршневой машины превышающее 0,7 МПа проблематично: не сможем обеспечить поданное в цилиндр количество топлива окислителем. В таком случае интересующая нас степень наддува определяется как  $\lambda_n = K_m \cdot p_{en} / 0,7$ .

Определение  $\lambda_n$ , опираясь на сказанное ранее относительно взаимосвязи этого параметра и  $\pi_k$ , позволяет дать численную оценку давления  $p_k$ . Это, в свою очередь, при использовании значений  $K_n$  и условий состояния свежего заряда на выходе из компрессора (т.к. оказываются известными  $p_k$ ,  $T_k$ ,  $n_k$ , а также конструктивные параметры двигателя: диаметр цилиндра и ход поршня) позволяет сделать оценку массового наполнения цилиндра свежим зарядом.

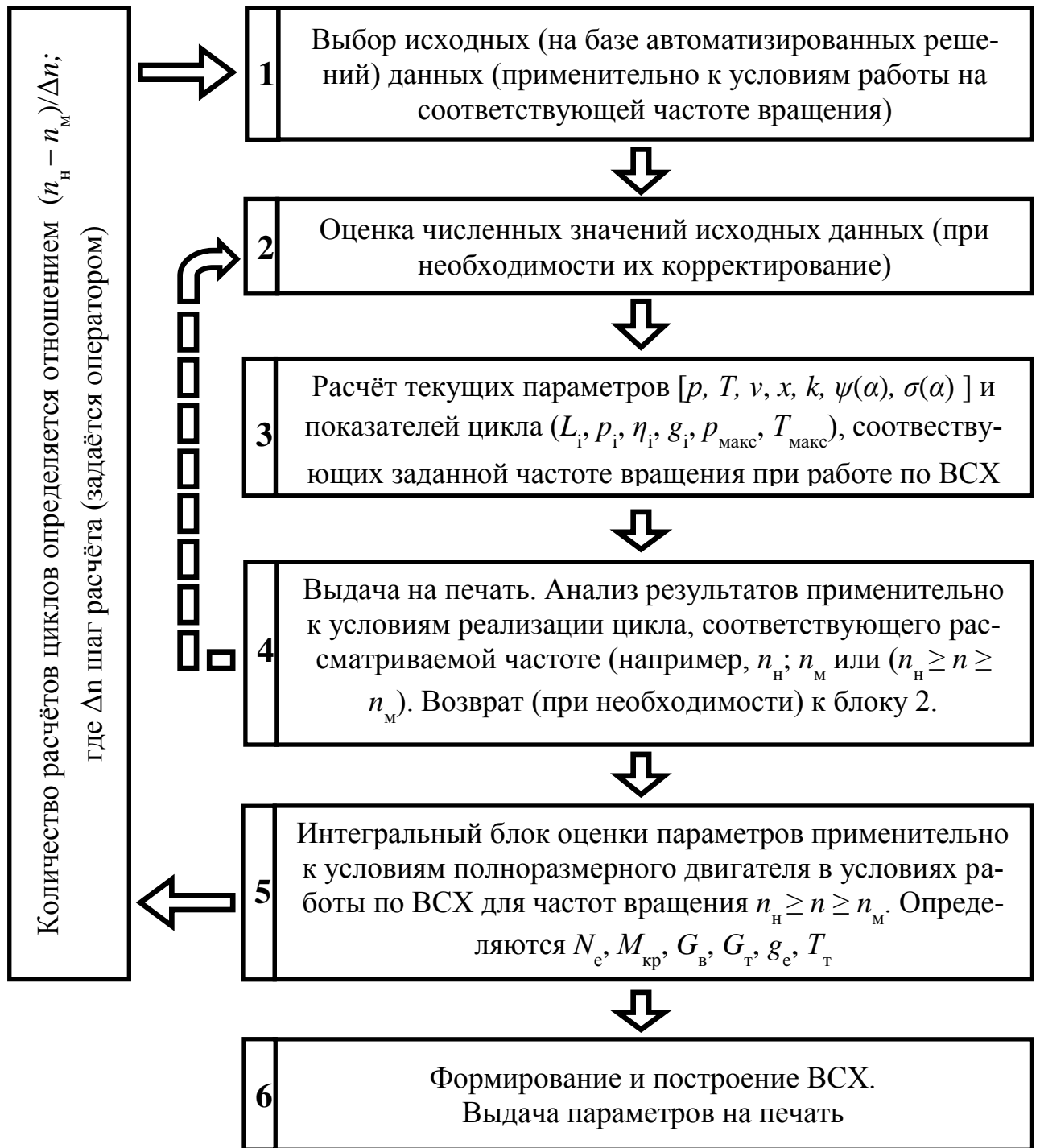
При работе ПДВС на режимах ВСХ, в том числе и на режиме, соответствующим  $n_m$  одной из причин повышения крутящего момента является увеличение цикловой подачи топлива. И это обстоятельство даёт основания для расчётного определения её величины при  $n_m$ , а значит, может быть, установлено необходимое теоретически количество воздуха для сжатия поданного в КС топлива. И, следовательно, установлена величина  $\alpha_c$ .

Последовательность определения численных значений других параметров, необходимых для расчёта индикаторной диаграммы цикла, аналогична описанной ранее. А совокупность приёмов, используемых для расчётной оценки параметров и показателей РЦ КЭУ на режимах работы по ВСХ, правомерно распространить на любую из частот работы ЭУ в пределах от  $n_n$  до  $n_m$  безрегуляторной ветви ВСХ.

На рисунке 2.2 приведена блок-схема (порядок действий) численной оценки параметров полноразмерного (многоцилиндрового) двигателя (ЭУ), соответствующей его работе на режимах с полной нагрузкой. В приведённой блок-схеме при выполнении блока 1 формируются исходные данные по уравнениям (27) - (53).

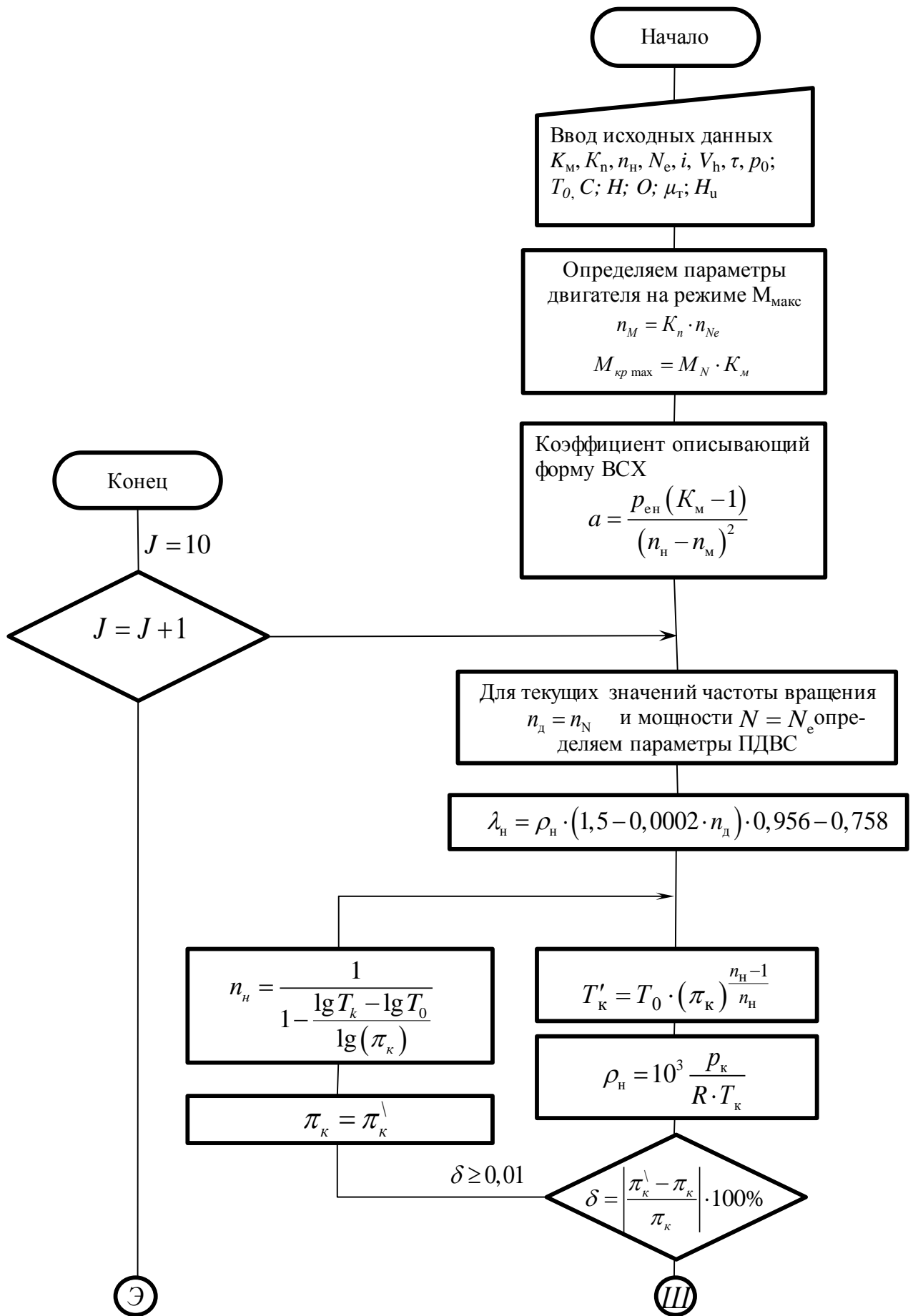
Полученные исходные данные выводятся на экран (см. блок 2 рисунка) для того, чтобы оператор мог оценить и при необходимости скорректировать полученные значения. Затем выполняется расчёт по сформированной системе уравнений, описывающей рабочий цикл ПДВС, в результате чего определяются параметры  $[p, T, v, x, k, \psi(\alpha), \sigma(\alpha)]$  и показателей цикла  $(L_i, p_i, \eta_i, g_i, p_{\text{макс}}, T_{\text{макс}})$ , соответствующих заданной частоте вращения при работе по ВСХ, блок 3. После чего полученные значения выводятся на экран или печать для оценки оператором результата работы программного продукта, блок 4, в случае необходимости оператор может повторить выполнение блоков с 1-4 для получения желаемых результатов. При получении удовлетворительного результата расчёта в блоке 4 данные передаются в блок 5, где они пересчитываются для полноразмерной ЭУ.

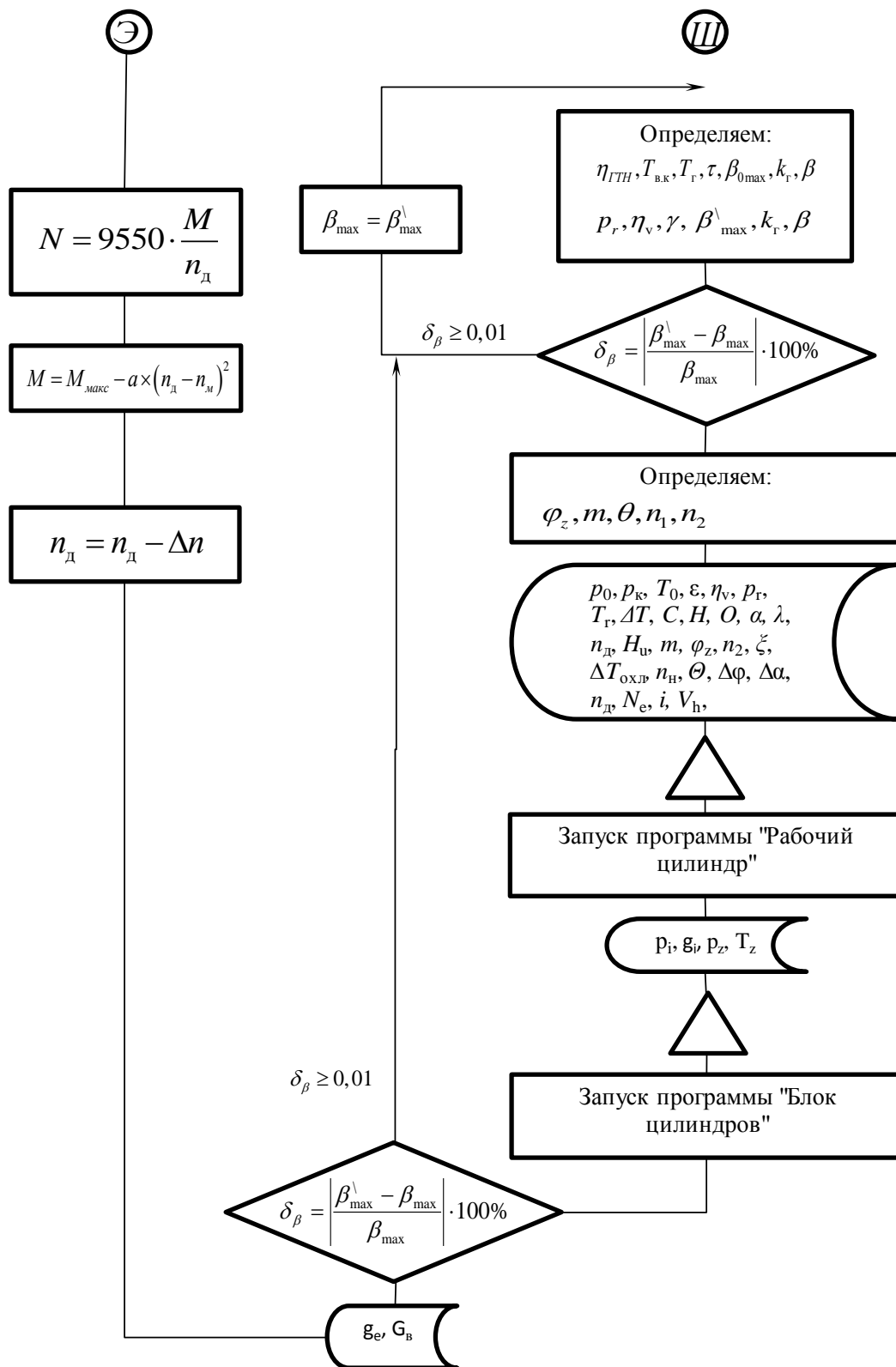
Отметим, что параметры полноразмерной ЭУ определяются (применительно к каждому из рассматриваемых режимов по  $n$ ) из условия идентичности протекания РЦ в каждом из её цилиндров. Расчёты в блоках с 1 по 5 повторяются в количестве определяемом отношением  $(n_H - n_M)/\Delta n$ .



**Рисунок 2.2 - Порядок (последовательность) определения интегральных показателей полноразмерной ЭУ по результатам расчёта циклов, относящихся к различным частотам вращения**

Более подробное описание алгоритма выполнения расчёта в блоках показан на рисунке 2.3





**Рисунок 2.3 – Алгоритм определения интегральных показателей полно-размерной ЭУ по результатам расчёта циклов, относящихся к различным частотам вращения**



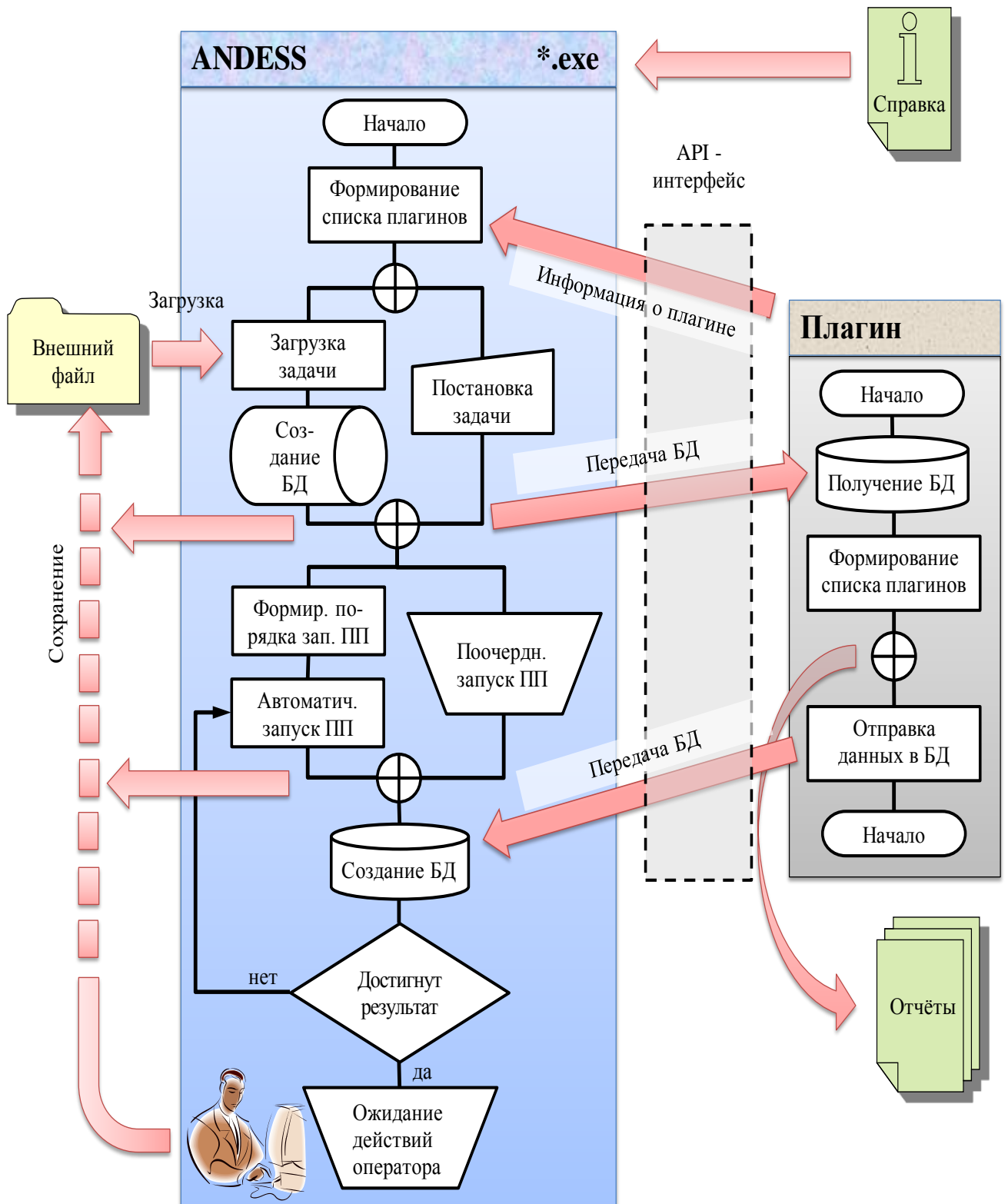
### 2.3 Разработка программного обеспечения и его описание

Для использования созданного математического аппарата, появилась необходимость в специализированном программном обеспечении [86, 87, 88, 89]. По результатам анализа существующих аппаратов и программ моделирования для создания программного обеспечения соответствующего современному уровню оно должно:

- Автоматизировать процесс выполнения расчёта;
- Гибко формировать расчётную модель проектируемой тепловой машины;
- Позволять использование различных методик математического моделирования;
- Взаимодействовать с различными CAD системами и системами CFX и CFD моделирования;
- Позволять использовать замкнутые методики математического моделирования.

Для удовлетворения предъявляемым требованиям к ПО потребовалась использование сложной Архитектуры созданного программного обеспечения.

Главная программа, именуемая в дальнейшем ANDESS (англ.: Analysis and design Systems, рус: «Система анализа и проектирования» [89]) имеет возможность подключать дополнительным программным обеспечениями (плагином). Плагины, подключаемые к ANDESS содержат независимый аппарат математического моделирования и алгоритм расчёта, форму отчётного документа см. рисунок 2.2. Взаимодействие ANDESS с плагинами происходит по набору правил, которые прописаны в виде API-интерфейсов, подробнее о способе работы системы расписано в интернет блоге А. Алексеева (г. Тверь) [90].



**Рисунок 2.2 – Структурно-функциональная схема архитектуры программного обеспечения ANDESS**

В общем виде порядок работы с созданным программным обеспечением, показанный на рисунке 2.2 выглядит следующим образом:

Во время запуска исполняемого файла \*.exe ANDESS загружает все DLL файлы, находящиеся в директории ...\ANDESS\Plugins. При загрузке через специализированный API-интерфейс (см. рисунок 2.2) ANDESS получает всю информацию о плагине, при этом формируется список загруженных плагинов. Список группируется в зависимости от его назначения, для пользователя сгруппированные плагины отображаются в виде таблицы

Для выполнения расчёта необходимо, сформировать схему взаимодействия плагинов также структурную схему можно загрузить из отдельного файла на ПК.

Ввод исходных данных в каждый задействованный плагин осуществляется через диалоговое окно плагина.

Запуск плагина сопровождается получением доступа (через API интерфейс, см. рисунок 2.2) к базе данных, хранящейся в ANDESS, благодаря этому плагин может «вспомнить», какие действия он уже выполнял, также «узнать» какие действия выполняли другие плагины находящиеся в структурной схеме расчёта. После завершения работы плагин обновляет свой участок памяти в общей БД ANDESS (также через API интерфейс). Для формирования отчёта о работе плагина необходимо воспользоваться внутренними программными службами плагина.

Для решения замкнутых методик математического моделирования ANDESS может поочерёдно автоматически запускать плагины, сообщая инструкции по работе. Для определения ANDESS'ом необходимости прекращения работы плагин может сообщить о достижении результата и прекращении дальнейшего их запуска.

Все производители CAD систем для расширения возможностей работы своих продуктов создают набор правил по работе со своей системой. Для работы с CAD системами в ANDESS могут быть включены плагины, которые согласовывающие взаимодействие структур API интерфейсов CAD программы и ANDESS.

При создании плагина необходимо подключить файл с прописанными правилами к проекту программы. В настоящее время плагины могут разрабатываться на языках Pascal и C++.

Программное обеспечение ANDESS разработано на предприятии АО СКБ «Турбина» (руководитель разработки В.Э. Гохберг, ведущий специалист по разработке О.Г. Машков). ANDESS также используется при проектировании и создании газотурбинных двигателей (этот вопрос в работе не рассматривался).

### 3 Расчётное исследование влияния конструктивных особенностей ступени компрессора и ступени турбины на параметры комбинированной энергетической установки

#### 3.1 Характеристика полного перечня исходных данных.

#### Комплексная модель программы расчёта параметров комбинированной энергетической установки

Работа предложенной математической модели и созданном на её базе программном обеспечении для ЭВМ по определению параметров КЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике возможна при вводе исходных данных, полный перечень исходных данных приведён в таблице 3.1:

Таблица 3.1 – Полный перечень исходных данных

Наименование	Обозначение	Размерность
Параметры, характеризующие условия окружающей среды		
1. Давление окружающей среды	$p_0$	<i>МПа</i>
2. Температура окружающей среды	$T_0$	<i>К</i>
Параметры, характеризующие используемое топливо		
3. Массовая доля углерода в топливе	$C$	—
4. Массовая доля водорода в топливе	$H$	—
5. Массовая доля кислорода в топливе	$O$	—
6. Низшая теплота сгорания топлива	$H_u$	<i>МДж/кг</i>
Параметры, характеризующие геометрические показатели двигателя и способ смесеобразования		
7. Степень сжатия	$\varepsilon$	—
8. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	—
9. Рабочий объем двигателя	$V_h$	<i>м<sup>3</sup></i>
10. Тип смесеобразования	—	—

Наименование		Обозначение	Размерность
Параметры внешней скоростной характеристики			
11.	Коэффициент приспособляемости по крутящему моменту	$K_M$	—
12.	Коэффициент приспособляемости по частоте вращения	$K_n$	—
13.	Номинальная мощность двигателя	$N_e$	кВт
14.	Частота вращения на номинальном режиме	$n_n$	мин <sup>-1</sup>
Параметры агрегата наддува и охладителя наддувочного воздуха:			
15.	КПД компрессора	$\eta_k$	—
16.	КПД турбины	$\eta_T$	—
17.	Температура охлаждающей жидкости ОНВ	$T_w$	К
18.	Эффективность охладителя на номинальном режиме работы	$\eta_{ОНВ}$	—
Параметры, характеризующие режим работы двигателя			
19.	Температура подогрева свежего заряда на номинальном режиме работы	$\Delta T$	—
20.	Шаг изменения частоты вращения	$\Delta n_d$	—
21.	Коэффициент избытка воздуха (для каждого рассматриваемого режима)	$\alpha_c$	—

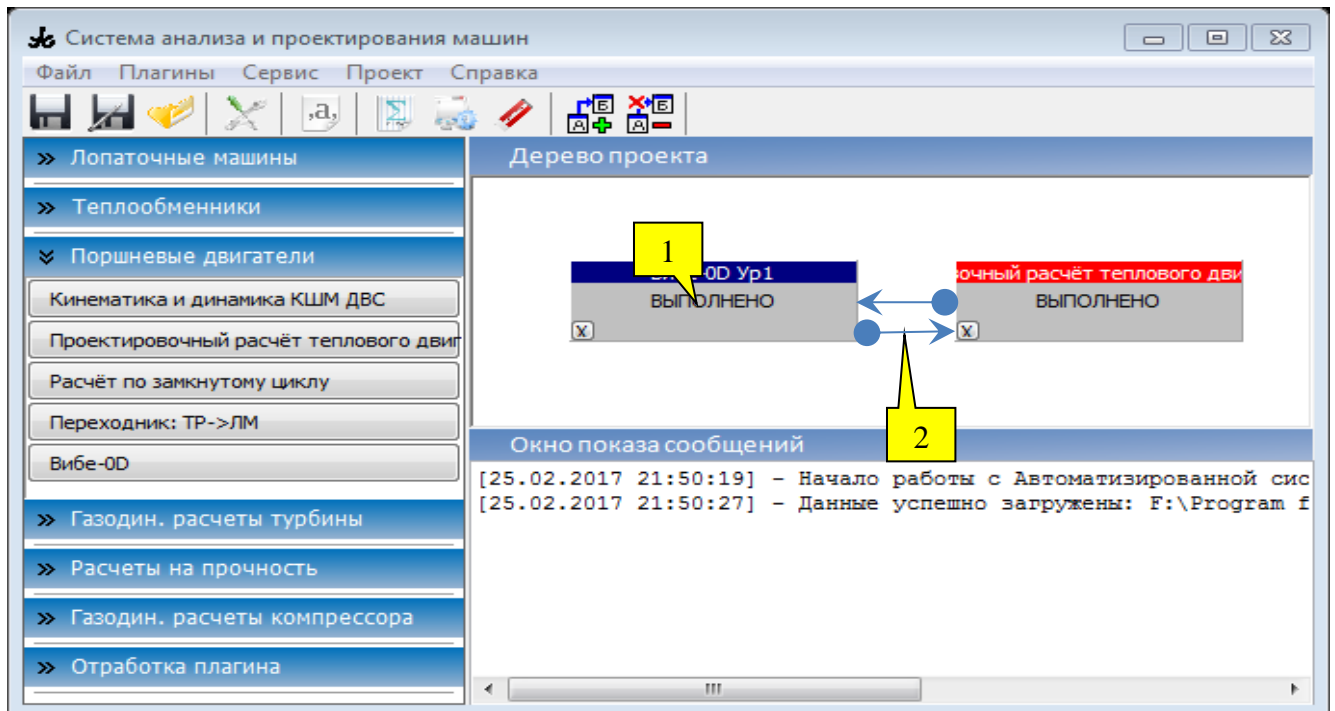
В таблице параметры с п. 1 по п. 10 имеют постоянные значения для всех режимов работы рассчитываемой КЭУ.

Параметры с п.15 по п. 18 могут изменять свои значения в зависимости от режима работы КЭУ и, при подборе агрегата наддува на КЭУ (также согласовании их совместной работы) значения этих параметров будут уточняться.

Значение коэффициента избытка воздуха (п. 21) необходимо для каждого скоростного режима. Этот параметр является очень важным, так как от него будет зависеть продолжительность процесса сгорания, показатель характера сгорания, температура в выпускном трубопроводе, расход топлива.

В ANDESS были добавлены специально разработанные плагины: «Тепловой расчёт рабочего цикла поршневых тепловых машин (двигателей)» [86] (реализует в себе предложенную модель теплового расчёта); и модернизированное программное обеспечение, созданное на базе «Автоматизированный выбор исходных данных для теплового расчёта поршневых тепловых машин (двигателей)» [87].

Перед выполнением расчётов в ПП ANDESS выполнено построение схемы работы плагинов, см. рисунок 3.1.



**Рисунок 3.1 – Рабочее окно программного обеспечения ANDESS. 1 - блок элемента двигателя, 2 – ребро указывающее направление потока передаваемых данных**

Несмотря на простоту схемы взаимодействия плагинов, они имеют достаточно сложную последовательность работы. Первым, запускается плагин, являющийся модернизацией программы автоматического выбора исходных данных (далее «плагин 1»), который подготавливает данные для работы плагина теплового расчёта (далее «плагин 2»). После выполнения теплового расчёта плагин 2 возвращает данные обратно плагину 1, где результат теплового расчёта анализируется и при необходимости корректируются исходные данные, затем повторяется

тепловой расчёт. После достижения требуемого результата плагин 1 подготавливает новые исходные данные уже для другого скоростного режима.

### 3.2 Расчётно-теоретическое исследование

#### *Объект расчёта.*

Расчёт выполнен для высокофорсированного дизельного двигателя производства ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». Основные характеристики дизеля взяты с интернет источника [91] и приведены в таблице 3.2

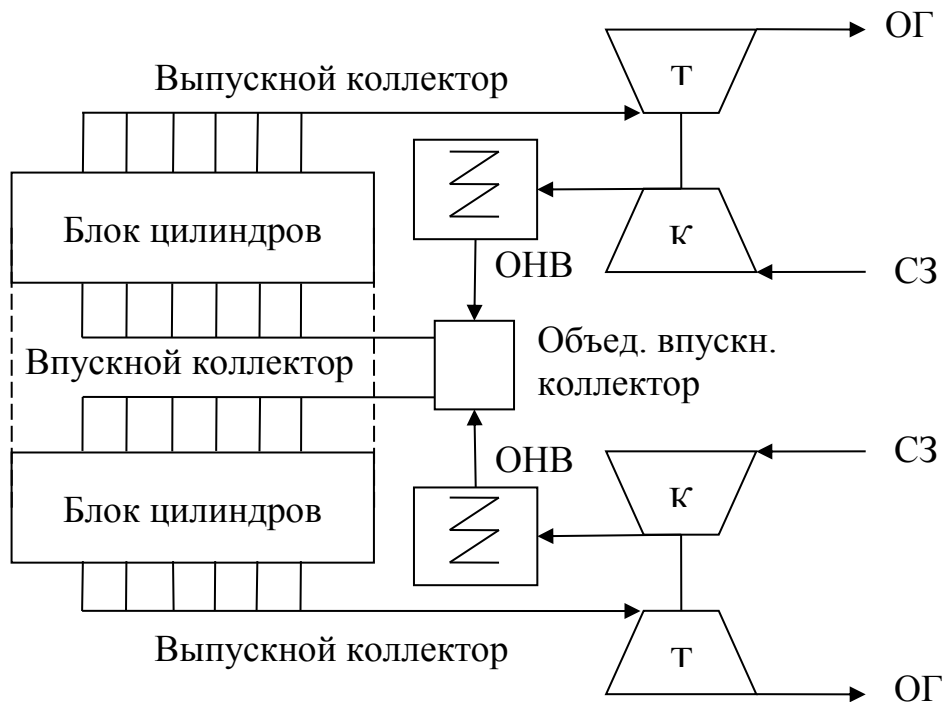
Таблица 3.2

№ п/п	Наименование параметра	Значение
1	Количество цилиндров	12
2	Отношение S/D	1,2
3	Расположение цилиндров	X-образное
4	Коэффициент приспособляемости	1,25
5	Рабочий объем, л	34,6
6	Удельная мощность, кВт/кг	1
7	Габаритная мощность, кВт/м <sup>3</sup>	1395
8	Литровая мощность, кВт/л	31,88
9	Мощность двигателя без сопротивления на впуске и выпуске, кВт	1103
10	Частота вращения, об/мин	2000
11	Масса, кг	1550



## Методика расчёта и исходные данные

Схема системы наддува показана на рисунке 3.2



*Рисунок 3.2 – Схема системы наддува*

Система наддува состоит из одноступенчатых агрегатов наддува со свободным ротором и охладителем наддувочного воздуха установленных на каждые 6 цилиндров. Впускные коллектора после ОНВ объединены в общий коллектор. Выпускные коллектора отдельные.

### *Методика расчёта параметров энергетической установки.*

Расчёт параметров энергетической установки выполнен по программе «Система анализа и проектирования тепловых машин» ANDESS. В программе реализовано моделирование рабочего цикла ПДВС, учитывающее особенности работы агрегата наддува:

- расход воздуха и степень повышения наддува, необходимые для достижения заданных параметров двигателя;

- располагаемые параметры газа до и после турбины;

- параметры и показатели рабочего цикла ПДВС:  $p_{\text{макс}}$ ,  $T_{\text{макс}}$ ,  $T_{\text{т}}$ ,  $T_{\text{к}}$ ,  $p_{\text{к}}$ ,  $p_{\text{т}}$ ,  $\eta_i$ ,

$\eta_{\text{ГТН}}$ ,  $\eta_{\text{е}}$ ,  $g_{\text{е}}$ ,  $p_{\text{е}}$ ,  $G_{\text{в}}$ ,  $G_{\text{т}}$ .

На первом этапе расчёта, на основании имеющихся технических данных двигателя (см. табл. 3.2) и информации, приведённой в технической литературе, с использованием эмпирической формулы (2), рассчитывается изменение мощности двигателя в зависимости от скоростного режима по внешней скоростной характеристике.

На втором этапе по заданным параметрам ВСХ в расчётных точках последовательно решаются системы уравнений для определения начальных условия протекания рабочего цикла ПДВС, затем выполняется тепловой расчёт (см. раздел 2.1.1), по результатам которого по методике формирования исходных данных (см. раздел 2.1.2) уточняются исходные данные и параметры работы агрегата наддува. Последовательность этих действий повторяется до снижения уровня ошибки определения параметров рабочего цикла до 0,1%, более подробно алгоритм работы программного обеспечения расписан в разделе 2.2.

### *Исходные данные*

Для выполнения расчётно-теоретического исследования необходимо задать ся параметрами проектируемого двигателя:

#### *Параметры окружающей среды:*

Давление окружающей среды  $p_0 = 101,3$  кПа для нормальных атмосферных условиях.

Температура окружающего воздуха  $T_0 = 293$  К принимается для нормальных атмосферных условий.

#### *Параметры используемого топлива:*

Средний элементарный химический состав топлива в весовых долях для дизельного топлива  $H = 0,870$ ,  $C = 0,126$ ,  $O = 0,004$ .

Низшая теплота сгорания топлива  $H_u = 42,44$  МДж, для дизельного топлива.

#### *Геометрические параметры двигателя:*

Степень сжатия  $\varepsilon$ , отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = r/l_{ш}$  заданы по образцу-прототипу.

*Параметры, характеризующие состояние рабочего тела на впуске и выпуске из двигателя:*

Величина подогрева свежего заряда  $\Delta T$  на номинальном режиме для четырёхтактного дизельного двигателя с наддувом принимаем  $\Delta T = 6$  град с последующим его изменением на остальных режимах.

*Параметры, характеризующие рабочий цикл в двигателе:*

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  в дизельных двигателях с неразделенной камерой сгорания без организованного завихрения воздуха принимаем для всех скоростных режимов, согласно таблице 3.3

Таблица 3.3

№ режима	1	2	3	4	5	6	7	8	Примечание
$n_d, \%$	66,6	71,4	76,1	80,9	85,7	90,4	92,5	100	
$\bar{\alpha}_c, \%$	86,74	88,95	92,81	97,23	98,9	100,5	100	100	

Условная продолжительность сгорания  $\varphi_z$  характеризует длительность и среднюю скорость сгорания, определяем по уравнению (48).

Таблица 3.4

№ режима	1	2	3	4	5	6	7	8	Примечание
$n_d, \%$	66,6	71,4	76,1	80,9	85,7	90,4	92,5	100	
$\bar{\varphi}_z, \%$	119	114	110	105	102	100	100	100	

Показатель характера сгорания  $m$ , для дизельного двигателя с неразделённой камерой сгорания, определяем по уравнению (49).

Коэффициент использования теплоты для дизельных двигателей с объёмным, определяем по формуле (50).

Угол опережения воспламенения  $\theta$ , определяем по уравнению (49).

Таблица 3.5

№ режима	1	2	3	4	5	6	7	8	Примечание
$\bar{n}_d, \%$	66,6	71,4	76,1	80,9	85,7	90,4	92,5	100	
$\bar{\theta}, \%$	76,9	83,66	87,8	89,6	90,3	92,4	95,55	100	

**Примечание:** в таблицах 3.3, 3.4, 3.5 за 100% приняты численные значения параметров, соответствующих номинальному режиму работы.

#### *Параметры агрегата наддува*

Значение КПД компрессора на всех режимах в первом приближении принято значение КПД 0,8.

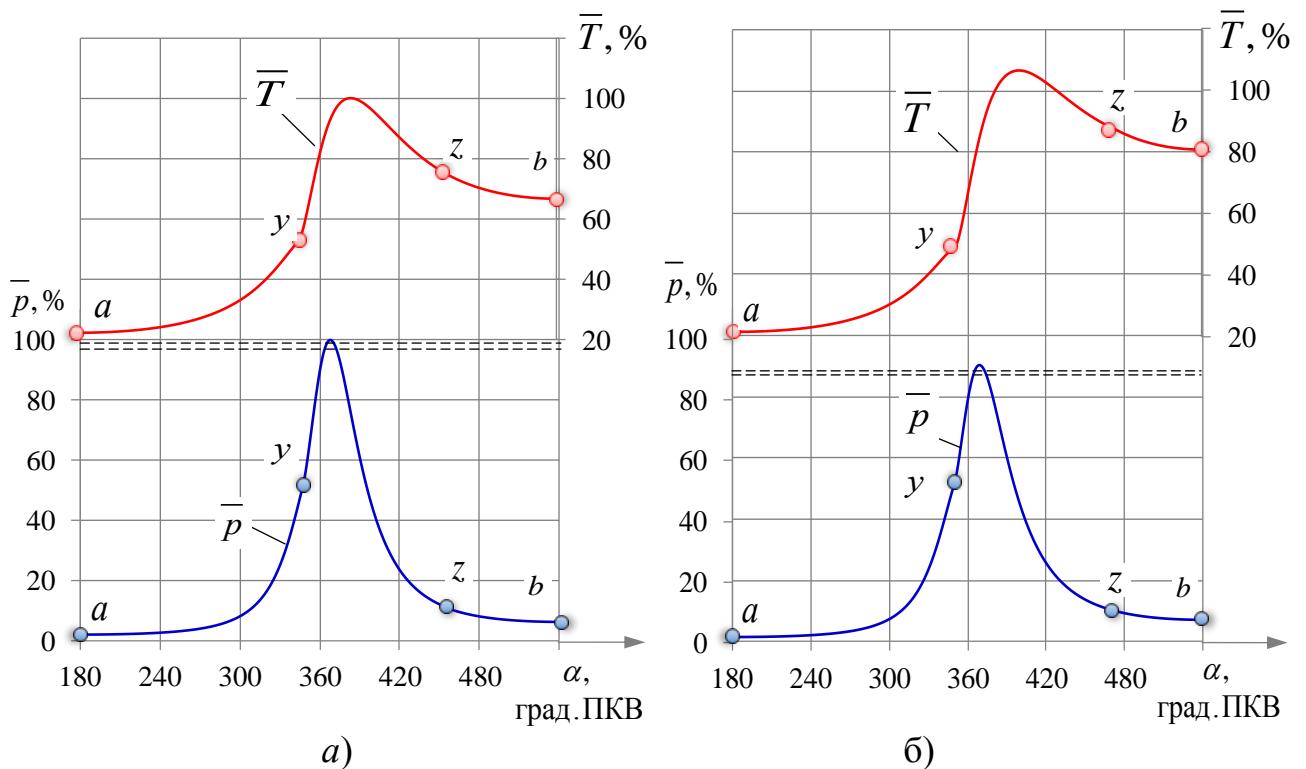
Общий КПД турбокомпрессора был принят на всех режимах равным 0,58.

Полный перечень исходных данных для всех режимов приведен в приложении Б.

#### *Результат выполнения расчётов*

Расчётное исследование комбинированного наддувного ПДВС выполнялось на режимах по внешней скоростной характеристике с шагом частоты вращения коленчатого вала  $\bar{n}_d = 6,5 \%$ .

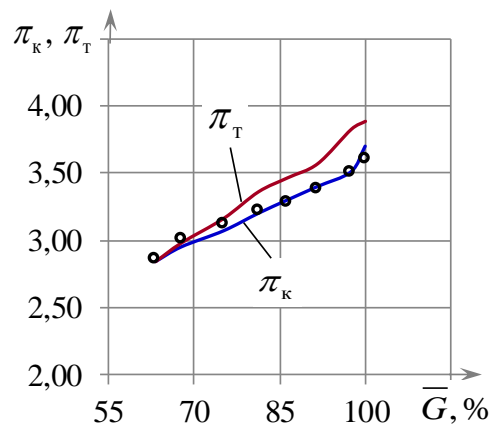
В результате расчётов определены численные значения параметров и показателей рабочего цикла поршневого наддувного ДВС, такие как:  $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$  (характер изменения текущих значений давления и температур рабочего тела внутри цилиндра, см. на рисунке 3.2),  $T_t$ ,  $T_k$ ,  $p_k$ ,  $p_t$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_{ГТН}$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $G_b$ ,  $G_t$ , сформированы требования к параметрам наддува двигателя выполнение которых необходимо для получения заданных параметров внешней скоростной характеристики. Рассчитанные значения давления наддува  $p_k$  и расхода воздуха  $G_b$  на каждом скоростном режиме, представив в графическом виде (см. рисунок 3.4) можно использовать при подборе компрессора агрегата наддува по газодинамической характеристике [полученной на безмоторном экспериментальном стенде АО СКБ «Турбина» (подробное описание стенда приведено в разделе 4)].



**Рисунок 3.3** – Индикаторные « $p$ - $\alpha$ » и « $T$ - $\alpha$ » диаграммы рабочего цикла наддувного ПДВС 12ЧН15/16:

- а) режим номинальной мощности ( $\bar{\theta} = 100\%$ ,  $\bar{\alpha}_c = 100\%$ ,  $\pi_k = 3,65$ );  
 б) режим максимального крутящего момента ( $\bar{\theta} = 83,66\%$ ,  $\bar{\alpha}_c = 88,95\%$ ,  $\pi_k = 2,84$ ). Штрих-пунктирной линией отмечены показания максиметра при работе ЭУ на соответствующих режимах.

**Примечание:**  $\bar{p}$ ,  $\bar{T}$  – текущие относительные давление и температура РТ соответственно (за 100% приняты  $p_{\text{макс}}$  и  $T_{\text{макс}}$ , относящиеся к номинальному режиму работы дизеля).



**Рисунок 3.4** – Изменение параметров агрегата наддува в функции расхода воздуха (влияние эффективности нагнетателя не учитывается)

При нанесении на характеристику компрессора полученных расчётом параметров наддува, оценивается частота вращения ротора агрегата наддува. По полученной частоте вращения ротора, давлению и температуре на входе в турбину  $p_t$ ,  $T_t$ , можно подобрать турбину по его газодинамической характеристике.

Расчётом было проанализировано влияние увеличения коэффициента полезного действия на 3% на параметры наддува и параметры комбинированной установки в целом. При увеличении КПД компрессора расчётом было получено снижение требуемого уровня степени повышения давления в компрессоре для достижения комбинированной энергетической установкой необходимой мощности, также уменьшилось количество потребляемого объектом расчёта топлива, что означает увеличение эффективности работы установки. Уменьшение потребляемой мощности компрессором уменьшило необходимое давление газа перед турбиной.

При выполнении расчётного анализа основные компоненты модели, предусматривающие аналитическое описание процессов, протекающих в камере сгорания поршневой части машины и агрегате наддува использованы в замкнутой модели расчёта РЦ применительно к частоте вращения коленчатого вала энергетической установки в пределах  $n_m \leq n \leq n_n$  при работе с полной нагрузкой (безрегуляторная ветвь ВСХ), дают возможность заметно сократить затраты времени на процедуру оценки численных значений исходных данных при выполнении теплового расчёта двигателя, повысить степень объективности оценки влияния параметров на работу установки в целом при проведении расчётного исследования на предпроектных, проектных и доводочных этапах работ.

## **4 Программа и методика экспериментального исследования, экспериментальная установка и измерительная аппаратура**

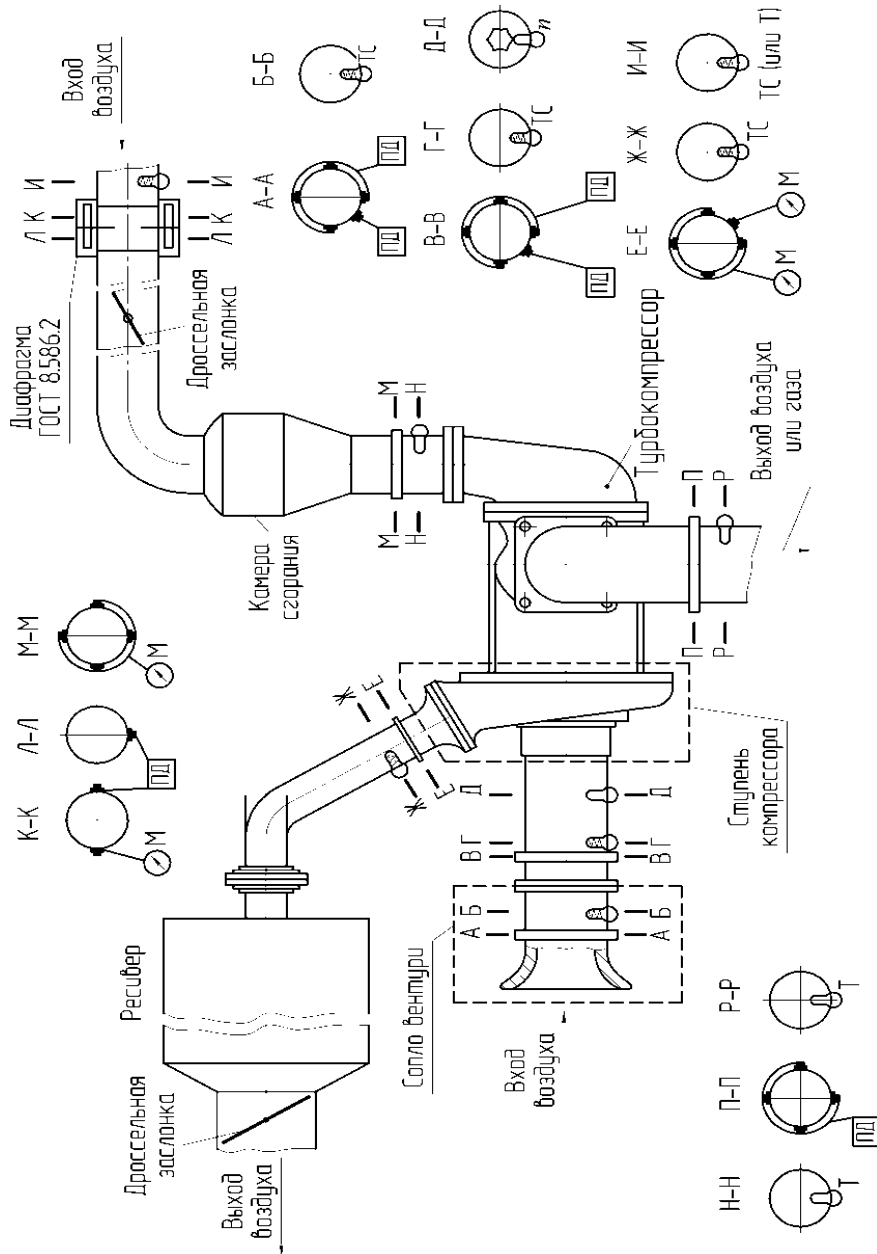
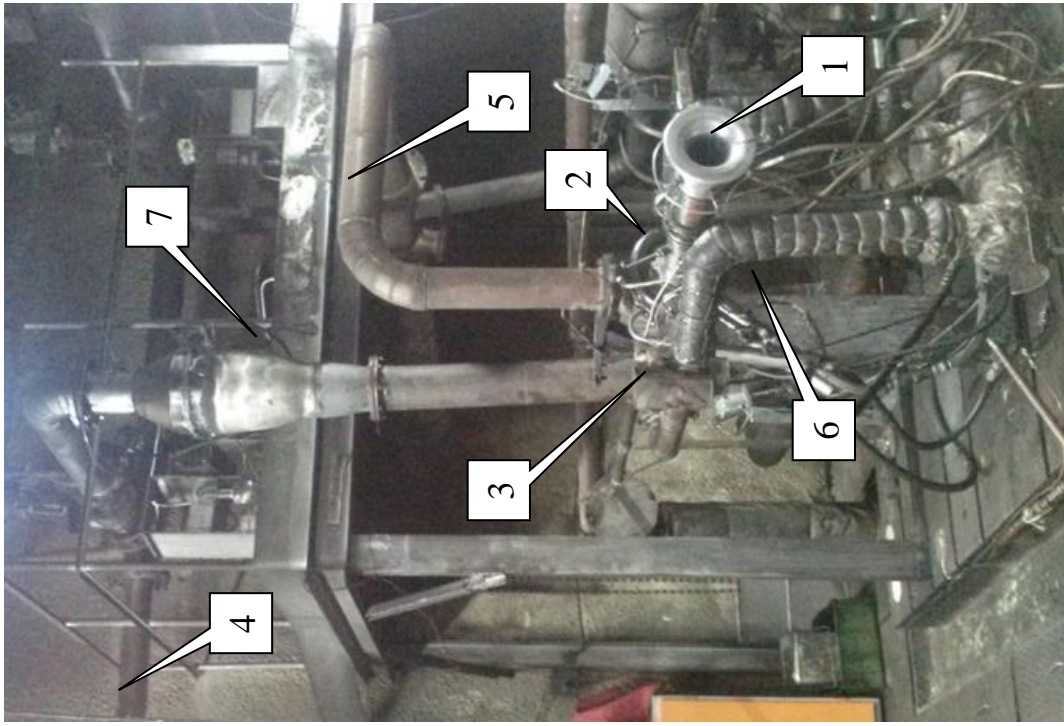
### **4.1 Экспериментальные установки и приборы**

Определение газодинамических характеристик компрессора и турбины выполнялись на безмоторном стенде АО СКБ «Турбина», а определение внешней скоростной характеристики двигателя выполнялось на производственно-экспериментальной базе ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК».

#### **4.1.1 Общая характеристика оборудования для экспериментальных исследований**

Испытания турбокомпрессора проводились на специально созданном безмоторном стенде АО СКБ «Турбина» [92], который представляет из себя собой совокупность систем трубопроводов предназначенных для подачи и отвода газа турбины агрегата ГТН, подвода и отвода воздуха компрессора. В системе трубопроводов установлены электромеханические устройства регулирования и элементы измерительной системы. На объект испытания установлено виброизмерительное оборудование. Измерительное оборудование через средства связи с ПК и установленным пакетом программного обеспечения, объединены в единую измерительную систему. Все системы и агрегаты, упомянутые выше, использованы с целью создания условий для проведения испытаний ТКР по определению газодинамических и эксплуатационных характеристик в соответствии с требованиями нормативных документов.

*Система трубопроводов* подвода и отвода рабочего тела турбины ГТН и система трубопроводов подвода и отвода РТ компрессора ГТН, место установки первичных средств измерений и место установки ГТН показана на рисунке 4.1.



а)

б)

**Рисунок 4.1** – Схема расположения ГТН и средств контроля параметров его работы на безмоторной исследовательской установке а) (условные обозначения средств контроля, см. в подрисуночной надписи рис. 2); Общий вид безмоторной исследовательской установки б): 1 – Сопло Вентури и вход воздуха; 2 – компрессор; 3 – турбина; 4 – подвод воздуха или газа; 5 – отвод воздуха или газа из турбины; 6 – отвод воздуха из компрессора; 7 – камера сгорания

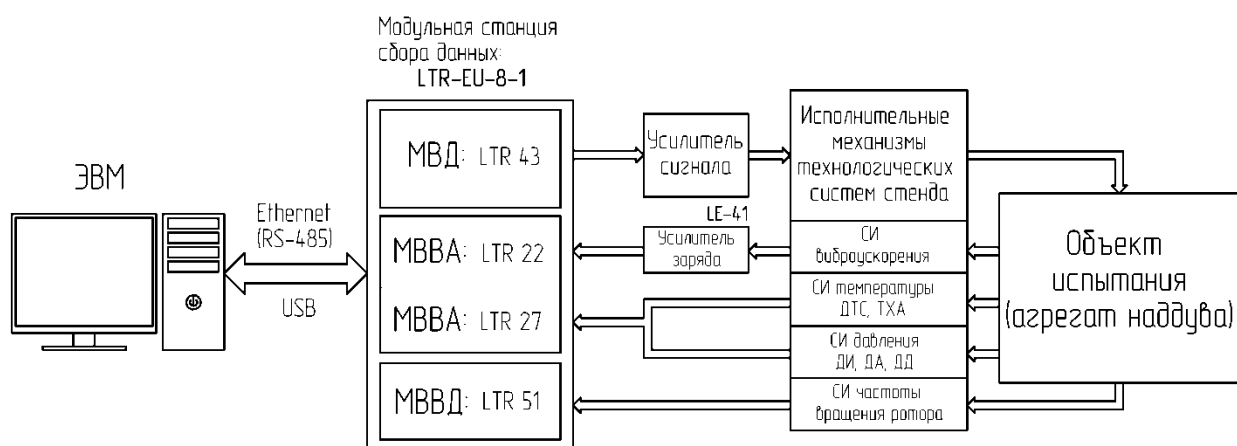


### *Измерительная система*

Схемой контроля параметров (рисунок 4.1) для определения частоты вращения колеса компрессора, которая может находиться в диапазоне от 0 до 120 000 мин<sup>-1</sup> (0 ... 2000 Гц), предусмотрено использование бесконтактных датчиков индуктивного типа. Такой датчик выполнен в виде катушки с боковым магнитным сердечником. Он (датчик) устанавливается в корпусе компрессора над гайкой крепления колеса к валу. При прохождении под сердечником грани гайки магнитный поток датчика изменяется, и в катушке датчика индуцируется электродвижущая сила [93]. Соответствующий сигнал передаётся на регистрирующую аппаратуру.

В качестве вторичного средства измерения выбрана модульная станция сбора данных LTR-EU-8-1 компании L-CARD [94] (см. приложение А). Важное качество этой станции заключается в том, что её конструкция позволяет конфигурировать измерительный комплекс универсальными и специализированными модулями LTR-серии. Станция может быть подключена к ЭВМ (ПК) с помощью унифицированного интерфейса Fast Ethernet или USB.

Общая схема связи первичных СИ, используемыми на безмоторной установке с системой сбора данных поясняется рисунке 4.2.



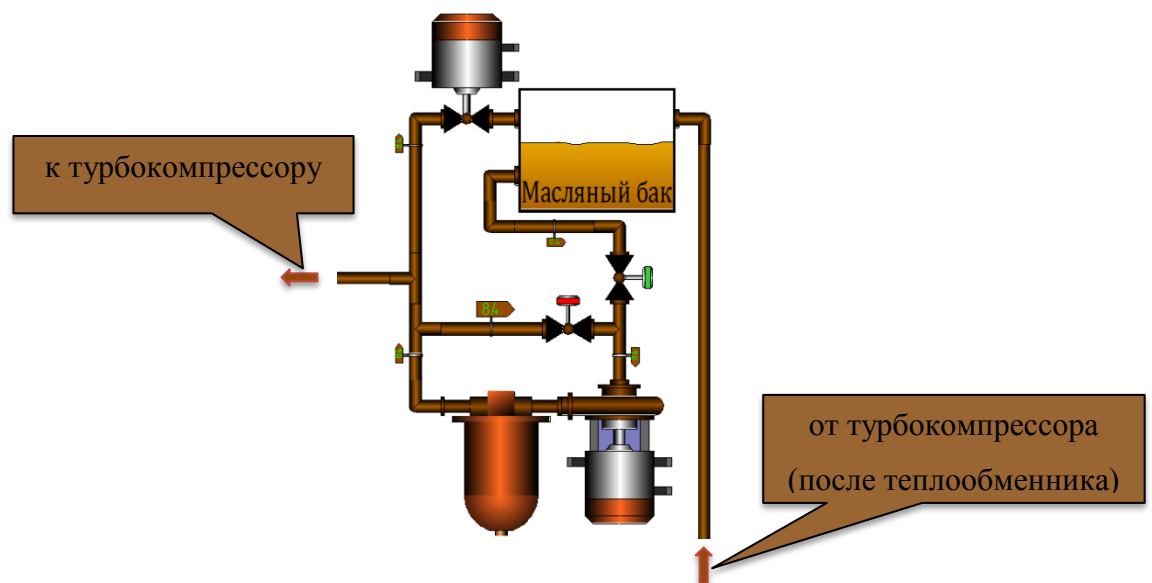
**Рисунок 4.2 – Принципиальная схема связи используемых на установке датчиков с регистрирующей системой и ЭВМ: МВД – модуль вывода дискретных сигналов; МВВА – модуль ввода аналоговых сигналов; МВВД – модуль ввода дискретных сигналов**

Для обеспечения совместной работы ЭВМ (ПК) с модульной системой сбора данных LTR разработано, специальное программное обеспечение (ПО) [95]. ПО написано в среде Delphi на языке Pascal и работает на операционной системе общего назначения Windows XP SP3 и выше. В ходе испытаний ПО автоматически выполняет расчёт основных параметров компрессора (а также турбины, как источника энергии для привода компрессора, результаты обработки выдаются на дисплей ЭВМ. Заметим так же, что рассмотренная схема безмоторной установки была использована и для целей безмоторных испытаний турбины надувочных агрегатов. В этом случае компрессор выполнял функцию нагрузочного устройства [96, 97].

Средства измерения, используемые в стенде имеют сертификат типа и поверены в соответствии с ПР 50.2.006. При использовании СИ пользовались стандартизованные методы измерения.

### *Система подачи масла*

Предназначена для обеспечения работоспособности ГТН. Система может подавать масло к ГТН с температурой до 100°C и с давлением до 1 Мпа. Схема масляной системы приведена на рисунке 4.3



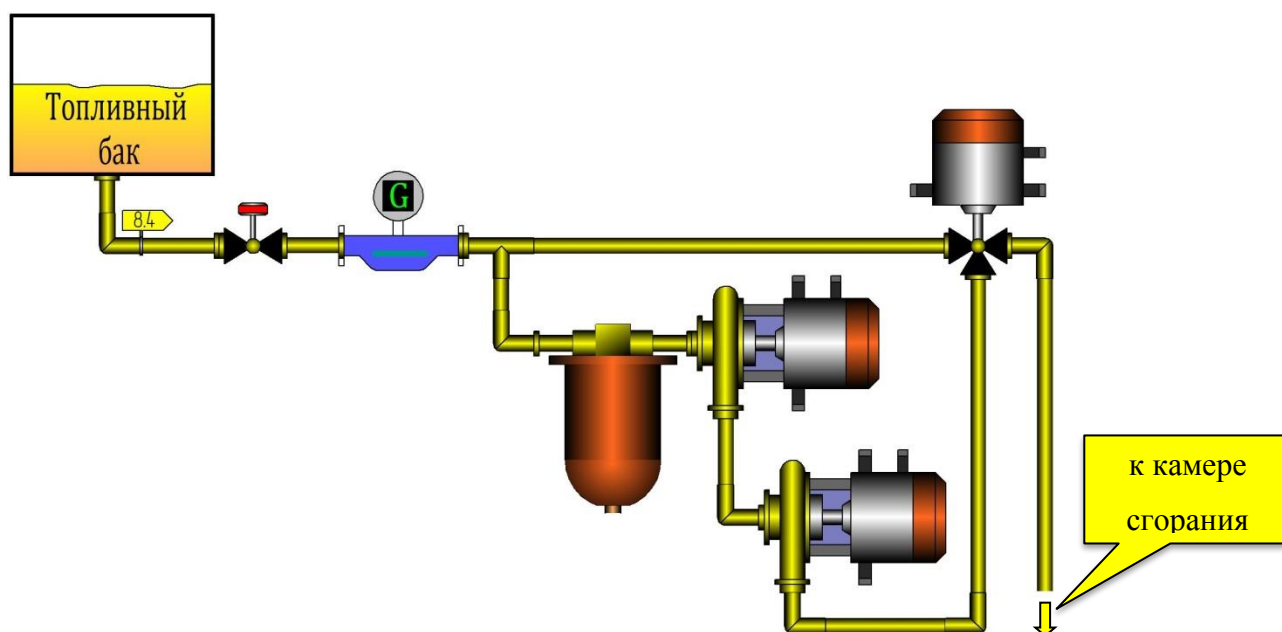
**Рисунок 4.3 – Схема масляной системы безмоторного стенда испытаний ГТН.**

### ***Система подачи охлаждающей жидкости (воды)***

Для испытаний турбокомпрессоров оборудованных полостью охлаждения стенд позволяет подавать охлаждающую жидкость в агрегат ГТН под давлением до 0,4 МПа и температурой до 100°С.

### ***Система подачи топлива в камеру сгорания***

Система предназначена для подачи топлива в камеру сгорания (см. рисунок 4.1) для обеспечения подогрева РТ, подаваемого в турбину до температуры 820 °С. Схема топливной системы см. на рисунке 4.4



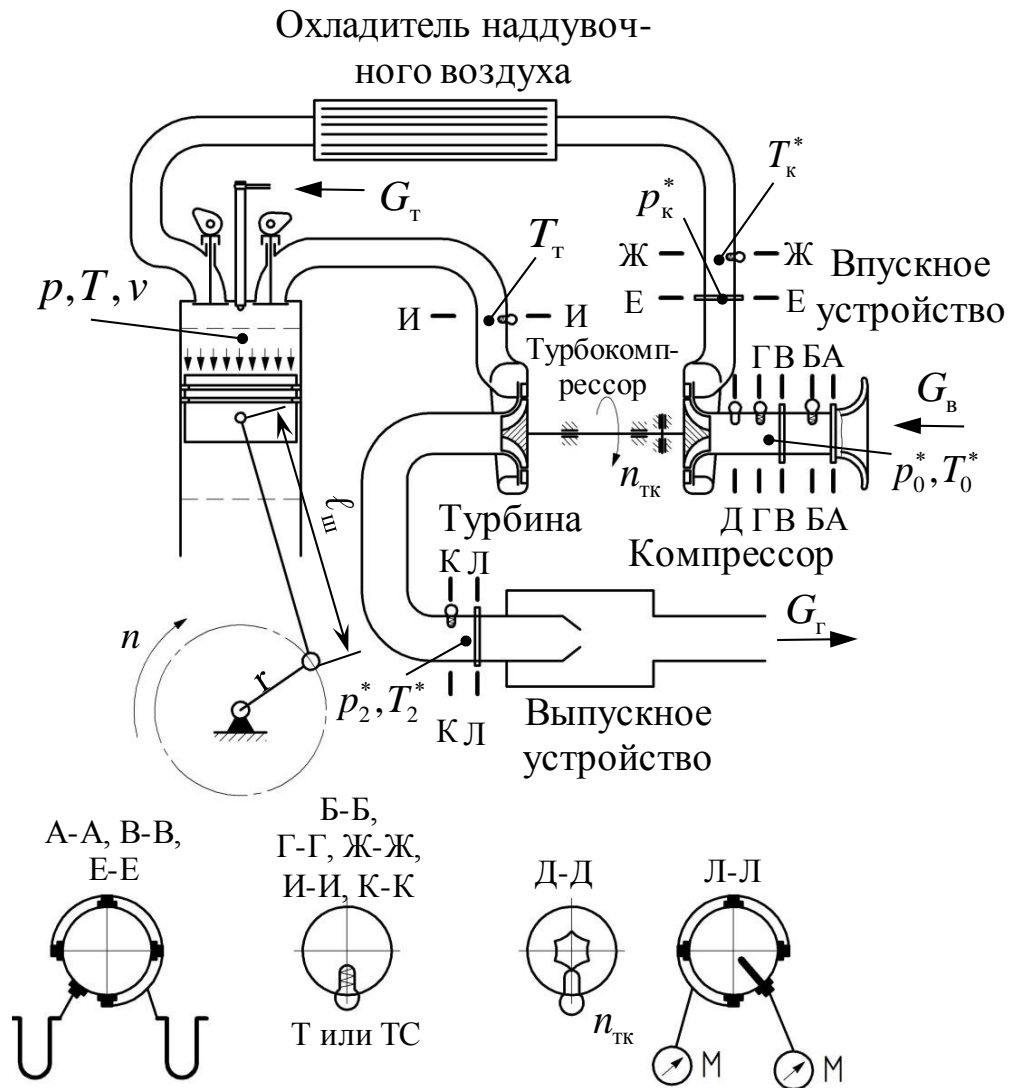
***Рисунок 4.4 – Схема топливной системы стенда***

Перечень средств измерений и погрешность измерений указаны в таблице 4.2.

***Испытания двигателя*** проводились на производственно-экспериментальной базе ООО «ЧТЗ-Уралтрак», оборудованной:

- Измерительным устройством расхода воздуха (коллектор мерный)  $d_k = 100$  мм на входе в ступень компрессора для измерения расхода воздуха через компрессор;

- Первичными измерительными преобразователями (ПИП) и средствами измерений;
- Устройством нагружающим двигатель (гидротормоз);
- Системой подачи топлива;
- Системой подачи охлаждающей жидкости;
- Дистанционной системой регулировки положения органов управления топливной аппаратуры;
- Сжатым воздухом для обеспечения пуска.



**Рисунок 4.5 - Схема установки наддувного ПДВС и средств контроля параметров его работы**

На рисунке 4.5 приняты следующие условные обозначения:  
 ТС– термометр сопротивления; Т– термоэлектрический преобразователь;

ПД – преобразователь давления; М – манометр; ■ – отбор статического давления; † – отбор полного давления; n – датчик частоты вращения ротора ГТН; G – датчик расхода.

#### 4.1.2 Приборы и оценка точности измерений

Измеряемые параметры и средства измерения, используемые при снятии характеристики ступени компрессора и ступени турбины.

Таблица 4.1 - Измеряемые параметры при испытаниях турбокомпрессора

Наименование параметра, единицы измерения	Диапазон измерений	Первичное средство измерений	Кол-во точек, сечение (рисунки)	Суммарная отн. погр. измерения
1 Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	(1...80)×10 <sup>3</sup>	46.15.010-02	1, Д-Д (рис 1) К-К (рис 2)	±0,50%
2 Давление барометрическое, кПа	96...104	ДДМ-03-ДА-250-МИ	1	±0,51%
3 Статическое давление в мерном коллекторе (dk=90 мм), кПа	0...19,6	ПД200-ДД0,04М-155-0,1-2-Н	4, А-А (рис 1)	±0,15%
4 Температура воздуха перед мерн. коллект, °С	293...323	ДТС145Л-50М.0,5.60.И.[16]	1, Б-Б (рис 1)	±0,52%
5 Статическое давление на входе в компрессор, кПа	0...19,6	ПД200-ДД0,04М-155-0,1-2-Н	4, В-В (рис 1)	±0,15%
6 Температура воздуха на входе в компрессор, °С	293...323	ДТС145Л-50М.0,5.60.И.[16]	1 Г-Г (рис 1)	±0,52%
7 Статическое давление на выходе из компрессора, кПа	0...500	ПД100-ДИ0,6М-0,5.И.11	4 Е-Е (рис 1)	±0,10%
8 Температура воздуха на выходе из компрессора, °С	0...180	ДТС145Л-100П.0,25.60.И.[5]	2 Ж-Ж (рис 1)	±0,25%
9 Статическое давление на входе в сужающее устройство, кПа	0...980	ПД100-ДИ1,0М-0,5.И.11	1, К-К (рис 1) А-А (рис 2)	±0,10%
10 Статическое давление перед турбиной, кПа	0...400	ПД100-ДИ0,4М-0,5.И.11	4 М-М (рис 1) Г-Г (Рис 2)	±0,10%
11 Температура среды перед турбиной при снятии характеристики, °С	воздух	ДТС145Л-50М.0,5.60.И.[1]	1, Н-Н (рис 1) Д-Д (рис 2)	±0,67%
	газ	Т-82К		±0,75%
12 Температура среды за тур-	воздух	ДТС145Л-50М.0,5.60.И.[1]	1 Р-Р (рис 1)	±0,67%

биной при снятии характеристики, °С	газ	0...900	Т-82К	Е-Е (рис 2)	±0,75%
13	Сила на плече гидротормоза, Н	0...80	1778 ДСТ0,08	1	±0,14%
14	Время, мин	0...15	СИ-8	1	±0,07%

Измеряемые параметры, средства измерений и погрешность средств измерений используемых при снятии внешней скоростной характеристики дизеля.

Таблица 4.2 - Измеряемые параметры при испытаниях турбокомпрессора

Наименование параметра, единицы измерения	Диапазон измерений	Первичное средство измерений	Кол-во точек, сечение	Суммарная отн. погр. измерения
1 Крутящий момент, кгс·м	0...1900	«SCHENK» типа Д-1900-2	1	±1,0%
2 Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	(1...80)х10 <sup>3</sup>	46.15.010-02	1, Д-Д	±0,50%
3 Частота вращения колленчатого вала, об/мин	50...9999	Универсальный счетчик LUZ11/36	1	±0,5%
4 Расход топлива, кг/ч	0...2	Расходомер AVL 7011	1	±1,0%
5 Разрежение воздуха на впуске, мм вод.ст., статическое	0...1250	Двухтрубный мановакуумметр 1250-0-1250 мм ц.д. 5 мм вод.ст.	2, В-В	±0,2%
6 Избыточное давление наддува, кгс/см <sup>2</sup>	0...4,0	Манометр МТИ кл. 0,6 ГОСТ 2405	2, И-И	±0,1%
7 Атмосферное давление, кПа	96...104	Барометр БАММ 80-106 кПа ТУ 25.11-1513	1	±0,5%
8 Противодавление газов на выпуске, кгс/см <sup>2</sup> - статическое - полное	0...0,6	Манометр МТИ 0-0,6 кгс/см <sup>2</sup> , кл. 0,6 ГОСТ 2405	2, Е-Е	1,0% 1,5%
9 Давление картерных газов, мм вод.ст.	0...2000	Двухтрубный мановакуумметр 1000-0-1000 мм ц.д. 5 мм вод.ст.	1	±0,5%
10 Температура воздуха, К: - на впуске - после компрессора - после ОНВ	293...323 273...453 273...453	ТСМ гр.50М ГОСТ 6651 Термопара ХК (L)	2, Б-Б 2, И-И 4, К-К	±0,52% ±1,2% ±1,2%
11 Температура выпускных газов, °С	0...800	Термопара Т-80Т гр.ХА;	2, Ж-Ж	±1,2%

Наименование параметра, единицы измерения	Диапазон измерений	Первичное средство измерений	Кол-во точек, сечение	Суммарная отн. погр. измерения
12 Температура топлива перед топл.подкач. насосом, °С	293...323	ТСМ гр. 50М ГОСТ 6651	1	±0,52%
13 Циркуляционный расход ОЖ, т/ч: - в основном контуре; - в контуре ОНВ	0...26	прибор КСДЗ 0-26 т/ч, кл. 1,0 ГОСТ 8.586.1, ГОСТ 8.586.2, ГОСТ 8.586.5	2	±2,3 % ±2,1 %
14 Перепад давлений на лемнискате, мм вод.ст.	0...2000	Двухтрубный мановакуумметр 1000-0-1000 мм, ц.д. 2 мм вод.ст.	2, А-А	±0,1%
15 Плотность воды, топлива, масла при 20°С, кг/м <sup>3</sup>	0,5...2	Ареометр АОН ГОСТ 18481; термометр ТИН-5 ГОСТ 400; термостат с погрешностью измерений не более 0,2°С	1	± 1кг/м <sup>3</sup>

### **Оценка погрешности косвенных измерений**

Все погрешности косвенных измерений определены для доверительной вероятности  $\zeta = 0,95$ .

Для расчёта погрешностей использован упрощённый порядок расчёта.

Абсолютную погрешность определим по уравнению

$$\Delta_z = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial a} \Delta_a\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b} \Delta_b\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial c} \Delta_c\right)^2 + \dots}$$

Относительную погрешность определим по уравнению

$$\varepsilon_z = \sqrt{\left(\frac{\partial \ln z}{\partial a} \Delta_a\right)^2 + \left(\frac{\partial \ln z}{\partial b} \Delta_b\right)^2 + \left(\frac{\partial \ln z}{\partial c} \Delta_c\right)^2 + \dots} \times 100\%$$

В записанных уравнениях приняты следующие обозначения:

$a, b, c$  — символы прямо измеряемых величин;

$z$  — символ косвенно измеряемой величины;

$\Delta_a, \Delta_b, \Delta_c, \varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c$  — абсолютные и относительные погрешности прямо измеряемых величин;

$\frac{\partial f}{\partial a}, \frac{\partial f}{\partial b}, \frac{\partial f}{\partial c}$  – частные производные искомой функции.

Для примера выполним расчёт относительной погрешности косвенного измерения – степени повышения давления  $\pi_k$ . Расчёты относительных погрешностей остальных косвенных измерений приводиться не будут, результаты расчётов сведены в таблицу 4.2.

Степень повышения давления, как отношение абсолютных давлений на входе и выходе из ступени компрессора при определении во время эксперимента примет вид:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_1} = \frac{B_0 + \Delta p_k}{B_0 - \Delta p_1}.$$

Погрешность измерения степени повышения давления определим по уравнению

$$\varepsilon_{\pi_k} = \sqrt{\left(+1 \cdot \varepsilon_{p_k}\right)^2 + \left(-1 \cdot \varepsilon_{p_1}\right)^2} = \sqrt{\varepsilon_{p_k}^2 + \varepsilon_{p_1}^2}.$$

На основании таблиц 4.1 и 4.2 определим значения прямо измеряемых величин и их относительные и абсолютные погрешности, участвующих при определении  $\pi_k$ :

$$\overline{B_0} = 104 \text{ кПа}, \quad \Delta_{B_0} = 0,54, \quad \varepsilon_{B_0} = 0,51\% ;$$

$$\overline{\Delta p_k} = 500 \text{ кПа}, \quad \Delta_{\Delta p_k} = 0,51, \quad \varepsilon_{\Delta p_k} = 0,52\% ;$$

$$\overline{\Delta p_1} = 19,6 \text{ кПа}, \quad \Delta_{\Delta p_1} = 0,03, \quad \varepsilon_{\Delta p_1} = 0,15\% .$$

Относительная погрешность

$$\Delta_{p_k} = \sqrt{\Delta_{B_0}^2 + \Delta_{\Delta p_k}^2} = \sqrt{0,54^2 + 0,51^2} = 0,742; \quad \varepsilon_{p_k} = \frac{0,742}{500+104} \times 100\% = 0,122\% ;$$

$$\Delta_{p_1} = \sqrt{\Delta_{B_0}^2 + \Delta_{\Delta p_1}^2} = \sqrt{0,54^2 + 0,03^2} = 0,540; \quad \varepsilon_{p_1} = \frac{0,540}{19,6+104} \times 100\% = 0,43\% ;$$

$$\varepsilon_{\pi_k} = \sqrt{0,122^2 + 0,430^2} = 0,446\% \approx 0,45\% .$$



Таблица 4.3

Наименование параметра, единицы измерения	Обознач.	Суммарная относительная погрешность	Примечание
1 Степень повышения давления	$\pi_k$	$\pm 0,45 \%$	
2 Коэффициент полезного действия ступени компрессора	$\eta_{к.ад.}$	$\pm 0,81 \%$	
3 Коэффициент полезного действия ступени турбины	$\eta_T$	$\pm 1,24 \%$	
4 Пропускная способность ступени турбины, $\text{см}^2$	$\mu F$	$\pm 0,75 \%$	
5 Относительный напор	$\overline{H}_T$	$\pm 0,80 \%$	
6 Эффективная мощность, л.с.	$N_e$	$\pm 1,30 \%$	Расчёт погрешностей выполнен по методу ОСТ ВЗ-6879-97
7 Удельный расход топлива, $\frac{\text{г}}{\text{л.с.}\times\text{ч}}$	$g_e$	$\pm 1,60 \%$	
8 Расход воздуха через двигатель, расход воздуха через компрессор при проведении испытаний, кг/с	$G_e$	$\pm 1,00 \%$	

## 4.2 Программа и методика экспериментального исследования

### *Определение характеристики компрессора.*

Газодинамическая характеристика компрессора строится в виде зависимости изменения степени повышения давления от расхода воздуха при постоянной частоте вращения ротора.

Характеристика компрессора определяется на частотах вращения ротора и при значениях параметров, указанных в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Наименование параметра	Значение
1 Приведённая частота вращения ротора $n \pm 1 \times 10^3$ , $\text{мин}^{-1}$	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65
2 Температура среды перед турбиной $T_T$ , К ( $^{\circ}\text{C}$ )	$773 \pm 50$ ( $500 \pm 50$ )
3 Температура масла на входе в подшипник $T_{\text{МВХ}}$ , К ( $^{\circ}\text{C}$ )	$363 \pm 5$ ( $90 \pm 5$ )
4 Давление масла на входе в подшипник $p_{\text{МВХ}}$ , МПа ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ )	$0,6 \pm 0,05$ ( $6 \pm 0,5$ )

Физическая частота вращения ротора веток характеристики компрессора корректируется по замеренной температуре воздуха на входе в компрессор,  $n_{np}$ , мин<sup>-1</sup>:

$$n_{np} = n \cdot \sqrt{\frac{293}{T_1}}. \quad (54)$$

Каждая ветвь характеристики компрессора определялась в диапазоне расходов воздуха от минимального в предпомпажной точке (вблизи границы устойчивой работы компрессора) до максимально возможного значений расходов открытием дросселя на выходе из компрессора.

Ветвь характеристики компрессора содержит 10 – 12 точек, из которых не менее трёх точек, снятых при закрытии дросселя.

Значения температуры и давления масла на входе в подшипник устанавливается по таблице 4.4.

#### ***Определение характеристики турбины.***

Характеристика турбины строится в виде зависимости КПД и пропускной способности ступени турбины от относительного напора.

Газодинамическая характеристика турбины должна определяться на воздухе для частот вращения ротора, соответствующих температуре газа перед турбиной, указанных в таблице 4.4.

Физическая частота вращения ротора при снятии характеристики турбины должна определяться по температуре газов перед турбиной, исходя из условия равенства чисел Маха при работе турбины на воздухе и газе

$$n = n_{np} \cdot \sqrt{\frac{k_g \cdot T_{TB}}{k_g \cdot T_T}},$$

где  $k_b = 1,4$  – показатель адиабаты для воздуха;

$k_T = 1,3$  – показатель адиабаты для газа.

Максимальное давление воздуха перед турбиной на заданном значении  $n_{пр}$  должно превосходить своё расчётное значение не менее, чем на от 0,01 до 0,02 МПа (от 0,1 до 0,2 кг/см<sup>2</sup>). На остальных ветках характеристик максимальное давление перед турбиной ограничивается загрузочной способностью гидротормоза.

Каждая точка характеристики снималась на установившемся режиме по частоте вращения ротора и температуре газов на входе в турбину.

На каждой ветке характеристики обязательно снимается «нулевая точка» без подачи воды в гидротормоз.

### ***Определение внешней скоростной характеристики двигателя***

Внешняя скоростная характеристика двигателя строится в виде изменения максимального значения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Внешнюю скоростную характеристику снимают при положении органов управления топливной аппаратуры, соответствующем максимальной подаче топлива, путём постепенного увеличения нагрузки в диапазоне частот вращения коленчатого вала от частоты вращения двигателя при  $N_{e\max}$  до частоты вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, см. таблицу 4.5.

Для контроля внешнюю скоростную характеристику снимают и в обратной последовательности.

Таблица 4.5 - Значения частот вращения коленчатого вала при снятии внешней скоростной характеристики двигателя

Наименование параметра	Значение
1 Частота вращения коленчатого вала $n_d, \%$	100; 90,4; 80,9; 71,4; 61,9, 66,6*; 76,2*; 85,7*; 95,2*

**Примечание** \* - при снятии ВСХ для контроля.

Перед началом измерений параметров дизель должен проработать на заданном стационарном режиме не менее 5 мин., считая с момента стабилизации теплового состояния по температуре ОЖ и масла.

Измерения проводят не менее двух раз на каждом стационарном режиме.

Максимальную мощность двигателя определяют на основе измерения нагрузки (путём снятия показаний с нагружающего устройства при положении органов управления топливной аппаратуры, соответствующем максимальной подаче топлива) на частоте вращения коленчатого вала 100% для режима  $N_c$ .

Максимальный крутящий момент двигателя определяют путём снятия показаний с нагружающего устройства при положении органов управления топливной аппаратуры, соответствующем максимальной подаче топлива при частоте вращения коленчатого вала 66,6% для максимального крутящего момента двигателя.

Часовой расход топлива определяют по времени выработки контрольной дозы (2кг) топлива на соответствующем режиме работы двигателя, как среднее арифметическое двух последовательных измерений. Показания времени двух следующих один за другим измерений не должны отличаться друг от друга более чем на 2%.

Расход воздуха определяют при помощи сужающих устройств (лемнискат), расчёт, изготовление и установку которых осуществляют в соответствии с действующими НТД, утверждёнными в установленном порядке.

Испытания проводят при температуре воздуха на впуске, равной температуре окружающей среды.

Коэффициент приспособляемости двигателя определяют, как отношение максимального крутящего момента двигателя к крутящему моменту на режиме максимальной мощности двигателя.

Приведение эффективной мощности и удельного расхода топлива см. в подразделе 4.3.

### 4.3 Методика (её особенности) обработки результатов испытаний

#### *Обработка результатов испытаний компрессора.*

Обработка результатов испытаний в соответствии с целью испытаний для графического построения характеристик компрессора (зависимостей степени повышения давления  $\pi_k$  и адиабатического коэффициента полезного действия компрессора  $\eta_{k ад}$  от приведённого расхода воздуха через компрессор  $G_{в. пр.}$  на принятых приведённых частотах вращения ротора) должна производиться с определением:

- степени повышения давления  $\pi_k$ ;
- адиабатического коэффициента полезного действия компрессора  $\eta_{k ад}$ ;
- приведённого расхода воздуха  $G_{в. пр.}$ .

Степень повышения давления компрессора  $\pi_k$  должна определяться по формуле:

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_1}$$

Адиабатический коэффициент полезного действия компрессора  $\eta_{кад}$  должен определяться по формуле:

$$\eta_{к. ад.} = \frac{T_1 \cdot \left( \Pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_k - T_1},$$

Расход воздуха  $G_v$  определяется по формуле:

$$G_v = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta p \cdot \rho_k},$$

Плотность воздуха в мерном коллекторе, определяется по формуле:

$$\rho_k = 10^3 \cdot \frac{P_{mk}}{R_g \cdot T_0},$$

Измеренный расход воздуха должен приводиться к нормальным атмосферным условиям по формуле:

$$G_{\text{нр.}} = G_{\text{г}} \cdot \frac{101,3}{p_1} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{293}},$$

### ***Обработка результатов испытаний турбины.***

Обработка результатов испытаний в соответствии с целью испытаний для графического построения характеристики турбины (зависимостей коэффициента полезного действия ( $\eta_T$ ) и пропускной способности ( $\mu F$ ) турбины от коэффициента напора ( $\bar{H}_T$ ) на принятых приведённых частотах вращения ротора) должна производиться с определением:

- коэффициента располагаемого напора ( $\bar{H}_T$ );
- коэффициента полезного действия турбины ( $\eta_T$ );
- пропускной способности турбины  $\mu F$ .

Располагаемый напор турбины ( $H_T$ ) должен определяться по формуле:

$$H_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_T \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r}} \right]$$

Коэффициент напора  $\bar{H}_T$  турбины должен определяться по формуле:

$$\bar{H}_T = \frac{H_T}{U^2} \cdot 2g,$$

Окружная скорость колеса турбины  $U$  определяется по формуле:

$$U = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n}{60}$$

Коэффициент полезного действия турбины  $\eta_T$  должен определяться как отношение мощности на валу турбины к располагаемой мощности по формуле:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{L_{\Gamma}}{L_{\Gamma \text{ ад}}} = \frac{\frac{G_{\text{в}} \cdot c_p}{G_{\Gamma} \cdot c_{p2}} (T_2^* - T_1^*)}{T_{\Gamma}^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{\Gamma}}{p_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right]}$$

Пропускная способность турбины  $\mu F$  должна определяться по формуле:

$$\mu F = \frac{G_{\Gamma}}{\gamma_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\Gamma}}}$$

Удельная плотность воздуха на выходе из турбины  $\gamma_2$ ,  $\frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$ :

$$\gamma_2 = \frac{p_r}{R \cdot T_r}$$

Алгоритм обработки результатов испытаний и расчёта характеристик ступени компрессора и ступени турбины заложен в специально созданное программное обеспечение [95].

### ***Обработка результатов испытаний двигателя.***

Эффективная мощность дизеля  $N_e$ , л.с.

$$N_e = \frac{M_{\kappa} \cdot n}{716,2},$$

Расход топлива  $G_{\Gamma}$ , кг/ч.

$$G_{\Gamma} = \frac{m_{\Gamma} \cdot 7200}{\tau_{\Gamma}},$$

Удельный расход определяется по формуле  $g_e$ ,  $\text{г}/(\text{л.с.} \cdot \text{ч})$

$$g_e = \frac{G_{\Gamma} \cdot 1000}{N_e},$$

Пересчёт мощности, удельного расхода топлива и расхода воздуха, полученных при проведении испытаний, на стандартные условия следует проводить в соответствии с [98] по формулам:

$$N_{e.\text{нр.}} = \frac{N_e}{1 + \Delta \bar{N}_e},$$

$$g_{e.\text{нр.}} = (1 + \Delta \bar{\eta}_e) \times g_e,$$

Суммарные относительные поправки мощности и эффективного КПД, должны определяться по формулам:

$$\Delta \bar{N}_e = \Delta \bar{N}_{e_B} + \Delta \bar{N}_{e_r} + \Delta \bar{N}_{e_\varphi} + \Delta \bar{N}_{e_g},$$

$$\Delta \bar{\eta}_e = \Delta \bar{\eta}_{e_B} + \Delta \bar{\eta}_{e_r} + \Delta \bar{\eta}_{e_\varphi} + \Delta \bar{\eta}_{e_g},$$

Поправки должны определяться по формулам:

- поправка на давление и температуру воздуха на впуске

$$\Delta \bar{N}_{e_B} = \Delta \bar{\eta}_{e_B} = N \cdot \Delta \bar{P}_B + N_1 \cdot \Delta \bar{P}_B + N_2 \cdot \Delta \bar{P}_B \cdot \Delta \bar{T}_B + Q \cdot \Delta \bar{T}_B + Q_1 \cdot \Delta \bar{T}_B^2,$$

- поправка на влажность

$$\Delta \bar{N}_{e_\varphi} = \Delta \bar{\eta}_{e_\varphi} = N_\varphi \cdot \Delta \bar{P}_\varphi + N_{\varphi_1} \cdot \Delta \bar{P}_\varphi^2 + N_{\varphi_2} \cdot \Delta \bar{P}_\varphi \cdot \Delta \bar{T}_B + A_1 \cdot \Delta \bar{\eta}_{id}$$

- поправка на противодействие на выпуске (в дизелях с турбонаддувом – за турбиной)

$$\Delta \bar{N}_{e_r} = \Delta \bar{\eta}_{e_r} = R \cdot \Delta \bar{P}_r + R_1 \cdot \Delta \bar{P}_r^2 + R_2 \cdot \Delta \bar{P}_r \cdot \Delta \bar{T}_B + R_3 \cdot \Delta \bar{P}_r \cdot \Delta \bar{P}_B$$

- поправка на подогрев и плотность топлива

$$\Delta \bar{N}_{e_g} = (M + 1) \Delta \bar{g}_u + (M_1 + M) \cdot \Delta \bar{g}_u^2 + (M_2 + Q) \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{T}_B + (M_3 + N) \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{P}_B + (M_4 + R) \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{P}_r,$$

$$\Delta \bar{\eta}_{e_g} = M \cdot \Delta \bar{g}_u + M_1 \cdot \Delta \bar{g}_u^2 + M_2 \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{T}_B + M_3 \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{P}_B + M_4 \cdot \Delta \bar{g}_u \cdot \Delta \bar{P}_r,$$

В приведённых выше уравнениях приняты следующие обозначения:

$N, N_1, N_2, Q, Q_1, R, R_1, R_2, M, M_1, M_2, M_4$  – коэффициенты приращения;

$\Delta \bar{P}_B, \Delta \bar{T}_B$  – относительные приращения давления и температуры на впуске;

$\Delta \bar{P}_\varphi$  – относительные приращения давления воздуха в следствии изменения парциального давления водяных паров;

$\Delta \bar{P}_r$  – относительные приращения давления газов на выпуске из дизеля;

$\Delta \bar{g}_u$  – относительные приращения цикловой подачи;



- $A_1$  – относительная индикаторная мощность дизеля;  
 $\Delta \bar{\eta}_{id}$  – поправка индикаторного КПД на влажность воздуха.

Относительные изменения  $\Delta \bar{P}_B$ ,  $\Delta \bar{T}_B$ ,  $\Delta \bar{P}_r$ ,  $\Delta \bar{P}_\varphi$  должны вычисляться по формулам

$$\Delta \bar{P}_B = \frac{P_B - P_{B_0}}{P_{B_0}} ; \quad \Delta \bar{T}_B = \frac{T_B - T_{B_0}}{T_{B_0}} ; \quad \Delta \bar{P}_r = \frac{P_r - P_{r_0}}{P_{r_0}} ; \quad \Delta \bar{P}_\varphi = \frac{P_{s_0} - P_s}{P_{B_0}} ;$$

где  $P_B$ ,  $T_B$ ,  $P_r$ ,  $P_s$  – текущие значения параметров при фактических условиях испытаний;

$P_{B_0}$ ,  $T_{B_0}$ ,  $P_{r_0}$ ,  $P_{s_0}$  – значения параметров в стандартных условиях.

Поскольку значения впускных и выпускных сопротивлений ( $\Delta P_{впо}$  и  $\Delta P_{го}$ ) функционально зависимы от расхода воздуха ( $G_{во}$ ), а расход воздуха у каждого конкретного двигателя в одних стандартных атмосферных условиях может быть различным (в пределах допуска на величину  $G_{во}$ ), то значения давлений  $P_{во}$  и  $P_{го}$ , в процессе выполнения расчётов по приведению параметров, могут уточняться в соответствии с методикой, принятой в ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

Относительное изменение цикловой подачи топлива

$$\Delta \bar{g}_y = C \cdot \frac{\rho_T - \rho_{T_0}}{\rho_{T_0}} - \frac{\beta + \alpha}{\rho_T - \beta \cdot (T_{T_0} - 293)} \cdot (T_T - T_{T_0}).$$

Коэффициент  $\beta$ , учитывающий изменение плотности топлива от его температуры, был принят в соответствии с рекомендациями ОСТ ВЗ-1509-81. Используемые в расчёте коэффициенты  $C = 1,874$  и  $\alpha = 0,000777$ , учитывающие влияние сжимаемости и вязкости топлива на цикловую подачу, были определены по результатам испытаний двигателя прототипа на топливах, имеющих разные значения  $T_T$  и  $\rho_T$  [99].

Определение постоянных и вспомогательных величин, входящих в формулы коэффициентов приведения, выполнено в соответствии с требованиями [99]:

$$v = (1 - B_{\pi_k}) \cdot \frac{K_{\pi_T} - (1 - \frac{T_{\kappa_o}}{T_{p_o}}) \cdot (1 + 0,5 \cdot K_{\pi_T})}{C_{TK}} = -0,0513,$$

$$\psi = (1 - B_{\pi_k}) \cdot \frac{0,5 \cdot K_{\pi_T}}{C_{TK}} = 0,3371,$$

$$\delta = (1 - B_{\pi_k}) \cdot \frac{(1 - \frac{T_{\kappa_o}}{T_{p_o}}) \cdot (1 + 0,5 \cdot K_{\pi_T})}{C_{TK}} = 0,7254,$$

$$\xi = (1 - B_{\pi_k}) \cdot \frac{K_{\pi_T}}{C_{TK}} = 0,6741,$$

$$\text{где } C_{TK} = \frac{1}{C_{\pi_k}} + (1 - B_{\pi_k}) \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{\pi_T}) - \frac{T_{\kappa_o}}{T_{p_o}} \cdot (1 + 0,5 \cdot K_{\pi_T});$$

$$C_{\pi_k} = 3,5 \cdot \frac{\pi_{\kappa_o}^{0,286} - 1}{\pi_{\kappa_o}^{0,286}};$$

$$B_{\pi_k} = 0,286 \cdot \frac{\pi_{\kappa_o}^{0,286}}{\frac{\eta_{адк}}{1 - E_o} + \pi_{\kappa_o}^{0,286} - 1};$$

$$K_{\pi_T} = \frac{0,259}{(\pi_{T_o}^{0,259} - 1) \cdot \left[ 1 + \frac{(1 - 0,22 \cdot \pi_{T_o})}{(1 + 0,56 \cdot \pi_{T_o}) \cdot (\pi_{T_o} - 1)} \right]}.$$

Постоянные  $a_\alpha$  и  $v_\alpha$  определены в соответствии с [99]:

$$a_\alpha = \frac{\Delta \bar{\eta}_{l_1}}{\Delta \alpha_{l_1}} + v_\alpha \cdot \bar{\alpha}_1 = 0,2553,$$

$$v_\alpha = \frac{\frac{\Delta \bar{\eta}_{l_1}}{\Delta \alpha_{l_1}} - \frac{\Delta \bar{\eta}_{l_2}}{\Delta \alpha_{l_2}}}{\Delta \alpha_2 - \Delta \alpha_1} = 0,3984,$$

$$\text{где } \Delta \bar{\alpha}_1 = 0,125; \quad \alpha_1 = \alpha_o \cdot (\Delta \bar{\alpha}_1 + 1);$$

$$\Delta \bar{\alpha}_2 = -0,125; \quad \alpha_2 = \alpha_o \cdot (\Delta \bar{\alpha}_2 + 1).$$

Относительные приращения индикаторного КПД  $\Delta \bar{\eta}_{l_1}$  и  $\Delta \bar{\eta}_{l_2}$  вычислялись с использованием рекомендуемой в [99] зависимости  $\bar{\eta}_l = f(\alpha)$  как

$$\Delta \bar{\eta}_{l_1} = \frac{\bar{\eta}_{l_{\alpha_1}} - \bar{\eta}_{l_{\alpha_o}}}{\bar{\eta}_{l_{\alpha_o}}};$$

$$\Delta \bar{\eta}_{1,2} = \frac{\bar{\eta}_{1\alpha_2} - \bar{\eta}_{1\alpha_0}}{\bar{\eta}_{1\alpha_0}} ;$$

Расчёт коэффициентов приведения выполнен в соответствии с требованиями для двигателя с турбонаддувом, согласно приложению 2 [98]:

$$N = 0,3071; N_I = -0,4547; N_2 = 0,9580;$$

$$Q = -0,4327; Q_I = -0,5795;$$

$$R = -0,2182; R_I = -0,2296; R_2 = -0,9107;$$

$$M = 0,1791; M_I = 0,1791; M_2 = -0,3710; M_4 = -0,1870.$$

Подставив расчётные значения коэффициентов приведения в формулы получим рабочие формулы относительных поправок мощности, эффективного КПД

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{e_B} = \Delta \bar{\eta}_{e_B} = & 0,3071 \cdot \Delta \bar{P}_B - 0,4547 \cdot \Delta \bar{P}_B + \\ & + 0,9580 \cdot \Delta \bar{P}_B \cdot \Delta \bar{T}_B - 0,4328 \cdot \Delta \bar{T}_B - 5795 \cdot \Delta \bar{T}_B^2, \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{e_r} = \Delta \bar{\eta}_{e_r} = & -0,2182 \cdot \Delta \bar{P}_r - 0,2296 \cdot \Delta \bar{P}_r^2 - \\ & - 0,9107 \cdot \Delta \bar{P}_r \cdot \Delta \bar{T}_B + 0,6462 \cdot \Delta \bar{P}_r \cdot \Delta \bar{P}_B, \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{e_\varphi} = \Delta \bar{\eta}_{e_\varphi} = & 0,3071 \cdot \Delta \bar{P}_\varphi - 0,4547 \cdot \Delta \bar{P}_\varphi^2 + \\ & + 0,9580 \cdot \Delta \bar{P}_\varphi \cdot \Delta \bar{T}_B + A_1 \cdot \Delta \bar{\eta}_{id} \end{aligned} \quad (57)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{e_g} = & 1,1791 \cdot \Delta \bar{g}_y + 0,1410 \cdot \Delta \bar{g}_y^2 - 0,8038 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{T}_B + \\ & + 0,5703 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{P}_B - 0,4053 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{P}_r, \end{aligned} \quad (58)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{\eta}_{e_g} = & 0,1791 \cdot \Delta \bar{g}_y - 0,0381 \cdot \Delta \bar{g}_y^2 - 0,3710 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{T}_B + \\ & + 0,2632 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{P}_B - 0,1870 \cdot \Delta \bar{g}_y \cdot \Delta \bar{P}_r. \end{aligned} \quad (59)$$

## **5 Анализ результатов экспериментальных и расчётно-теоретических исследований**

### **5.1 Некоторые особенности моторных и безмоторных испытаний**

Безмоторные испытания турбокомпрессора в связи с необходимостью проверки нескольких вариантов работы лопаточных диффузоров в составе компрессора проводились в несколько этапов. Изначально для проверки диапазона работы колеса компрессора лопаточный диффузор был заменён на безлопаточный. При замене на безлопаточный диффузор существенно возрос диапазон устойчивой работы компрессора, но снизилась степень повышения давления и коэффициент полезного действия. Полученная информация использовалась при верификации расчётов (с использованием CFX технологии) колеса компрессора. Уточнялись углы потока на выходе из колеса компрессора, затем подбирались конструкция диффузора. Существовало несколько вариантов конструкции лопаточных диффузоров двухрядный и двухкаскадный см. рисунок 5.1. В двухкаскадном лопаточном диффузоре был применён профиль NASA. В двухрядном лопаточном диффузоре было использовано профилирование кривой Безье и эллиптической формой входной кромки. Результаты испытаний представлены в виде графических зависимостей степени повышения давления воздуха и адиабатического КПД компрессора от приведённого расхода воздуха через компрессор и частоты вращения ротора и эффективного КПД, приведённого расхода газа через турбину и пропускной способности турбины от степени уменьшения давления газа в турбине.

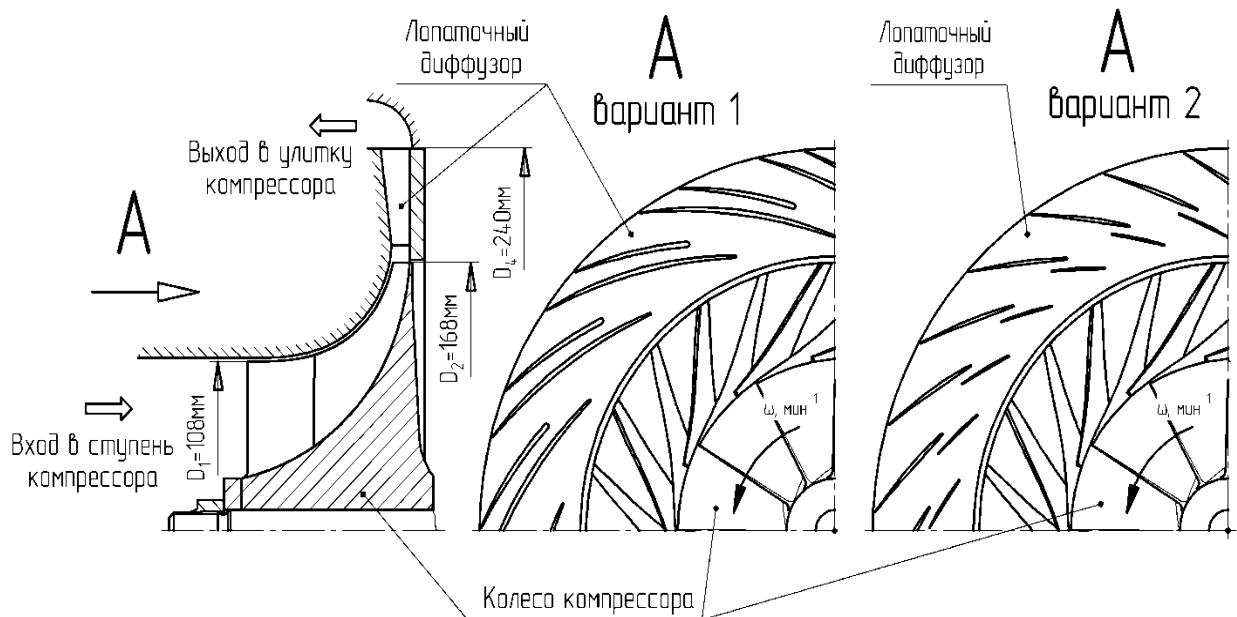
По результатам расчётно-теоретического моделирования КЭУ были определены параметры работы агрегата наддува. Для проверки результатов расчёта на созданном безмоторном стенде были симитированы режимы работы агрегата

наддува в составе ПДВС. По результатам безмоторных испытаний был выбран вариант конструкции компрессора.

После выбора конструкции агрегата наддува и установки его на двигатель. Испытания проводились на моторном стенде ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». Стенд оборудован современными средствами измерения. Схема средств измерения установленных на моторном стенде позволила определить гидравлическую напорную линия совместной работы компрессора и турбины по внешней скоростной характеристике, оценить параметры работы турбины в составе двигателя, при определении внешней скоростной характеристике в двигатель установлен максиметр, отображающий максимальное давление газа внутри цилиндра.

## 5.2 Сопоставительный анализ результатов испытаний

Для подбора агрегата наддува на созданном безмоторном стенде проведены исследования влияния надувочных компрессоров с различными конструктивными схемами лопаточных диффузоров. В частности, с двухрядными и двухкаскадными. Схема ступени компрессора с такими диффузорами приведена на рисунке 5.1.



**Рисунок 5.1** – Схема ступени надувочного компрессора с различными вариантами лопаточного диффузора:

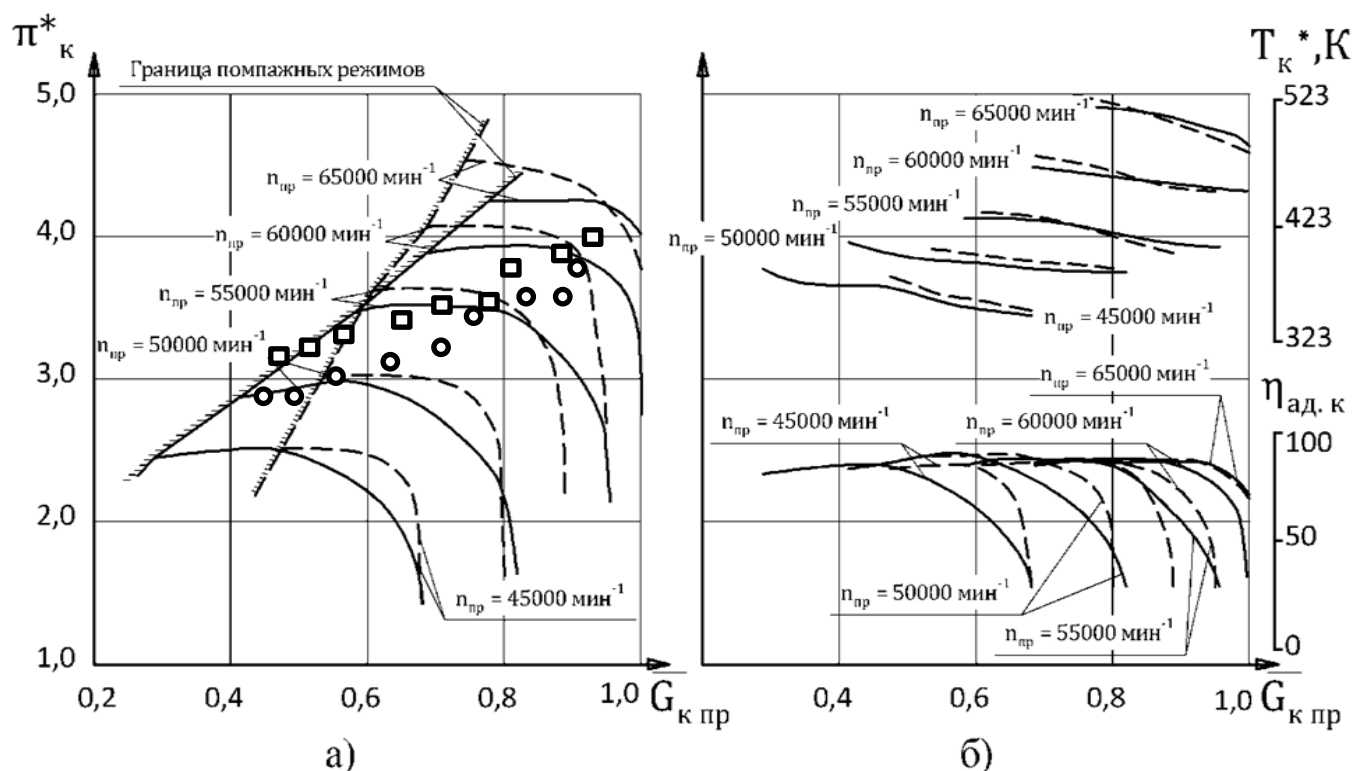
Вариант 1: ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором;

Вариант 2: ступень компрессора с двухкаскадным лопаточным диффузором.

На безмоторном стенде при исследовании вариантов конструкции компрессоров было получено, что с увеличением КПД ступени компрессора происходит увеличение частоты вращения ротора турбокомпрессора и как следствие степени повышения давления и расхода воздуха через ступень компрессора. При имитации совместной работы с ПДВС полученные расчётом режимы работы компрессора было получено, что помпаж возникнет на частоте вращения коленчатого вала ПДВС  $1420 \text{ мин}^{-1}$ . Для ухода от помпажа ступени компрессора и достижения КЭУ

частоты вращения коленчатого соответствующей режиму максимального крутящего момента была уменьшена мощность ступени турбины.

Рисунком 5.2 иллюстрируются результаты названных исследований (исследования имитации работы агрегата наддува в составе ПДВС показаны только для компрессора с двухрядным лопаточным диффузором). Они представлены в функции приведённого к нормальным атмосферным условиям расхода воздуха  $G_{в пр}$  через надувочный компрессор и приведённых частот  $n_{пр}$  вращения колеса. Приведённые параметры ( $G_{в пр}$ ,  $n_{пр}$ ) определялись с учётом требований Российского стандарта [100], что было предусмотрено соответствующим программным обеспечением [95] для регистрации и контроля параметров



**Рисунок 5.2** – Изменение параметров работы компрессора, в зависимости от относительного приведённого массового расхода воздуха  $\bar{G}_{к.пр}^*$ :

- a*— общая характеристика компрессора с двухрядным и двухкаскадным лопаточным диффузором; *б*— характер изменения  $T_k^*$  и  $\eta_{к}^*$ , соответствующий различным приведённым  $n_{пр}$  частотам вращения колеса компрессора
- ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором;
- - - ступень компрессора с двухкаскадным лопаточным диффузором.

**Примечание:** \*<sup>1</sup> – за меру отсчёта относительного расхода воздуха принято значение максимального расхода, соответствующего режиму работы компрессора на частоте вращения колеса  $n_{\text{пр}} = 60000 \text{ мин}^{-1}$ .

Анализ результатов исследований, даёт основание заключить, что ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором (вариант 1) позволяет реализовать более широкий диапазон нагрузок по сравнению с компрессором, снабжённым двухкаскадным лопаточным диффузором (вариант 2). В частности, для такого компрессора зона устойчивых (свободных от помпажных явлений) режимов работы находится в пределах, определяемых относительными значениями приведённого расхода воздуха  $\bar{G}_{\text{к.пр}}$ , численно равным 0,35 ... 0,72 (для  $n_{\text{пр}} = 45 000 \text{ мин}^{-1}$ ) до 0,78 ... 1,0 (для  $n_{\text{пр}} = 65 000 \text{ мин}^{-1}$ ). В компрессоре, снабжённом двухкаскадным лопаточным диффузором, зона устойчивой работы более узкая. Она определяется значениями  $\bar{G}_{\text{к.пр}} \approx 0,45 \dots 0,68$  (для  $n_{\text{пр}} = 45 000 \text{ мин}^{-1}$ ) до  $\bar{G}_{\text{к.пр}} \approx 0,72 \dots 1,0$  (для  $n_{\text{пр}} = 65 000 \text{ мин}^{-1}$ ) см. рисунок 5.2а. Линия, определяющая границы помпажных режимов работы компрессора, располагается под значительно большим углом наклона к оси абсцисс чем в случае, когда компрессор снабжается двухрядным лопаточным диффузором.

Важно отметить то обстоятельство, что в рассматриваемых случаях компрессор, снабжённый двухрядным лопаточным диффузором или двухкаскадным лопаточным диффузором, позволяет реализовать достаточно высокие степени повышения давления  $\pi_{\text{к}}$ . Значение этого показателя находится на уровне 4,2 ... 4,5 (см. рис. 5.2а). При этом КПД компрессора достигает значений 0,80 ... 0,82, см. рис. 5.2б.

Таким образом, анализ результатов проведённых безмоторных исследований компрессоров, снабжённых двухрядным лопаточным диффузором или двухкаскадным диффузором, позволяет заключить, что оба компрессора отличаются хорошими параметрами (по численным значениям  $\pi_{\text{к}}, \eta_{\text{к}}, T_{\text{к}}, \bar{G}_{\text{к.пр}}$  ).

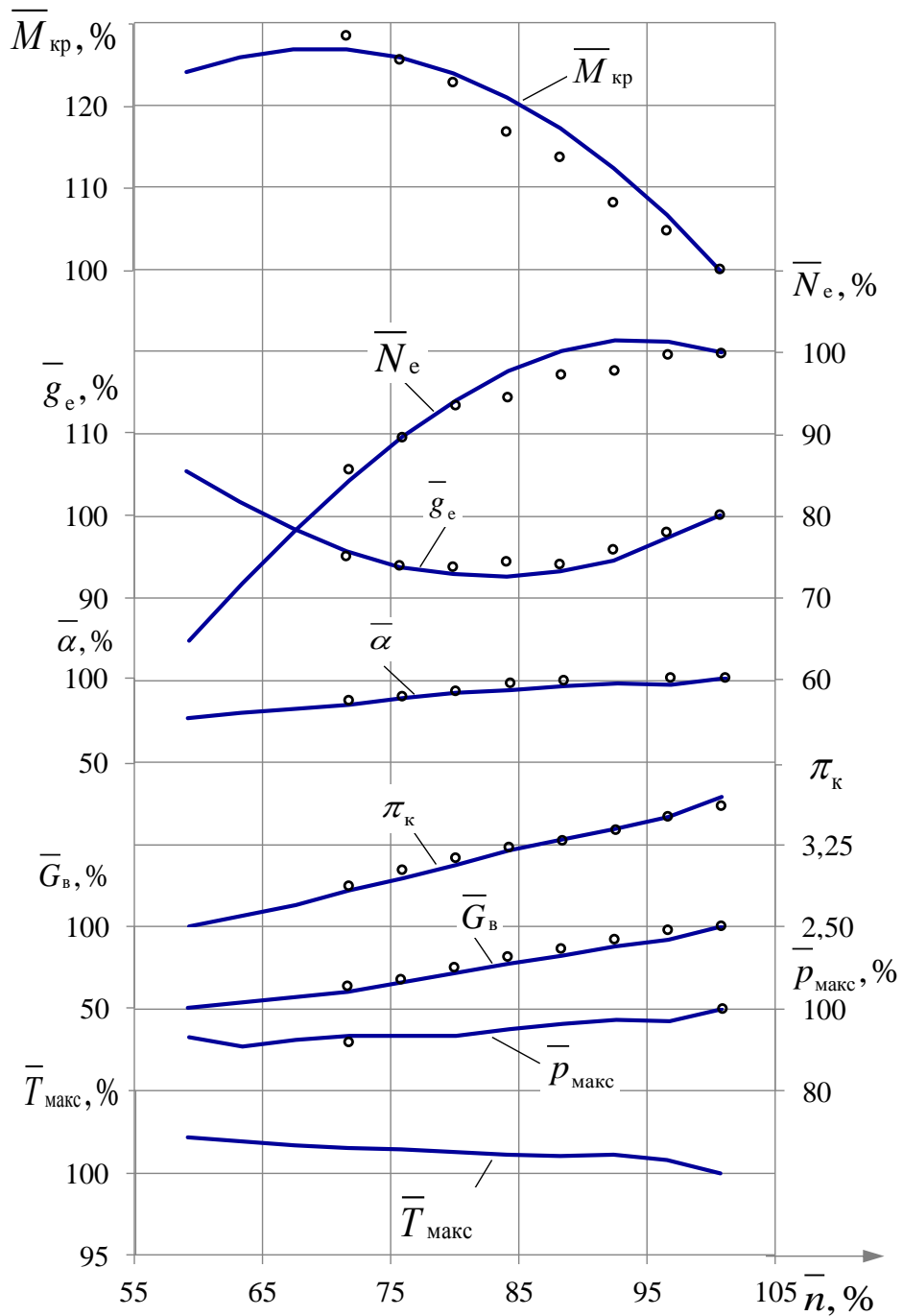


Внешняя скоростная характеристика (безрегуляторная ветвь) полноразмерного дизеля 12ЧН15/16, полученная тормозными испытаниями и расчётом на основе изложенного метода (см. раздел 2), приведена на рисунке 5.1.

Принципиальная схема установки получения экспериментального материала для оценки правомерности использования изложенного метода расчёта параметров и показателей цикла двигателя с газотурбинным наддувом (применительно к условиям работы по ВСХ) приведена на рис. 3.1.

Отметим, что параметры полноразмерной ЭУ определяются (применительно к каждому из рассматриваемых режимов по  $n$ ) из условия идентичности протекания РЦ в каждом из её цилиндров.

Анализ характера протекания и численных значений параметров и показателей цикла при работе на различных частотах вращения позволяет отметить, что характеристики идентичны. Расхождение в численных значениях параметров  $M_{кр}$  (крутящий момент)  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $G_b$  и др. не превышает 4,09 %.



**Рисунок 5.1 - Изменение параметров комбинированной энергетической установки с ГТН при работе по внешней скоростной характеристике (безрегуляторная ветвь): — - результаты численного исследования; о - результаты экспериментального исследования**

**Примечание** – за 100% в каждом случае приняты численные значения параметров, соответствующие  $n = n_n = 100\%$ .

Расхождение результатов расчётных и экспериментальных исследований по таким параметрам, как крутящий момент, мощность и удельный расход топлива не превышает 4,09 %. Это даёт основания утверждать, что изложенный метод может быть использован на стадии предпроектных и проектных работ по созданию машин, назначенных для применения в промышленности, транспортном машиностроении и других отраслях народного хозяйства. В частности, изложенный материал использовался в работах по модернизации и доводке КЭУ типа 12ЧН15/16 производства ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»

## Выводы и рекомендации

1. На базе уравнений термодинамического состояния газов, механики, положения теории двигателей внутреннего сгорания, обобщения литературных и собственных материалов соискателя по исследованию процессов в ПДВС и их агрегатах предложена модель численной оценки параметров комбинированной энергетической установки применительно к условиям использования КЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике. Модель может быть применена как инструмент оценки особенностей формирования и оценки качеств протекания процессов в КЭУ на стадии предпроектных проектных и доводочных работ.

2. Основные компоненты модели предусматривают аналитическое описание процессов, протекающих в камере сгорания поршневой части машины, на основе предварительной оценки численных значений параметров, характеризующих начальные условия. Оценка начальных условий расчёта цикла и последующего развития процессов делается на базе обобщения накопленного статистического материала. В частности, по таким параметрам как коэффициент избытка воздуха, температура воздушного заряда на входе в цилиндр, температура газов на входе в турбину, угол опережения воспламенения, коэффициент эффективности сгорания, продолжительность сгорания и др. Названные обстоятельства позволяют реализовать замкнутую модель расчёта РЦ применительно к частоте вращения коленчатого вала энергетической установки в пределах  $n_m \leq n \leq n_n$  при работе с полной нагрузкой (безрегуляторная ветвь ВСХ).

3. На базе разработанного инструментария проектирования создано соответствующее программное обеспечение, включающее программные продукты по формированию (автоматизированному) исходных данных для расчёта. Разработаны программные продукты по непосредственному расчёту параметров и показателей цикла, таких как  $p_{\text{макс}}$ ,  $T_{\text{макс}}$ ,  $T_T$ ,  $T_K$ ,  $p_K$ ,  $p_T$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_{\text{ГТН}}$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $G_B$ ,  $G_T$ , применительно к  $n_m \leq n \leq n_n$ . Соответствующие программные продукты включены в госу-

дарственный реестр программ для ЭВМ (в частности, ПП № 2011614351, № 2012616587, № 2012618001).

4. Приведённые в работе соотношения и рекомендованная последовательность действий при формировании начальных условий для решения системы уравнений позволяет заметно сократить затраты времени на процедуру оценки численных значений исходных данных при выполнении теплового расчёта двигателя, повысить степень объективности оценки этих параметров за счёт учёта их взаимосвязей. Кроме того, эта процедура может быть автоматизирована, что, как было отмечено, отчасти реализовано автором при моделировании параметров ПДВС применительно к режимам полных нагрузок по внешней скоростной характеристике.

5. Проведённые с использованием разработанной математической модели расчётные исследования рабочего цикла комбинированной энергетической установки на режимах работы с полной нагрузкой показали результаты, отличающиеся от экспериментальных на 4,09 %, теоретические и экспериментальные исследования параметров комбинированной энергетической установки на режиме работы полных нагрузок при увеличении КПД ступени компрессора на 3% показали снижение удельного эффективного расхода топлива на 2,8% на режиме номинальной мощности и 1,6% на режиме максимального крутящего момента. Исследования проводились для двигателя 12ЧН15/16.

6. Анализ результатов исследований двухрядного и двухкаскадного лопаточных диффузоров, даёт основание заключить, что ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором позволяет реализовать более широкий диапазон нагрузок по сравнению с компрессором, снабжённым двухкаскадным лопаточным диффузором, что даёт основание предложить использование ступени компрессора с двухрядным лопаточным диффузором для нагруженных в динамическом отношении машин. Например, для транспортных машин.

7. Предложенная модель и программные продукты уже на стадии предпроектных и проектных расчётов позволяют сформулировать требования к показателям компрессора и турбины (и в целом ГТН) применительно к их характери-

кам в условиях работы КЭУ на режимах ВСХ. В частности определить характер изменения  $\pi_k$ , в функции  $G_B$  и  $\pi_T$ , в функции  $G_T$ . Результаты исследования использовались в работах по модернизации и доводке КЭУ типа 12ЧН15/16 и 6ЧН15/16, производства ООО «ЧТЗ УРАЛТРАК».

**Список сокращений и условных обозначений**

град ПКВ	градус поворота коленчатого вала
ВМТ	верхняя мёртвая точка
ВНА	входной направляющий аппарат
ВСХ	внешняя скоростная характеристика
ГТН	газотурбинный нагнетатель (тоже, что и ТКР)
ДВС	двигатель внутреннего сгорания
КПД	коэффициент полезного действия
КС	камера сгорания
КЭУ	комбинированная энергетическая установка
НМТ	нижняя мёртвая точка
ОГ	отработавшие газы
ПДВС	поршневой двигатель внутреннего сгорания
ПО	программное обеспечение
ПП	программный продукт
ПЭВМ	персональная электронная вычислительная машина (компьютер)
РСА	регулируемы сопловой аппарат
РТ	рабочее тело
РЦ	рабочий цикл
СЗ	свежий заряд
СКБ	специальное конструкторское бюро
ТК, ТКР	турбокомпрессор
ЦПГ	цилиндропоршневая группа
ЭВМ	электронно-вычислительная машина
ЭХС	элементарный химический состав топлива
ЭУ	энергетическая установка

- $C_{a1}$  – осевая составляющая абсолютной скорости потока на входе в ступень компрессора,  $м/с$ ;
- $C_{U1}$  – окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в ступень компрессора,  $м/с$ ;
- $c_1$  – абсолютная скорость потока на входе в колесо компрессора,  $м/с$ ;
- $i$  – количество цилиндров;
- $G_B$  – расход воздуха,  $кг/с$ ;
- $G_{B, пр}$  – приведённый расход воздуха,  $кг/с$ ;
- $G_T$  – расход топлива дизеля,  $кг/с$ ;
- $g_i$  – удельный индикаторный расход топлива,  $г/(кВт \times ч)$ ;
- $g_e$  – удельный расход топлива,  $г/(кВт \times ч)$ ;
- $H_u$  – низшая теплота сгорания (теплотворная способность) топлива;
- $\overline{H_T}$  – коэффициента располагаемого напора;
- $K_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту;
- $K_n$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала;
- $L_i$  – работа, совершаемая газами внутри цилиндра двигателя (индикаторная работа),  $МДж/кг$ ;
- $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива,  $кг_{воздуха}/кг_{топлива}$ ;
- $m$  – показатель характера сгорания в уравнении выгорания И. И. Вибге;
- $n$  – физическая частота вращения ротора турбокомпрессора,  $мин^{-1}$ ;
- $n_d$  – частота вращения коленчатого вала дизеля,  $мин^{-1}$ ;
- $n_{np}$  – приведённая частота вращения ротора турбокомпрессора,  $мин^{-1}$ ;
- $n_H$  – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме номинальной мощности;
- $n_M$  – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимального крутящего момента;



- $n_1$  – показатель политропы сжатия;  
 $n_2$  – показатель политропы расширения;  
 $n_k$  – показатель политропы сжатия в компрессоре;  
 $\overline{\Delta N_e}$  – суммарное значение поправки мощности дизеля, кВт;  
 $N_e$  – эффективная мощность дизеля, кВт;  
 $N_T$  – мощность на валу турбины, кВт;  
 $N_p$  – располагаемая мощность на валу турбины, кВт;  
 $p$  – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя, Па;  
 $p_a$  – давление в конце процесса впуск, Па;  
 $p_0$  – давление окружающей среды, Па; давление перед впускными органами, Па;  
 $p_r$  – давление остаточных газов, Па;  
 $p_T$  – давление перед турбиной, Па;  
 $p_k$  – давление наддува, Па; давление свежего заряда перед впускными органами при наддуве, Па;  
 $p_{\text{макс}}$  – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя, Па;  
 $p_e$  – среднее эффективное давление рабочего тела, Па;  
 $p_{eH}$  – среднее эффективное давление рабочего тела на режиме номинальной мощности, Па;  
 $p_i$  – среднее индикаторное давление рабочего тела;  
 $Q_z$  – общая использованная теплота сгорания;  
 $q_z$  – удельная использованная теплота сгорания;  
 $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/кг\*К;  
 $R_B$  – газовая постоянная для воздуха, Дж/кг\*К;  
 $R_T$  – газовая постоянная для газа, Дж/кг\*К;  
 $T$  – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя, К;  
 $T_r$  – температура остаточных газов, К;  
 $T_T$  – температура газов в выпускном трубопроводе, К;

- $T_0$  – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;
- $T_1$  – температура воздуха на входе в компрессор, К;
- $T_{\text{макс}}$  – максимальная температура рабочего тела, К;
- $T_{\text{к}}$  – температура воздушного заряда на выходе из компрессора, К;
- $T_s, T_{\text{к}}^{\lambda}$  – температура рабочего тела перед впускными органами при наддуве, К;
- $\Delta T$  – степень подогрева воздушного заряда от горячих стенок при впуске, К;
- $T_{\text{ТВ}}$  – температура воздуха на входе в ступень турбины, К;
- $T_{\text{т.0}}$  – температура и плотность топлива в фактических условиях испытаний, К;
- $U$  – окружная скорость колеса турбины, м/с;
- $U_1$  – окружная скорость колеса компрессора на входе, м/с;
- $V_{\text{h}}$  – рабочий объём цилиндра, м<sup>3</sup>;
- $V_{\text{a}}$  – объём рабочего тела в конце такта впуска, м<sup>3</sup>;
- $V_0$  – объём свежего заряда, поступившего в цилиндр, приведённый к параметрам состояния окружающей среды, м<sup>3</sup>;
- $v$  – текущий удельный объём рабочего тела, м<sup>3</sup>/кг;
- $v_{\text{a}}$  – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска, м<sup>3</sup>/кг;
- $v_0$  – удельный объём рабочего тела, приведённый к параметрам окружающей среды, м<sup>3</sup>/кг;
- $W_1$  – относительная скорость потока на входе в колесо компрессора, м/с;
- $w_{\text{р макс}}$  – максимальная быстрота нарастания давления рабочего тела;
- $y$  – точка на линии сжатия индикаторной диаграммы, соответствующая моменту воспламенения топлива (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия);
- $x$  – текущее значение доли выгоревшего топлива;

- $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от ВМТ;
- $\alpha_c$  – коэффициент избытка воздуха;
- $\beta$  – действительный коэффициент молекулярного изменения;
- $\beta$  – коэффициент сжимаемости жидкости;
- $\gamma$  – коэффициент остаточных газов; плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;
- $\gamma_1$  – угол атаки набегающего потока на лопадки колеса компрессора, град.;
- $\gamma_2$  – удельный вес воздуха на выходе из турбины, кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho_0$  – плотность свежего заряда;
- $\rho_n$  – плотность наддувочного воздуха;
- $\varepsilon$  – степень сжатия;
- $\eta_{\text{кад}}$  – адиабатический КПД ступени компрессора;
- $\eta_T$  – коэффициента полезного действия турбины;
- $\overline{\Delta\eta_e}$  – суммарное значения поправки удельного расхода топлива, кВт;
- $\eta_v$  – коэффициент наполнения;
- $\eta_m$  – механический КПД двигателя;
- $\eta_i$  – индикаторный КПД;
- $\eta_e$  – эффективный КПД;
- $\mu F$  – пропускной способности турбины, см<sup>2</sup>;
- $\pi_k$  – степень повышения давления ступени компрессора;
- $\sigma(\alpha)$  – кинематическая функция хода поршня;
- $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала в градусах ПКВ, отсчитываемый от начала горения;
- $\varphi_z$  – условная продолжительность сгорания топлива;
- $\psi$  – коэффициент использования теплоты;
- $\psi(\alpha)$  – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;
- $k$  – отношение теплоёмкостей рабочего тела;
- $k_B$  – показатель адиабаты воздуха;
- $\xi$  – коэффициент эффективности сгорания;

- $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho_k$  – плотность воздуха после компрессора, кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho_{mk}$  – плотность воздуха в мерном коллекторе, кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho_{т.0}$  – плотность топлива в фактических условиях испытаний, кг/м<sup>3</sup>;
- $\tau$  – время, с; коэффициент тактности двигателя;
- $\theta$  – угол опережения воспламенения;
- $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа  $r$  к длине шатуна  $l_{ш}$ ;
- $\mu_t$  – кажущаяся (условная) молекулярная масса топлива;
- $\mu_v$  – молекулярная масса воздуха;
- $\mu$  – коэффициент расхода;
- $\mu_{Cp}$  – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении;
- $\mu_{Cv}$  – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;
- $\delta$  – коэффициент выделения теплоты;

## Словарь терминов

помпаж: Это нестационарный, автоколебательный режим работы компрессора при котором происходит колебания давления на входе и выходе из компрессора, и расхода воздуха с частотой 0,5 – 2,0 Гц в зависимости от аккумулирующих характеристик сети.

комбинированная энергетическая установка: Тепловая машина, состоящая из поршневого двигателя и агрегата наддува.

энергетическая установка, поршневой двигатель внутреннего сгорания, двигатель внутреннего сгорания: Называется тепловая машина, преобразующая химическую энергию топлива в механическую работу.

**Список литературы**

1. Гриневецкий В. И. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. М. : Типо-лит. т-ва И. Н. Кушнерев и К°, 1907. 26 с.
2. Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе Дизель. М. ; Л. : ГОНТИ, 1931. 320 с.
3. Мазинг Е. К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. М. ; Л. : ОНТИ НКТП СССР, 1937. 82 с.
4. Иноземцев Н. В. Физико-химическое исследование и расчет рабочего процесса быстроходного дизеля // Дизелестроение. 1939. № 4, 7.
5. Иноземцев Н. В., Кошкин В. К. Процессы сгорания в двигателях. М. : Машгиз, 1949.
6. Гончар Б. М. Уточненный способ расчета и построения индикаторной диаграммы двигателя // Труды ЦНИДИ. 1954. Вып. 25. С. 3–36.
7. Вибе И. И. О законе скорости сгорания в двигателях // Сб. статей по горной электротехнике. Вып. XX. Свердловск : Углетехиздат, 1953.
8. Сгорание и смесеобразование в дизелях : тр. науч.-техн. конф. М. : Изд-во АН СССР, 1960. 241 с.
9. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики. М. : Машгиз, 1963. 639 с.
10. Лейдерман С. Р. Теоретические основы грузовых автомобилей : дис. ... д-ра техн. наук. М., 1963. 250 с.
11. Дьяченко Н. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Харьков : ХНАДУ, 2009. 500 с.
12. Иванов П. В. Особенности работы двигателя совместно с турбокомпрессором с регулируемой турбиной // Энергомашиностроение. 1963. № 5. С. 152–160.

13. AVL BOOST Virtual Engine Development [Сайт AVL]. URL: <https://www.avl.com/boost> (дата обращения: 15.08.2016).
14. Engine Analyzer Pro v3.9 is a Computer Program for Professional Engine Builders [Сайт Engine Analyzer Pro]. URL: <http://performancetrends.com/Engine-Analyzer-Pro.htm> (дата обращения: 15.08.2016).
15. Lotus Engineering Software (LESOFT) [Электронный ресурс]. URL: <http://www.lotuscars.com/engineering/engineering-software> (дата обращения: 15.08.2016).
16. Карасев А. Готлиб Даймлер: легенды и хроника / А. Карасёв // АВТОТРАК. - 2009. – Вып. 5.
17. Дробинский В. А. Как устроен и работает тепловоз / В.А. Дробинский; под ред. П. М. Егунов; – М. : Транспорт. – 3-е изд. - 1980. – 367 с.
18. История развития турбокомпрессоров [Веб-сайт завода «ТУРБОКОМ»]. - Режим доступа : WWW. URL: [http://www.turbocom.com.ua/99/articles/66/istoriya\\_turbokompressora](http://www.turbocom.com.ua/99/articles/66/istoriya_turbokompressora), (дата обращения: 1.07.2013).
19. Савельев Г. М. Опыт доводки и производства турбокомпрессоров автомобильных дизелей: учебное пособие для институтов повышения квалификации / Г. М. Савельев, Б.Ф. Лямцев, Э.В. Аболин. - М.: - 1986. - 94 с.: ил.
20. Шароглазов, Б. А. Наше видение основных направлений совершенствования ДВС / В. В. Шишков, В. В. Клементьев // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: тр. Междунар. науч.-техн. конф. – Челябинск, 2006. - С. 84-90.
21. Письменный И. Л. Проблема связи колебаний поспажного типа вращающегося типа с колебаниями вращающегося срыва / И. Л. Письменный // Ученые записки ЦАГИ. - 1994. - с. 89-102.
22. Nikpour B. Experimental and numerical analysis of a classical bleed slot system for a turbocharger compressor / B. Nikpour // Stephen Spence and Juliana Early

- School of Mechanical and Aero Space Engineering, Queen's University of Belfast. UK.: - 2011.
23. Izidi L. Effects of VNT and IGV association on turbocharger centrifugal compressor performances / L. Izidi, A. Liazid, *Mechanika*. – 2011. – Т. 17 (2). - С. 162-167.
  24. Lei T. Influence of Prewhirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump / T. Lei, Z. Baoshan, C. Shuliang, W. Yuchuan, W. Binbin // *Energies*. – 2014. - Вып. 7. - С. 1050-1065.
  25. Whitfield A. Review of Variable Geometry Techniques Applied to Enhance the Performance of Centrifugal Compressors / A. Whitfield // International Compressor Engineering Conference: Fifteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA – July 25-28, 2000. - С. 63-70.
  26. Fisher F. B. Application of Map Width Enhancement Devices / F. B. Fisher // Society of Automotive Engineers. - 1988.
  27. Центробежный компрессор: пат. № 2273771 Рос. Федерация / Иванов О. И., Милешин В. И., Огарко Н. И.; опубл. 06.04.2006.
  28. Устройство для формирования площади проходного сечения межлопаточного канала радиального диффузора центробежного компрессора: пат. № 2294462 Рос. Федерация / Иванов О. И., Милешин В. И., Огарко Н. И.; опубл. 22.09.2005.
  29. Лопаточный диффузор центробежного компрессора: пат. № 2353818 Рос. Федерация / Старцев А. Н., Браилко И. А.; опубл. 24.06.2008.
  30. Лопаточный диффузор центробежного компрессора: пат. № 2194195 Рос. Федерация / Коханов С.Г., Муртазин Р.Ф., Сагитов Р.А., Сафиуллин А.Г.; опубл. 17.10.2001.
  31. Sharoglazov V. Безмоторные исследования параметров наддувочного компрессора поршневого двигателя / Mashkov O., Martynov A. // *Procedia Engineering* 129 (2015 ). С. 718 – 723. (статья на английском языке: Non-motorized study of supercharging piston engine compressor parameters).



32. Регулируемый турбонаддув / Е. В. Еголович, А. Н. Гоц. URL: [sntk.vlsu.ru/index.php/component/cck](http://sntk.vlsu.ru/index.php/component/cck), (дата обращения: 13.12.2015).
33. Турбокомпрессоры. [Веб-сайт предприятия «Турботехника»]. URL: <http://www.kamturbo.ru/turbocharger>, (дата обращения: 19.11.2016).
34. За рулем.РФ [Веб-сайт]. URL: [http://www.zr.ru/content/articles/467083volkswagen\\_1\\_4\\_tsi\\_overshenstvo\\_s\\_nadduvom/](http://www.zr.ru/content/articles/467083volkswagen_1_4_tsi_overshenstvo_s_nadduvom/), (дата обращения: 19.11.2016).
35. Давыдков, Б. Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей / Б. Н. Давыдков, В. Н. Каминский. – М. : МАМИ, 2011.
36. Tennant D.W.H. A compact Two-Stage Turbocharger Module / D.W.H. Tennant // IMechE 4th International Conference on Turbocharging and Air Management Systems. - London, 1990. - С. Cit. on 26.
37. Sweetlang P. Borg Warner Turbo Systems Knowledge Library / F. Schmitt // Regulated 2-Stage (R2S) Charging Systems for Future Diesel Applications, 2004. - С. 30-34.
38. Системы современного автомобиля [Веб-сайт] / А. Суслинников. URL: <http://systemsauto.ru/vpusk/tsi.html>, (дата обращения: 16.12.2015).
39. Шароглазов Б. А., Шишков В. В. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов. Челябинск : Изд. центр ЮУрГУ, 2011. 525 с.
40. studfiles. [Электронный ресурс]. - Режим доступа : WWW. URL: <http://www.studfiles.ru/preview/2629162/page:5/>, (дата обращения: 16.12.2015).
41. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А.И. Колчин А.И. 4-е изд., стер. - М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.: ил.
42. Капустин, В. П. Расчёт и построение внешней скоростной характеристики двигателя: методические указания. Учебное издание / В. П. Капустин, А. В. Милованов, П. П. Беспалько; под ред. Л. В. Комбарова. Тамбов : - Издательско-полиграфический центр Тамбовского государственного технического университета, 2010.

43. Якунин, Н. Н. Расчёт автомобильных двигателей: методические указания к курсовому проекту, часть 2 - динамический расчёт и компоновка двигателя / Н. Н. Якунин, Р. Ф. Калимуллин, С. В. Горбачев. – Оренбург : - ГОУ ОГУ, 2003. - 32 с.
44. Боровских А. М. Теория и конструкция машина и оборудования отрасли: методические указания по курсовому и дипломному проектированию для студентов очной и заочной форм обучения / А. М. Боровских. – Екатеринбург : Редакционно-издательский отдел УГЛТУ, 2010. - 42 с.
45. Transport Zonez. [Веб-сайт]. - Режим доступа : WWW. URL: <http://www.transportzones.ru/zimads-460-1.html>, (дата обращения: 24.01.2017).
46. Студопедия. [Веб-сайт]. URL: [http://studopedia.ru/12\\_18313\\_raschet-vneshney-skorostnoy-harakteristiki-dvigatelya.html](http://studopedia.ru/12_18313_raschet-vneshney-skorostnoy-harakteristiki-dvigatelya.html), (дата обращения: 24.01.2017).
47. Каминский Р. В. Методика создания типоразмерного ряда турбокомпрессоров для двигателей внутреннего сгорания различного назначения: дис. ... к-та техн. наук. М., 2015.
48. Григоров И. Н. Опыт разработки систем наддува двигателей КАМАЗ EURO-4, 5 / И. Н. Григоров, В. Н. Каминский, Р. В. Каминский, С. В. Сибиряков, С. М. Кучев, В. Н. Лихачев, Р. Х. Хафизов // Журнал Автомобильных инженеров. – 2011. - Выпуск №4 (69). - С. 28-35.
49. Рудой И. Б. Системы имитационного моделирования ДВС: учеб. пособие. / И. Б. Рудой, А. А. Черноусов. - Уфа : - Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т., 2008. - 122 с.
50. Ricardo [Электронный ресурс]. URL : <http://www.ricardo.com> , (дата обращения: 16.12.2016).
51. Средства проектирования силовых установок, всегда готовые к работе. [Веб-сайт Ricardo Software]. Режим доступа: WWW. URL : [http://www.ricardo.com/Global/IA/Investors/Annual%20reports/All\\_product\\_flyer\\_Mar%202010\\_rus%20\(3\).pdf](http://www.ricardo.com/Global/IA/Investors/Annual%20reports/All_product_flyer_Mar%202010_rus%20(3).pdf), (дата обращения: 24.01.2017).

52. Дизель-ПК. [Веб-сайт]. - Режим доступа : WWW. URL : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=wholeOperatingRange>, (дата обращения: 21.11.2016).
53. Diesel-RK. Расчет широкого диапазона режимов работы дизелей. Тепловозный дизель Д49. [Электронный ресурс]. - Режим доступа : WWW. URL : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=locomotiveCurve>, (дата обращения: 24.01.2017).
54. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-ПК. [Веб-сайт]. - Режим доступа : WWW. URL : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=opimization>, (дата обращения: 20.01.2016).
55. Кулешов А. С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС : дис. ... д-ра техн. наук. М., 2011.
56. Расчет сгорания в бензиновых и газовых двигателях. [Электронный ресурс]. – 2004. - Режим доступа : WWW. – URL : <http://energy.power.bmstu.ru/e02/diesel/d211rus.htm>. (дата обращения: 20.01.2016).
57. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-ПК. [Веб-сайт]. - Режим доступа : WWW. URL : <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Dialup>, (дата обращения: 20.01.2016).
58. Опыт фирмы AVL LIST GMBH в применении методов моделирования для разработки двигателей и автомобилей. [Веб-сайт]. - Режим доступа : WWW. URL : [http://www.aps-c.ru/publications/avl\\_experience.pdf](http://www.aps-c.ru/publications/avl_experience.pdf), (дата обращения: 21.11.2016).
59. AVL. [Веб-сайт]. – 2015. - Режим доступа : WWW. URL : [https://www.avl.com/boost/-/asset\\_publisher/gYjUpY19vEA8/content/avl-boost](https://www.avl.com/boost/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/avl-boost), (дата обращения: 18.12.2015).
60. Vlahowsky Н. Р. Новый метод разработки двигателей - концепция виртуального двигателя [Электронный ресурс] : [доклад] / Н. Р. Vlahowsky. – Режим доступа : WWW. URL: <http://www.aps-c.ru/publications/virtual.pdf>. (дата обращения: 14.01.2015).

61. Черноусов А. А. Основы теории и моделирования теории горения в ДВС: учебное пособие / А. А. Черноусов. – Уфа : Дизайн Полиграф Сервис, 2007. - 227 с.
62. Черноусов А. А. Основы численного моделирования рабочих процессов тепловых двигателей / А. А. Черноусов, Е. В. Волосатова. - Уфа, 2008. - 270 с.
63. Черноусов А. А. Математические модели ступеней турбомашин для численных расчётов комбинированных двигателей / Черноусов А. А., Еникеев Р. Д. // Вестник УГАТУ. - 2014. - Т 18, - № 3 (63), - С. 1-6.
64. Еникеев Р. Д. Программный пакет ALLBEYA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС / Р. Д. Еникеев // Двигателестроение. – 2013. - № 2. - С. 38.
65. Еникеев Р. Д. Проектирование и реализация пакета программ для анализа и синтеза сложных технических объектов / Р. Д. Еникеев, А. А. Черноусов // Вестник УГАТУ. – 2012. – Т 16. - № 5 (50). - С. 60-68.
66. Драгунов Г. Д. Расчёт рабочего цикла дизеля с газотурбинным наддувом. Учебное пособие / Г. Д. Драгунов. - Челябинск, 1978. - 82 с.
67. Поспелов Д. Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением / Д. Р. Поспелов – Л., 1961. - 559 с.
68. Wosghni G. A Universally Applicate Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Interna Combustion Engines / G.Wosghni. - SAE 6700931.
69. Honenberg, G. Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren / G. Honenberg. – Habilitationsschrift : TU-Graz. - 1980.
70. Theory AVL Boost version 2011 / - AVL LIST GmbH. - 2011. - 101 с.
71. Круглов М. Г. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов / М. Г. Круглов. - 1984. - 384 с.

72. Каргин С. А. Разработка методики расчёта показателей рабочего цикла дизелей при различных способах смесеобразования / С. А. Каргин, А. П. Исаев // Известия ВолгГТУ. - С. 69-72.
73. Тареев В. М. Справочник по тепловому расчёту рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / В. М. Тареев. – Л., 1961.
74. 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. – 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1983. – 372 с., ил.
75. KÖNIGSSON, F. A Combustion Model for Diesel Engines. Master of Science Thesis / F. KÖNIGSSON. - Stockholm, Sweden, 2010. – 57 с.
76. Вибе И. И. Теория двигателей внутреннего сгорания. Конспект лекций / И. И. Вибе. - Челябинск, 1974. - 252 с.
77. Лазарев Е. А. Физические концепции и математические модели / Е. А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. – 2010. – Вып. 10.
78. Varnier. O. Doctoral thesis: Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines / O. Varnier. - Valencia, 2012. – 324 с.
79. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей: скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И. И. Вибе - М. : МАШГИЗ, 1962. - 270 с.
80. Функция Хевисайда [Электронный ресурс]. URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Функция\\_Хевисайда](https://ru.wikipedia.org/wiki/Функция_Хевисайда) (дата обращения: 15.08.2016).
81. Шароглазов Б. А., Машков О. Г., Вакенгут П. Б. Автоматизированная оценка численных значений исходных параметров при моделировании процессов в поршневых двигателях // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2013. Т. 13. № 1. С. 80–85. ISSN 1990-8504.
82. Плескунин В. И. Теоретические основы организации и анализа выборочных данных в эксперименте: учеб. пособие / В. И. Плескунин, Е. Д. Воронина. – Л.: - Ленинградский университет, 1979. - 230 с.

83. Зейнетдинов Р. А. Проектирование автотракторных двигателей: учеб. пособие / Р. А. Зейнетдинов, И. Ф. Дьяков, С. В. Ярыгин, -Ульяновск: УлГТУ, 2004. - 168 с.
84. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания : учеб. пособие для вузов. Л. : Изд-во ЛГУ, 1983. 244 с.
85. Лазарев Е. А. Особенности организации рабочего цикла в дизеле высокой литровой мощности / Е. А. Лазарев, В. С. Мурзин, В. Е. Лазарев и др. // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2013. Т. 13. № 1. С. 36–43. ISSN 1990-8504.
86. Машков О.Г. Тепловой расчёт рабочего цикла поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2011614351 об официальной регистрации программ для ЭВМ; 2.06.2011.
87. Машков О.Г. Автоматизированный выбор исходных данных для теплового расчёта поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2012616587 об официальной регистрации программы для ЭВМ; 23.07.2012.
88. Машков О.Г. Кинематический и динамический расчёт поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2012618001 об официальной регистрации программы для ЭВМ; 5.09.2012.
89. Машков О.Г. Система анализа и проектирования тепловых машин / В.Э. Гохберг, Р.Ф. Лисина, А.А. Мартынов : свидетельство 2016661530 о гос. Регистрации прогр. Для ЭВМ Рос. Федерация. № 2016618981; заявл. 22.08.2016: опубл. 12.10.2016г.
90. Разработка системы плагинов в Delphi [Сайт Блог GunSmoker-a]: - Режим доступа : WWW. URL: <http://www.gunsmoker.ru/2011/12/delphi.html>. (дата обращения 23.11.2016).
91. X-образный двигатель... [Сайт Drive2.ru]: - Режим доступа : WWW. URL: <https://www.drive2.ru/b/1871785/>. (дата обращения 24.11.2016).

92. Шароглазов Б.А. Оценка параметров агрегата турбонаддува поршневого транспортного двигателя на базе безмоторных испытаний / Машков О.Г., Мартынов А.А. // Транспорт Урала.- 2015. - № 3(46). -С. 74-78.
93. Онлайн электрик. [Электронный ресурс]. URL: <http://onlineelektrik.ru/eoborudovanie/datchyk/induktivnyj-datchik-ustrojstvo-princip-raboty-parametry-i-klassifikaciya.html>, (дата обращения: 14.12.2016).
94. Крейтовая система LTR — система сбора данных и управления с интерфейсами USB2.0 и Ethernet (TCP/IP) [Электронный ресурс]. URL: <http://195.91.155.90/products/ltr> (дата обращения: 24.09.2014).
95. Машков О. Г. Автоматизация процесса проведения контрольных испытаний турбокомпрессоров с использованием измерительно-вычислительного комплекса L-Card / О. Г. Машков, А. А. Жолобов : свидетельство 2014618825 о гос. регистрации прогр. для ЭВМ Рос. Федерация. № 2014616586 ; заявл. 08.07.14 ; опубл. 20.09.14.
96. Портнов Д. А., Металликов С. М. Методика получения характеристик турбокомпрессора. Исследование газотурбинных двигателей и их элементов // Тр. НИИ. 1960. № 9. С. 325.
97. Антипов В. А. Стенд для испытаний роторов турбокомпрессоров / В. А. Антипов, Г. В. Лазуткин, С. В. Андриянов, С. А. Вельмин. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. - 2012. – Вып. №5 (36). - С. 177-180.
98. ОСТ В3-1509-81. Дизели военных гусеничных машин. Метод приведения мощности и удельного расхода топлива к стандартным условиям испытаний.
99. Погодин С.И. Приведение мощности дизелей к стандартным условиям / С.И. Погодин, - М. : Машиностроение, 1973.
100. ГОСТ Р 53637–2009. Турбокомпрессоры автотракторные. Общие технические требования и методы испытаний. М. : Стандартинформ, 2010.

## Приложение А – Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**СВИДЕТЕЛЬСТВО**  
о государственной регистрации программы для ЭВМ  
**№ 2016661530**

**Система анализа и проектирования тепловых машин**

Правообладатель: *Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро «Турбина» (RU)*

Авторы: *Машков Олег Григорьевич (RU), Гохберг Владимир Элевич (RU), Лисина Рената Феликсовна (RU), Мартынов Андрей Анатольевич (RU)*

Заявка № **2016618981**  
Дата поступления **22 августа 2016 г.**  
Дата государственной регистрации  
в Реестре программ для ЭВМ **12 октября 2016 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 **Г.П. Ивлиев**





РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014618825

Автоматизация процесса проведения контрольных  
испытаний турбокомпрессоров с использованием  
измерительно-вычислительного комплекса L-Card

Правообладатель: *Открытое акционерное общество «Специальное  
конструкторское бюро «Турбина» (RU)*

Авторы: *Машков Олег Григорьевич (RU),  
Жолобов Артем Алексеевич (RU)*

Заявка № **2014616586**

Дата поступления **08 июля 2014 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **29 августа 2014 г.**

*Врио руководителя Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Л.Л. Кирий*

## Приложение Б – Исходные данные, при моделировании ВСХ

Параметры частоты вращения коленчатого вала  $n_d$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha_c$ , продолжительности процесса сгорания  $\varphi_z$ , угла опережения воспламенения  $\theta$  показаны в процентах. 100% в каждом случае приняты численные значения параметров, соответствующие  $n_d = n_n = 100\%$ .

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 100\%$

Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1. Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,287	МПа
2. Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,921	—
3. Давление остаточных газов	$p_r$	0,4841	МПа
4. Температура остаточных газов	$T_r$	705,28	К
5. Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	8,0	К
6. Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	100	%
7. Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,36	—
8. Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9. Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	100	%
10. Показатель политропы расширения	$n_2$	2,27	—
11. Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12. Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	81,22	К
13. Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,54	—
14. Угол опережения воспламенения	$\theta$	100	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 92,5\%$

Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1. Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,287	МПа
2. Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,947	—
3. Давление остаточных газов	$p_r$	0,6798	МПа
4. Температура остаточных газов	$T_r$	760,82	К
5. Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	7,9	К
6. Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	100	%
7. Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,35	—
8. Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9. Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	100	%

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,26	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	107,6	$K$
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,52	—
14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	95,55	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 90,4\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,2797	$MПа$
2.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,935	—
3.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,4107	$MПа$
4.	Температура остаточных газов	$T_r$	691,92	$K$
5.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	7,8	$K$
6.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	100,5	%
7.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,36	—
8.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	100	%
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,26	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	77,5	$K$
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,54	—
14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	92,4	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 85,7\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,2724	$MПа$
2.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,943	—
3.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,3723	$MПа$
4.	Температура остаточных газов	$T_r$	688,18	$K$
5.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	7,6	$K$
6.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	98,9	%
7.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,35	—
8.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	102	%
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,26	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	73,71	$K$
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,54	—

14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	90,3	%
-----	-------------------------------	----------	------	---

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 80,9\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,2527	МПа
2.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,951	—
3.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,3222	МПа
4.	Температура остаточных газов	$T_r$	693,42	К
5.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	8,0	К
6.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	97,23	%
7.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,35	—
8.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	105	%
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,26	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	67,59	К
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,54	—
14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	89,6	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 76,1\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,2308	МПа
2.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,959	—
3.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,2705	МПа
4.	Температура остаточных газов	$T_r$	708,27	К
5.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	8,0	К
6.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	92,81	%
7.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,35	—
8.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	110	%
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,26	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	58,79	К
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,55	—
14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	89,6	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 71,4\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
1.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,1793	МПа
2.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,964	—
3.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,1957	МПа
4.	Температура остаточных газов	$T_r$	773,04	К
5.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	8,0	К
6.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	88,95	%
7.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,34	—
8.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
9.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	114	%
10.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,25	—
11.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
12.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	35,25	К
13.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,58	—
14.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	83,66	%

Частота вращения коленчатого вала  $n_d = 66,6\%$

	Наименование	Обозн.	Значение	Размерн.
2.	Давление перед впускными клапанами	$p_k$	0,1934	МПа
5.	Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,944	—
6.	Давление остаточных газов	$p_r$	0,2594	МПа
7.	Температура остаточных газов	$T_r$	685,46	К
8.	Подогрев свежего заряда	$\Delta T$	8,0	К
12.	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_c$	86,74	%
14.	Показатель политропы сжатия	$n_1$	1,33	—
16.	Показатель характера сгорания осн. периода	$m$	0,38	—
17.	Продолжительность сгорания осн. периода	$\varphi_z$	119	%
18.	Показатель политропы расширения	$n_2$	2,25	—
19.	Коэффициент эффективности сгорания	$\xi$	0,98	—
20.	Понижение темпер. свежего заряда в охл. надд. воздуха	$\Delta T_{охл}$	35,58	К
21.	Показатель политропы сжатия в компрессоре	$n_n$	1,58	—
22.	Угол опережения воспламенения	$\Theta$	76,9	%

Остальные исходные данные показаны в разделе 3.2.



## Приложение В – Акты использования результатов исследования

УТВЕРЖДАЮ  
И. о. генерального директора  
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»  
В.Е. Юматов



### АКТ

об использовании результатов исследований, выполненных в диссертационной работе Машкова Олега Григорьевича: «Численное моделирование параметров рабочего цикла комбинированной энергетической установки применительно к режимам полных нагрузок (для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)»

г. Челябинск

2016г.

Предприятие ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» в течение значительного отрезка времени ведёт научно-исследовательские работы, связанные с совершенствованием качеств опытных и серийно выпускаемых поршневых двигателей для транспорта. В том числе двигателей для армейских машин. Эти работы касаются совершенствования процессов, протекающих в агрегатах и системах комбинированных энергетических установок (в т. ч. Двигателей с газотурбинным наддувом).

В проведении такого рода работ результаты исследования, выполненные О.Г. Машковым в рамках диссертационной работы, используются при согласовании и настройке совместной работы агрегатов наддува с поршневым двигателем, а так же при выполнении расчётных работ по агрегатам наддува комбинированных поршневых установок.

В частности используется, предложенная модель и программный продукт, который на этапе доводочных работ позволил сформировать требования к показателям компрессора и турбины (и в целом газотурбинному нагнетателю) применительно к их характеристикам в условиях работы турбокомпрессора на режимах внешней скоростной характеристики. Также использовано и проверено в условиях работы двигателя по внешней скоростной характеристике мероприятие по расширению диапазона работы компрессора агрегата ГТН.

Результаты исследования использовались при создании энергетических установок для машин на базе платформы типа «А», «Курганец».

Начальник КТЦ, к.т.н

В.И. Костюченко

Главный специалист ГСКТБ «Трансдизель»,  
учёный секретарь НТС, к.т.н.

А.П. Маслов

УТВЕРЖДАЮ  
Генеральный директор  
АО «СКБ Турбина»



А. В. Адаев

об использовании результатов исследований, выполненных в диссертационной работе Машкова Олега Григорьевича: «Численное моделирование параметров рабочего цикла комбинированной энергетической установки применительно к режимам полных нагрузок (для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)»

г. Челябинск

2016г.

Предприятие АО «СКБ Турбина» в течение значительного отрезка времени ведёт научно-исследовательские работы, связанные с совершенствованием качеств опытных и серийно выпускаемых поршневых двигателей для транспорта. В том числе двигателей для армейских машин. Эти работы касаются совершенствования процессов, протекающих в агрегатах и системах комбинированных энергетических установок (в т. ч. Двигателей с газотурбинным наддувом).

В организации и проведения такого рода работ результаты исследования, выполненные О.Г. Машковым в рамках диссертационной работы, используются при выполнении расчётных работ по агрегатам наддува комбинированных поршневых установок. В частности, методология формирования и численной оценки начальных условий при расчётном определении параметров агрегатов наддува при их совместной работе с поршневой тепловой машиной (энергетические установки для машин на базе платформы типа «Армата», «Курганец»).

Результаты исследования являются, безусловно, полезными и нужными для решения общих задач создания и совершенствования необходимых стране машин.

Заместитель генерального директора по НИОКР –  
главный конструктор

И.С. Латыпин





ТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе  
ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»

С.Д. Ваулин

29.12.2016г.

об использовании в учебном процессе кафедры «ДВС и ЭСА» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» результатов диссертационной работы Машкова Олега Григорьевича: «Численное моделирование параметров рабочего цикла комбинированной энергетической установки применительно к режимам полных нагрузок (для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)»

г. Челябинск

2016г.

Комиссия в составе: заведующего кафедрой ДВС и ЭСА, д.т.н. Лазарева В.Е.; д.т.н., профессора Шароглазова Б.А.; к.т.н., доцента Клементьева В.В. составила настоящий акт об использовании в учебном процессе кафедры «ДВС и ЭСА» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» результатов диссертационной работы: «Численное моделирование параметров рабочего цикла комбинированной энергетической установки применительно к режимам полных нагрузок (для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)», выполненной аспирантом Машковым Олегом Григорьевичем.

В период обучения в аспирантуре Машков О.Г. неоднократно результаты своих научных исследований использовал в лекционной работе при подготовке инженеров, бакалавров и магистрантов по дисциплинам: «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания», «История и методология науки и техники». В частности, читал лекции по темам: «Особенности протекания рабочего цикла в комбинированных энергетических установках с газотурбинным наддувом», «История создания и совершенствования, форсированных по среднему эффективному давлению цикла машин», «Проблемы совершенствования и улучшения качества наддувочных агрегатов».

Разработанные Машковым О.Г. программы для расчёта параметров форсированных наддувом машин использовались (и используются) студентами при курсовом проектировании и подготовке выпускных работ.

К одной из таких программ относится программа «Тепловой расчёт цикла поршневой тепловой машины при использовании интегральной характеристики выгорания топлива» № 2013660394.

Председатель комиссии, зав. кафедрой

В.Е. Лазарев

Члены комиссии:

Б.А. Шароглазов

В.В. Клементьев

Ученый секретарь

А.Е. Попов