

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)
13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки, специальности)
Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Адаптация системы турбонаддува для двигателя работающего на
природном газе

Студент	<u>С.А. Давтян</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Руководитель	<u>Д.А. Павлов</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Консультанты	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент Д.А. Павлов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) _____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20____ г.

Тольятти 2019

АННОТАЦИЯ

Целью данной работы является оценка возможности применения и перспектив использования турбокомпрессора для двигателей работающих на природном газе типа ВАЗ. Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка включает в себя расчетную часть и содержит оценочные расчеты системы наддува двигателя. Конструкторская часть содержит необходимые расчеты, в том числе тепловой расчет при выбранных условиях проектируемого двигателя.

ABSTRACT

The objective of the work is the application and the prospect of using a turbocharger for engines on natural gas. The final qualifying work consists of an explanatory note and a graphic part. The explanatory note includes the calculation part and contains the estimated calculations of the engine boost system. The design part contains the necessary calculations, including thermal calculation under the selected conditions of the designed engine.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Состояние вопроса.....	6
1.1 Экологические проблемы автомобильного транспорта.....	6
1.2 Обзор применяемых систем наддува.....	7
1.2.1 Нагнетатели типа Рутс.....	11
1.2.2 Центробежный нагнетатель.....	13
1.2.3 Нагнетатели типа «Лисхольм».....	14
1.2.4 Другие типы нагнетателей.....	15
1.2.5 Система турбонаддува	18
1.2.5 Комбинированный наддув.....	20
2 Тепловой расчет двигателя с наддувом работающего на природном газе (КПГ).....	22
2.1 Топливо.....	22
2.2 Параметры рабочего тела.....	22
2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы.....	23
2.4 Расчет основных процессов.....	25
2.4.1 Процесс впуска	25
2.4.2 Процесс сжатия.....	26
2.4.3 Процесс сгорания.....	28
2.4.4 Процессы расширения и выпуска.....	29
2.5 Индикаторные параметры рабочего цикла.....	30
2.6 Эффективные показатели двигателя.....	31
2.7 Основные параметры цилиндра и двигателя.....	32
2.8 Тепловой баланс.....	33
3 Расчет турбокомпрессора.....	36
3.1 Расчет компрессора.....	36
3.2 Расчет турбины	44
3.3 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью.....	50

4	Использование технологии газодинамического нанесения металлов для повышения надежности работы урбокомпрессора.....	52
4.1	Технология газодинамического нанесения металлов на поверхность деталей и изделий.....	53
5	Методы уменьшения вредных выбросов автомобилями.....	56
5.1	Каталитическая нейтрализация ОГ.....	57
5.2	Воздействие шума двигателей внутреннего сгорания на человека и окружающую среду	59
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	63
	СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	64

ВВЕДЕНИЕ

Вот уже около ста лет повсюду в мире основным силовым агрегатом, применяемым в автомобилестроении, является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Современные модели поршневого ДВС представляют собой сложный агрегат, состоящий из различных систем, механизмов и устройств.

С момента появления двигателя внутреннего сгорания перед инженерами и конструкторами стоял ряд важнейших задач:

- повышение удельной литровой мощности;
- снижение удельного расхода топлива;
- понижение уровня шума при работе агрегата;
- уменьшение загрязнения окружающей среды

Для решения изложенных выше задач и улучшения характеристик поршневых двигателей стало использование турбонаддува. Использование турбонаддува на двигателях малого рабочего объема на практике оказалось затруднительным. Неэффективная работа на малых оборотах двигателя. Справиться с этой проблемой помогает применение комбинированного наддува.

Турбодвигатель долго являлся большой редкостью и применялся, как правило, только на дорогих версиях моделей премиум класса или спортивных авто. Однако стремительное развитие технологий, а главное ужесточение экологических норм и стандартов вынуждает автопроизводителей обратить свое внимание на турбокомпрессор для ДВС с принудительным зажиганием. В результате произошло активное внедрение турбин на современные агрегаты.

Целью данной работы является адаптация системы турбонаддува для двигателя работающего на природном газе.

1 Состояние вопроса

1.1 Экологические проблемы автомобильного транспорта

В связи с прогрессирующим развитием автомобильной промышленности проблемы экологической безопасности автомобильного транспорта являются одной из важнейших частей экологической безопасности страны. Масштаб и острота этой проблемы увеличивается с каждым годом, несмотря на все мероприятия, проводимые для того, чтобы снизить негативные воздействия на окружающую среду. В состав транспортной отрасли России входят более четырех тысяч автотранспортных предприятий, занимающихся пассажирскими или грузоперевозками, от самых крупных и средних до более мелких корпораций и фирм. Стремительное развитие экономики и как следствие рыночных отношений повлекло за собой появление в большом количестве коммерческих транспортных подразделений небольшой мощности. Начиная с 2000-х годов, на территории РФ стабильно функционировало около полумиллиона субъектов транспортного рынка различных форм собственности.

И если ежегодный рост количества автопарков, переход от одной формы собственности к другой или произойдет смена перевозки пассажиров на грузоперевозки и прочее существенно не влияют на методы воздействия транспорта на окружающую среду, то сам факт того, что несмотря на все проводимые мероприятия по защите окружающей среды, выбросы опасных веществ в атмосферу от автомобилей и прочей автотехники увеличивается в год в среднем на 3,1% в год. Согласно подсчетам экологический ущерб от использования транспортного комплекса в России составляет более 3,5 млрд. американских долларов и цифра неуклонно растет с каждым годом. Если в начале 2000 годов насчитывалось 27 млн. шт., в том числе 20млн. легковых автомобилей, и других единиц техники, то на 1 января 2019 года цифра составила чуть более 50 млн. единиц, 31 млн. насчитывают легковушки. Намечена хорошая динамика по снижению среднего возраста автотранспортных средств, хотя по прежнему она остается значительной и

составляет 10 лет, также в наличии у автопарка остаются автомобили, которые эксплуатируются свыше 13 лет, они полностью изношены и подлежат утилизации.

Среднестатистический автомобиль ежегодно поглощает из атмосферы в более 4 тонн кислорода, выбрасывая при этом в атмосферу 135 килограммов окиси углерода, 25 килограммов окислов азота, 20 килограммов углеводородов, 4 килограмма двуокиси серы, от 7 до 10 килограммов бензпирена и более килограмма твердых частиц. В сумме, общее количество вредных веществ которые выбрасываются в атмосферу автомобилями превышает цифру в 20 миллионов тонн. Вред, который наносит окружающей среде автотранспорт, является самым масштабным по сравнению с другими видами негативного воздействия.

Использование традиционного моторного топлива в двигателях автомобилей является экологической проблемой не только для нашей страны в частности, это проблема актуальна для всех стран. Во многих странах принимаются и ужесточаются требования для автотранспорта.

Одним из перспективных альтернативных топлив является сжатый природный газ (СПГ, CNG). Известно, что применение СПГ позволяет существенно снизить токсичность отработавших газов. Однако, его применение сопровождается значительными сложностями, например, повышенной температурой отработавших газов, вследствие относительно плохого сгорания газового топлива в камере сгорания двигателя. Другой проблемой СПГ является некоторое снижение мощности двигателя из-за низкой плотности газового топлива. Для решения вопроса снижения мощности применяют системы наддува.

1.2 Обзор применяемых систем наддува

В тот момент, когда конструкторами был определен один из важнейших приоритетов – это высокая удельная мощность при минимальных габаритах двигателя, на практике началось использование наддува. Самым первым

нагнетателем, не считая ранних поршневых компрессоров, на автомобильном двигателе начал использоваться принудительный (механический) нагнетатель «Roots» («Рутс»), на тот момент прекрасно зарекомендовавший себя в промышленности. В конце XIX века (1885 г.) немецкий инженер, конструктор и промышленник Готлиб Вильгельм Даймлер запатентовал нагнетатель собственной конструкции, основываясь на работе подобного нагнетателя братьев Рутс. В самом начале XX столетия а именно в 1902г. француз Луис Рено запатентовал свой проект центробежного нагнетателя, а через девять лет в 1911 году в Швейцарии один из изобретателей А. Бюхи был запатентован с подробным описанием принцип работы турбонагнетателя, который работал на энергии выхлопных газов.

Нужно отметить, что применение наддува привело к существенному повышению теплонапряженности конструкции двигателя. Существенно возросший тепловой поток, негативно влиял на выпускные клапана, поршни и систему охлаждения двигателя. Сильно тормозило развитие системы наддува в автомобилестроении несоответствие конструкции и используемых материалов.

Следующий шаг развития систем наддува связан с авиацией. Роторный двигатель «Мюррей-Вильяма» считается первым авиационным двигателем с механическим наддувом. В 1918 г., истребители «SPAD» S.XIIIС устанавливался турбонаддув «Rateau» («Рато»). Однако, первые модели «Испано-Сюиза» 8-й серии не получили существенного преимущества использования турбонаддува, в следствии ошибочного подбора турбокомпрессора. Не пройдет и года, как турбонаддувным агрегатом «Рато» будет оснащен двигатель «Либерти L-12», он станет более мощный, чем «Испано-Сюиза», а еще через два года в 1920 г. биплан «Lerere», оборудованный этим двигателем, поднимется на высоту 10092 метра. Это рекордные показатели для того времени.

Первыми разработчиками спортивных двигателей данного типа стал автозавод «Daimler AG Mercedes-Benz» в 1921 году, а также «S Sunbeam

Motor Car Company» и «FIAT». Уже первые модели нагнетателей увеличивали мощность двигателя на 50-70%. К примеру, у двухлитрового двигателя «Delage» после усовершенствования путем установки системы наддува мощность выросла до 190 л.с., при прошлых значениях равных 125 л.с.

Классификация систем наддува ДВС.

Агрегатный наддув образуется в результате активной работы нагнетателя. К таким нагнетателям относятся:

- *механический наддув* – компрессор, у которого вал вращается от передачи крутящегося момента с коленчатого вала двигателя через ременчатый привод;
- *турбонаддув* - компрессор (нагнетатель), у которого вращение турбины задается под воздействием стримительного движения выходящих выхлопных газов после сгорания топливной смеси в цилиндре двигателя;
- при объединении обеих схем получается *комбинированный наддув* .

К **безагрегатному наддуву** относятся:

- *динамический наддув* (другими словами инерционный, резонансный или акустический), это увеличение наполняемости цилиндра за счёт волн давления во впускном трубопроводе;
- *скоростной наддув* - эффективность работы данного метода будет заметна только при максимальных режимах работы двигателя т.е на высоких скоростях. В автомобильных двигателях данный режим использовать малоэффективно и нецелесообразно. Широкое применение данный наддув нашел в авиационной промышленности при изготовлении поршневых авиационных двигателей;
- *рефрижерационный наддув* – его работа основана на испарении топлива, поступающего в двигатель вместе с воздухом, также

имеется возможность использования любой горючей жидкости с пониженной температурой кипения и большой теплотой парообразования, применение данного вида наддува на автомобильных двигателях невозможно.

Понижение степени сжатия при использовании систем наддува ведет к снижению КПД, соответственно и экономичность двигателя. Поэтому приводные нагнетатели могли быть использованы лишь в редких случаях. В инструкциях к автомобилю Mercedes-Benz 540K 1937 года выпуска было прописано, что использование компрессора при 1000 мин^{-1} только в редких случаях (проезд перекрестка или преодоления крутых подъемов). Время работы компрессора не должна превышать 60с, при достижении значений равных 3400 мин^{-1} необходимо отключить систему незамедлительно.

Попытки усовершенствовать нагнетатели делали многие автомобильные концерны в 70-х и 80-х годах, такие как Lancia, Volkswagen и General Motors, но большого распространения приводные компрессоры так и не получили. Автопроизводители могут прибегнуть к помощи нагнетателя лишь в тот редкий случай, когда стоит задача создать ряд двигателей разной мощности без масштабной реконструкции базового двигателя.

На сегодняшний день система с принудительным нагнетателем, которая устанавливается на автомобилях «Mercedes-Benz» среднего класса мало отличается от распространённых в далекие тридцатые годы нашего столетия роторношестеренчатых компрессоров с системой типа «Рутс». Двигатель у которого рабочим объемом 2,3л оснащен механическим компрессором производства фирмы «Eaton» (Eaton Corporation plc), усовершенствованный версией «Рутс» - в отличии от аналога современный компрессор снабжен не двумя винтообразными лопастями, а тремя. Привод осуществляется поликлиновыми ремнями от коленчатого вала двигателя. На лопасти нанесено особое покрытие, уменьшающее трение, благодаря чему значительно улучшается КПД механизма. Приводится в действие компрессор специальным электромагнитным сцеплением и только тогда,

когда необходимо резко увеличить мощность. Степень сжатия уменьшена до 8,8. Четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом которого равен 2,3 л развивает с компрессором 193 л.с. вместо 150 л.с. при 5400-5500 об/мин. Крутящий момент возрастает от 220 до 270 Нм при оборотах коленчатого вала 3750-3800 об/мин.

Наддув с турбонагнетателем, то есть нагнетателем, приводимым в действие турбиной, работающей на отработавших газах, оказался более удачным и получил широкое распространение в мире.

1.2.1 Нагнетатели типа Рутс

Нагнетатель братьев Рутс увидел свет еще в середине XIX века в 1859 году. Первоначальное использование данной модели предполагалось в замен вентилятора, предназначенного для перемещения большого объема воздуха в промышленном цехе, служившего для его эффективного проветривания. Особенностью модели нагнетателя братьев Рутс являлась конструкция, построенная из двух шестерен (прямозубых) которые вращались в разных направлениях, в едином корпусе. Принцип работы заключался в перекачивании объема воздуха из впускного коллектора через зубья шестерен а также между зазорами шестерен и корпуса нагнетателя а затем в выпускной коллектор.

Но через 90 лет а именно в 1949 году американский изобретатель Eaton модернизировал конструкцию нагнетателя братьев Рутс. В чем заключались изменения и инновация? Прежде всего изменилась конструкция, с прямозубых шестерен перешли на косозубые роторы. Это улучшило зацепление между зубьями шестерен. Воздух стал не смешиваться и сжиматься между шестернями в корпусе нагнетателя, а перемещаться (перекачиваться) вдоль оси ротора в следующий объем - объемный нагнетатель.

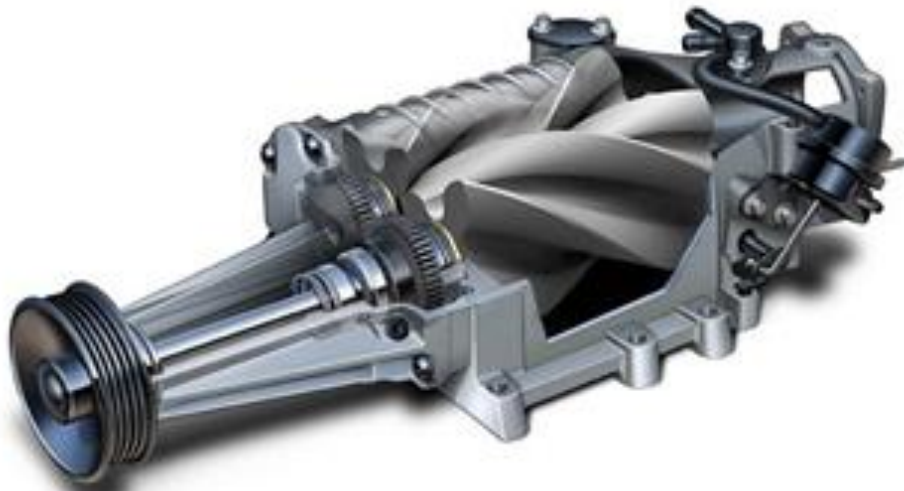


Рисунок 1.1 – Объемный компрессор производства Eaton

На сегодняшний день только незначительные усовершенствование нагнетателей данного типа пришли с того времени, а именно: увеличения количества лопаток, если у первоначального нагнетателя Итона было по две лопатки на роторе, то уже сегодня их количество возросло до четырёх – «Eaton TVS». Увеличение числа зубьев-лопаток помогает решить основную проблему нагнетателей системы «Ruts» – когда количество объема подачи воздуха распределяется неравномерно, тем самым образуя пульсацию давления. Для устранения этого недостатка, впускное и выпускное окно компрессора форму треугольника. С помощью этих конструкторских решений получается добиться необходимой равномерности подачи. Но это не единственный недостаток компрессоров данного типа. Основная проблема состоит создании турбулентности. Она образуется при смешивании так называемого несжатого воздуха с сжатым, в нагнетательном трубопроводе. Во время увеличения давления происходит нагрев воздушного потока, а если еще в это время создается турбулентность то температура воздушного потока начинает резко расти. Для предотвращения перегрева, в систему устанавливают интеркулер.

Благодаря современным динамично развивающимся технологиям данные компрессоры имеют очень высокий уровень производительности. Главное их преимущество - это простая конструкция (немного деталей и низкая

скорость вращения роторов, благодаря чему, такие нагнетатели очень долговечны), они очень компактны, эффективны на малых и средних оборотах двигателя, имеют низкий уровень шума по сравнению с компрессорами другого типа, такие как центробежные.

1.2.2 Центробежный нагнетатель

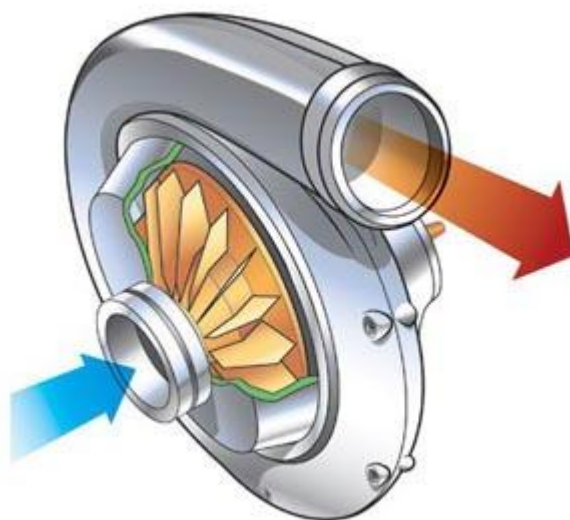


Рисунок 1.2 – Центробежный нагнетатель

Нагнетатели данного типа получили широкое распространение в современном мире. И если в виде самостоятельного компрессора их использование имеет не очень большую популярность, то в составе турбонаддува их использование весьма масштабно.

Основную роль в центробежном нагнетателе играет рабочее колесо как его еще называют – крыльчатка, это главная деталь во всей конструкции. Корпус имеет сложную форму, которая напоминает конус. Также не маловажное значение имеют лопатки на крыльчатке. Их геометрический размер, форма, вид, материал, конструктив, точность в изготовлении непосредственно влияет на эффективность работы нагнетателя в целом.

Недостаток этой конструкции это и есть сам принцип работы центробежного нагнетателя. Чтобы получить максимальный КПД и положительный эффект, вращение колеса должно иметь очень высокую скорость. В этом случае давление, которое создает центробежный

компрессор, пропорционально квадрату скорости крыльчатки. В таких случаях скорости могут подниматься выше 40000 мин^{-1} .

В случае привода от двигателя посредством ременной передачи компрессоры такого типа отличаются значительным шумом. Устранить проблему шума (частично) и ресурса элементов привода можно с помощью установки дополнительного мультипликатора, что приведет к снижению КПД механического нагнетателя.

Высокие скорости и обороты ведут к увеличению контроля качества используемых материалов, а также точность изготовления деталей. Нагнетатель данного типа эффективен только на высоких оборотах двигателя. Задержку в срабатывании таких нагнетателей можно отнести к недостаткам самого принципа работы (нагнетания). Несмотря на это центробежные нагнетатели завоевали признание в своей нише на рынке, за счет относительно небольшой стоимости и легкости в монтаже. Это привело к тому, что эти компрессоры практически полностью вытеснили другие, более дорогие и технически сложные, особенно это отразилось на сфере тюнинга.

1.2.3 Нагнетатели типа «Лисхольм»

Компрессоры типа «Лисхольм» используются для увеличения мощности двигателя. Шведским инженер Альф Лисхольм изготовил и получил патент на первый в мире винтовой компрессор в 1936 году. Компрессор типа Лисхольм, как и компрессор братьев Рутс относится к типу роторных объёмных нагнетателей. Два ротора вращаются, с идентичными профилями лопастей и направляют поступающий воздух во встречном друг к другу направлении - одновременное встречное вращение. Воздух направляется вперед вдоль лопастей ротора. Чрезвычайно маленькие зазоры между роторами обеспечивают высокую эффективность установки и совершенно незначительные потери. Отличие конструкции винтового нагнетателя от роторошестереночного состоит в том, что образуется внутреннее сжатие

воздуха и отсутствие предпосылок для образования турбулентности как это характерно для компрессоров Рутс. У данной конструкции, эффективность подачи воздуха сопровождается на всех режимах работы силового агрегата т.е при любых оборотах коленчатого вала двигателя. Чтобы увеличить КПД в работе всей системы, необходимо обеспечить охлаждение компрессора.

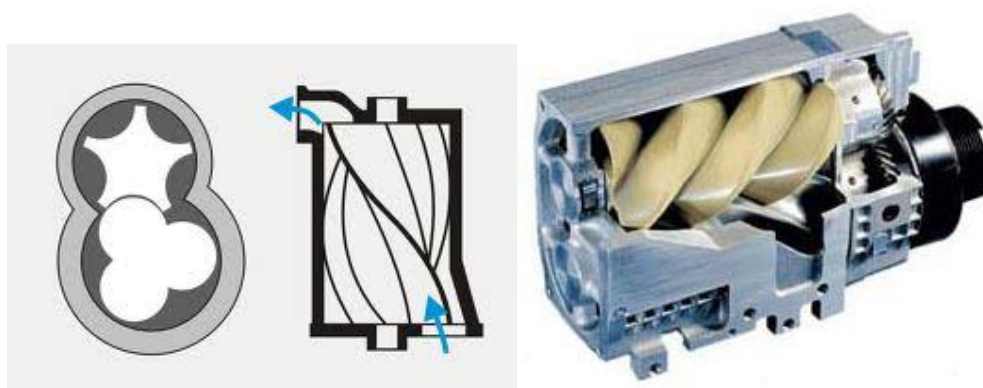


Рисунок 1.2 – Схема нагнетателя конструкции Лисхольм

Главным преимуществом в конструкции нагнетателя, сделанного Лисхольм это достаточно высокий показатель такой единицы как КПД, она равна 70%. Еще не маловажно отметить что данная конструкция нагнетателя имеет небольшие размеры, что позволяет без особого труда разместить его в моторном отсеке автомобиля. Так же он имеет высокий эксплуатационный ресурс по надежности. Благодаря винтовому ротору у него низкий уровень шума в работе. Единственный минус в конструкции — это сложность и большая трудоемкость при изготовлении винтовых роторов из-за чего увеличивается его стоимость. Высокая цена на нагнетатель и сложность в изготовлении не позволила его применить в массовом производстве автомобилей. Очень мало компаний которые взялись за производство нагнетателей «Лисхольм» .

1.2.4 Другие типы нагнетателей

Информация об изобретении необычного спирального одноосевого нагнетателя появилась в самом начале XX века. В 1905 году изобретатель

Леон Креукс заявил о себе, подав заявку на патент. Изначально данная конструкция рассматривалась в качестве парового двигателя. В конструкцию компрессора входили два спиральных витка, которые располагались один в другом. Со временем конструкция усовершенствовалась и превратилась из первоначальной четырех струйной машины в восьми струйную, оснащенную двумя камерами (внутренняя и внешняя), располагающимися с двух сторон с углом разворота 180° по расположению друг на против друга.

В 80-х годах XX столетия, автоконцерн Volkswagen активно проводил испытания, используя спиральные нагнетатели которые имели название «G-Lader». В настоящее все работы по спиральному нагнетателю остановлены. Технологическая сложность – это главная проблема, сдерживающая производство спиральных компрессоров.

В качестве нагнетателя компрессоры такого типа используются с середины восьмидесятых годов, и на сегодняшний день многие немецкие автопроизводители их используют.

Необходимо отметить наиболее важные преимущества спирального нагнетателя: высокий КПД, тихий в работе, качественное уплотнение, а соответственно давление наддува проявляется даже на небольших оборотах, а также незначительные потери в трение.

В настоящее время поршневые нагнетатели широко используются только на двигателях судовых машин, на двигателях в автомобильной промышленности подобные нагнетатели не используются совсем.

При использовании осевых нагнетателей воздух будет осуществлять движение в осевом направлении. По этому принципу работают электрические воздуходувки, встречающиеся на рынке. Их принцип работы основан на следующем: один или пара вентиляторов установлены последовательно или параллельно на моторчике которые находятся в воздушном патрубке, для подачи воздуха в воздушный фильтр, затем во впускной коллектор двигателя. Положительным результатом можно будет

считать если эти устройства преодолеют сопротивление фильтрующих элементов.

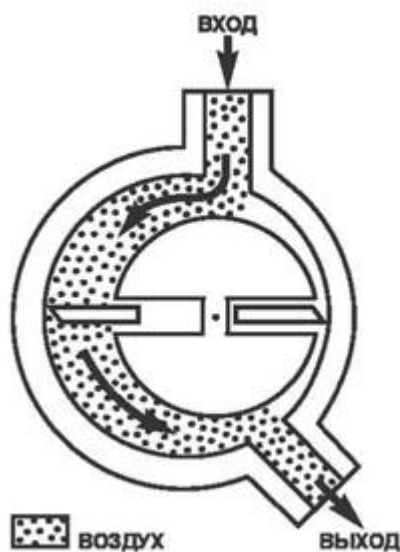


Рисунок 1.3 – Пластинчатый компрессор

К самым простым конструкциям, по их принципу работы, относятся лопастные нагнетатели. Такой нагнетатель имеет цилиндрическую форму корпуса на котором имеются два отверстия, вытянутые по всей длине цилиндра, и расположены по одной его стороне. Внутри корпус оснащен ротором размером $3/4$ от внутреннего диаметра корпуса. Ротор смещен от центра корпуса. У ротора продольные «канавки», в которые устанавливаются лопатки так называемые – шиберами. При вращении ротора воздух попадает в одну из половинок (камеру). При уменьшении объема камеры (эксцентрическое строение камеры) увеличивается давление. Дойдя до выпускного окна, воздух выходит, лопатка выдвигается обратно из продольной канавки благодаря действующим центробежным силам.

Конструктивная особенность лопастных нагнетателей имеет преимущества перед компрессором братьев Рутс, в том что у них практически нет утечки воздуха, отсюда и соответственно коэффициент КПД значительно выше.

В устройстве шиберных нагнетателей не решена проблема с повышенными фрикционными нагрузками между корпусом и шиберами. По

мере увеличении срока эксплуатации нагнетателя, увеличивается износ между трущимися поверхностями деталей, вследствие чего возрастает объем потери воздуха. Это снижает долю коэффициента КПД. С приходом усовершенствованных технологий появляются новые материалы, благодаря которым становятся востребованными известные ранее технические решения и конструкции.

1.2.5 Система турбонаддува

Принципиальная схема системы турбонаддува представлена на рисунке 1.4.

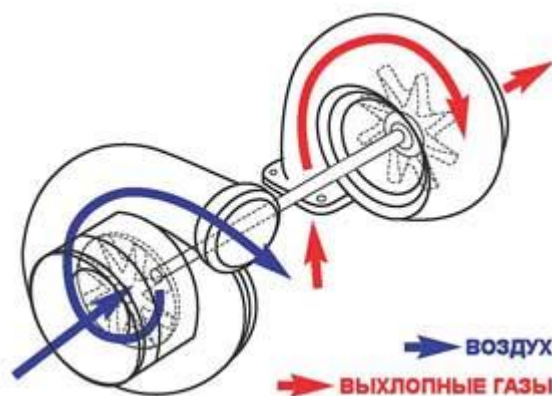


Рисунок 1.4 – Схема турбонаддува.

В конструкцию турбокомпрессора (турбонагнетатель) входят: компрессор и турбина, которые размещены на одном валу. По функционалу компрессор – это центробежный нагнетатель. Он работает за счет силы энергии выхлопных газов. Скорость вращения газовой турбины может быть в пределах от 50 до 100 тысяч об/мин. Воздух поступает в компрессор через его лопасти где он сжимается и подается во впускной трубопровод для смешивания с топливом т.е для приготовления горючей смеси. На этом этапе необходимо снизить степень сжатия, при этом будет незначительное падение теплового КПД данного двигателя, зато немаловажным будет, что расход топлива может снизиться.

Чтобы снизить воздействие детонации на детали двигателя необходимо охладить поступающий из компрессора в цилиндр воздух, так как после его нагнетания в наддуве у него высокая температура из-за высокого давления. Это характерно для двигателей внутреннего сгорания. За долговечность и большой ресурс в работе наддува отвечает турбина, а непосредственно лопатки на ней. Основным требованием к материалу для изготовления лопаток является его жаропрочность т.к температура направляемая на турбину от выхлопных газов, достигает 1000 °С. По сравнению с дизельными двигателями, температура нагрева выхлопных газов может доходит до 600 °С, именно по этой причине у дизельной турбины ресурс больше, нежели у бензиновой. Также большим преимуществом у дизельной конструкции по сравнению с бензиновой, является увеличенный приток воздуха, который легко позволяет работать на обедненной смеси при высоких температурах сжатия, воспламеняя их, не вызывает никаких проблем. Кроме того, дизельные двигатели и с турбонаддувом становятся более «эластичными» в работе. Сложности возникают при интенсивном, резком нажатии на педаль газа. Из-за эффекта инерции, при вращении турбины компрессора, идет неравномерная подача воздуха и топлива. Из-за чего дизель работает на обогащенной смеси, это заметно по повышенной дымности. Длительность этого процесса (повышенной дымности) зависит от длительности протекания инерции ротора компрессора, она сводится к минимуму путем увеличения подачи воздуха.

У турбонаддува бензиновых двигателей также имеется ряд своих особенностей. Экономичность а следовательно и экологичность двигателя можно достичь путем снижения рабочего объема двигателя. Оснащая двигатель турбиной, мощность при этом остается на прежнем уровне либо ее можно увеличить.

Процесс воспламенения бедных смесей (смесь бензина с воздухом) происходит очень медленно, на этом этапе необходимо строго контролировать пропорции подаваемого воздуха и бензина, особенно на

мощностных режимах. Одним из вариантов контроля подачи воздуха на данных режимах: реализована в системе регулирования «APC» фирмы «SAAB», в которой давление наддува контролируется с помощью электронной системы.

Задачей по улучшению конструкции наддува привела к созданию систем, позволяющие контролировать повышение крутящего момента при низких оборотах коленчатого вала двигателя и тем самым снижать инертность турбины. Также для решения данной задачи разработаны следующие варианты:

- применение турбины с изменяющей геометрией;
- использование одновременно двух параллельных турбо нагнетателей;
- Установка двух последовательных турбокомпрессоров;
- комбинированный наддув.

При использовании турбины с изменяемой геометрией создается оптимизация поток выхлопных газов путем изменения площади сечения входного канала. Турбины с данной конструкции применяются в турбонаддуве дизельных двигателей автомобилей (двигатель TDI фирмы Volkswagen).

Конструкция, состоящая из двух параллельных турбонагнетателей (biturbo), как правило, устанавливаются на мощные V-образные двигатели (по одному турбонагнетателю на каждый ряд цилиндров). Расчет сделан на то что каждая небольшая турбина, размещенная на каждый ряд, обладает меньшей инерцией, чем одна большая совмещенная с двумя рядами двигателя.

1.2.6 Комбинированный наддув

Комбинированный наддув представляет собой систему, в которой применяется одновременно и приводной наддув и турбонаддув. Такая система работает следующим образом, на малых частотах вращения двигателя наддув осуществляется объемным компрессором, при увеличении частоты вращения коленчатого вала в работу вступает турбонаддув. Ярким

примером таких систем являются двигателя «TSI» производства «Volkswagen».

Применение комбинированного наддува позволяет обеспечить значительное повышение эффективных и экономических показателей двигателя, т.к. обладает всеми преимуществами механического и турбо наддува.

2 Тепловой расчет двигателя с наддувом работающего на природном газе (КПГ)

«При проведении теплового расчета для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3-4 основных режима. Для двигателя такими режимами являются:

- 1 Режим минимальной частоты вращения $n_{\min} = 600 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$, обеспечивающий устойчивую работу двигателя;
- 2 Режим максимального крутящего момента $n_M = (0,4 \div 0,6) n_N$;
- 3 Режим максимальной (номинальной) мощности при n_N ;
- 4 Режим максимальной скорости движения автомобиля при $n_{\max} = (1,05 \div 1,20) n_N$.

С учетом приведенных рекомендаций тепловые расчеты последовательно проводятся для следующих значений частоты вращения коленчатого вала: $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$, $n_M = 3400 \text{ мин}^{-1}$, $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\max} = 6000 \text{ мин}^{-1}$ » [1].

2.1 Топливо

Степень сжатия при использовании наддува понижается относительно базовой, и ее величина определяется по формуле:

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad \varepsilon_H = \frac{\varepsilon_6}{\sqrt{10 \cdot P_k}} = \frac{9,9}{\sqrt{10 \cdot 0,125}} = 8,9 \quad [5]$$

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:

$$C = 0,76; P = 0,24 \text{ и } m_r = 16 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива:

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 1089 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - W) = 50494 \text{ кДж/кг.}$$

2.2 Параметры рабочего тела.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right)$$

$$L_0 = 0.59 \text{ моль возд./кг топл.}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right)$$

$$l_0 = 17.16 \text{ кг возд./кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха определяется на основании следующих исследований. На современные двигатели устанавливается система впрыска топлива, обеспечивающая получение состава смеси идеального по скоростной характеристике [1]. Желание получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, позволяет принять $\alpha = 1$ на основных режимах.

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/m_T$$

$$M_1 = 1 \cdot 0,59 + 1/16 = 0,66 \text{ кмоль гор.смеси/кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K = 0,5$ и принятых скоростных режимах:

$$M_{CO} := 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0$$

$$M_{CO} = 0 \text{ (кмоль CO/кг топл.)}$$

$$M_{H_2O} := \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0$$

$$M_{H_2O} = 0.12 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.}$$

$$M_{H_2} := 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0$$

$$M_{H_2} = 0 \text{ кмоль H}_2\text{/кг топл.}$$

$$M_{N_2} := 0.792 \cdot \alpha \cdot L_0$$

$$M_{N_2} = 0.47 \text{ кмоль N}_2\text{/кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 := M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.65 \text{ кмоль пр.сг./кг топл.}$$

2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; $T_0 = 293 \text{ К}$. Давление окружающей среды для двигателя с наддувом определяется по формуле:

$$p_k = p_0 + (0,8 \div 1,3) \cdot (\lambda_n - 1) \text{ кгс/см}^2,$$

где λ_n – степень наддува, определяющая степень форсирования двигателя по среднему эффективному давлению. По заданию $\lambda_n = 1,25$.

$$p_k = 1,0 + 1 \cdot (1,25 - 1) = 1,25 \text{ кгс/см}^2 = 0,125 \text{ МПа.}$$

Температура окружающей среды определяется по формуле:

$$T_k = T_0 \cdot (p_k/p_0)^{(n_k - 1)/n_k},$$

где n_k – показатель политропы сжатия. Для центробежных нагнетателей с охлаждаемым корпусом принят $n_k = 1,65$.

$$T_k = 293 \cdot (0,125/0,1)^{(1,65 - 1)/1,65} = 320 \text{ К.}$$

Температура остаточных газов. При постоянном значении степени сжатия $\varepsilon = 8,9$ температура остаточных газов практически линейно возрастает при увеличении скоростного режима при $\alpha = \text{const}$, но снижается при обогащении смеси. При номинальном режиме принимается $T_r = 1150 \text{ К}$.

Давление остаточных газов p_r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускного тракта, рассчитываемого двигателя, принимается на номинальном скоростном режиме для двигателя с распределенным впрыском топлива $p_{rN} = 1,18 \cdot 0,125 = 0,1475 \text{ МПа}$. Тогда величины давлений на остальных режимах работы двигателя можно посчитать по формуле:

$$\begin{aligned} p_r &= p_0 \cdot \left(0,035 + A_p \cdot 10^8 \cdot n^2 \right), \text{ где} \\ A_p &= \left(p_{rN} - p_0 \cdot 1,035 \right) \cdot 10^8 / \left(n_N^2 \cdot p_0 \right) \\ &= \left(0,1475 - 0,125 \cdot 1,035 \right) \cdot 10^8 / \left(600^2 \cdot 0,125 \right) = 0,4624; \\ p_r &= p_0 \cdot \left(0,035 + A_p \cdot 10^8 \cdot n^2 \right) \\ &= 0,125 \cdot \left(0,035 + 0,4624 \cdot 10^8 \cdot n^2 \right) = 0,1294 + 0,578 \cdot 10^{-9} \cdot n^2. \end{aligned}$$

2.4 Расчет основных процессов

2.4.1 Процесс впуска

Температура подогрева свежего заряда. Для получения хорошего наполнения двигателя на номинальном скоростном режиме принимается $\Delta T_N = 8^\circ\text{C}$. Тогда на остальных режимах значения ΔT рассчитываются по формуле:

$$A_T = \Delta T_N / (10 - 0,0125 \cdot n_N) = 8 / (10 - 0,0125 \cdot 5600) = 0,2;$$
$$\Delta T = A_T \cdot (10 - 0,0125 \cdot n) = 0,2 \cdot (10 - 0,0125 \cdot n) = 2 - 0,0025 \cdot n$$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_K = p_K \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_K) = 0,125 \cdot 10^6 / (287 \cdot 320) = 1,36 \text{ кг/м}^3,$$

где $R_B = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске. В соответствии с городским режимом ($n = 5600 \text{ мин}^{-1}$) и при учете качественной обработки внутренней поверхности впускной системы можно принять $\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,8$ и $\omega_{\text{вп}} = 100 \text{ м/с}$. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах двигателя рассчитывается по формуле

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_K \cdot 10^{-6} / 2,$$

где $A_n = \omega_{\text{вп}} / n_N = 100 / 5600 = 0,0179 \text{ МПа}$.

Тогда

$$\Delta P_a = 2,8 \cdot 0,0179^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,36 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,019 \text{ МПа}.$$

Давление в конце впуска:

$$P_a = P_K - \Delta P_a = 0,125 - 0,019 = 0,106 \text{ МПа}.$$

Коэффициент остаточных газов. Для двигателя с впрыском топлива и электронным управлением при n_N можно принять $\varphi_{\text{доз}} = 1,11$ и $\varphi_r = 1$. На остальных режимах $\varphi_{\text{доз}}$ определяется по рисунку 5.2 [I, стр. 107].

Тогда при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{\text{оч}} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_r} = \frac{320 + 8}{1150} \cdot \frac{1 \cdot 0,1475}{8,9 \cdot 1,11 \cdot 0,106 - 1 \cdot 0,1475} = 0,0468.$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) = (320 + 8 + 0,0468 \cdot 1150) / (1 + 0,0468) = 364,8 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\varphi_{\text{доз}} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_r) = \frac{320}{320 + 8} \cdot \frac{1}{8,9 - 1} \cdot \frac{1}{0,125} \cdot (1,1 \cdot 8,9 \cdot 0,106 - 1 \cdot 0,1475) = 0,89$$

Все полученные значения заносятся в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 - Параметры процесса впуска и газообмена на расчетных режимах.

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
n	800	3400	5600	6000
T_r	985	1085	1165	1175
p_r	0,13	0,136	0,1475	0,15
ΔT	20	13,5	8	7
Δp_a	0,00039	0,007	0,019	0,021
p_a	0,1246	0,118	0,106	0,103
$\varphi_{\text{доз}}$	0,95	1,035	1,11	1,12
γ_r	0,0487	0,044	0,0466	0,048
T_a	370	365	364	365
η_v	0,88	0,924	0,89	0,87

2.4.2 Процесс сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия k_1 определяется по монограмме [рисунок 4.4, 1, стр. 73], значения среднего показателя политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 . При выборе n_1 нужно учесть, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а n_1 уменьшается по сравнению с k_1 более значительно [1]. При $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $T_a = 364 \text{ К}$, $\varepsilon = 8,9$ показатель адиабаты сжатия $k_1 = 1,3732$.

Давление в конце сжатия определяется по формуле:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1},$$

где $n_1 = 1,373$; принят несколько меньшим $k_1 = 1,3732$ при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$P_c = 0,106 \cdot 8,9^{1,373} = 2,13 \text{ МПа},$$

Температура в конце сжатия при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 364 \cdot 8,9^{1,373-1} = 824 \text{ К}$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия

а) свежей смеси (воздуха):

$$c_{v,t_0}^{T_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c,$$

где $t_c = T_c - 273, \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$c_{v,t_0}^{T_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 575 = 22,05 \text{ кДж/моль}\cdot\text{град}.$$

б) остаточных газов определяется методом интерполяции по таблице 3.8 [I, стр. 59]. При $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 1$, $t_c = 551 \text{ } ^\circ\text{C}$ теплоемкость остаточных газов:

$$(c_{v,t_0}^{\prime\prime})^{t_c} = 24,150 + \frac{4,586 - 24,150}{100} \cdot 75 = 24,16 \text{ кДж/моль}\cdot\text{град}.$$

в) рабочей смеси:

$$c_{v,t_0}^{\prime T_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [c_{v,t_0}^{T_c} + \gamma_r \cdot (c_{v,t_0}^{\prime\prime})^{T_c}] =$$

$$= \frac{1}{1 + 0,0466} \cdot [22,05 + 0,0466 \cdot 24,372] = 22,158 \text{ кДж/моль}\cdot\text{град}.$$

Полученные значения заносятся в таблицу 2.3

Таблица 2.3 - Параметры процесса сжатия на расчетных режимах.

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
n	800	3400	5600	6000
k ₁	1,3722	1,373	1,3732	1,3731
n ₁	1,3655	1,3719	1,373	1,3729
p _c	2,466	2,367	2,13	2,07
T _c	822	823	824	825
t _c	549	550	551	552
$c_{v,t_0}^{T_c}$	22,048	22,051	22,055	22,057
$(c_{v,t_0}^{\prime\prime})^{T_c}$	24,244	24,368	24,372	24,32
$c_{v,t_0}^{\prime T_c}$	22,149	22,149	22,158	22,162

2.4.3 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения горючей μ_0 и рабочей μ смеси при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,5531/0,5255 = 1,0524;$$

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) = (1,0524 + 0,0466)/(1 + 0,0466) = 1,05.$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания смеси $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (-\alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (-1) \cdot 0,5168 = 0$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{43930}{0,5255 \cdot (1 + 0,0466)} = 79872 \text{ кДж/кмоль раб. см}$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} \langle nc''_{v, t_0} \rangle = \frac{1}{M_2} \cdot [& M_{\text{CO}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{CO}_2, t_0} \rangle + M_{\text{CO}} \cdot \langle nc''_{v\text{CO}, t_0} \rangle + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \langle nc''_{v\text{H}_2\text{O}, t_0} \rangle + \\ & + M_{\text{H}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{H}_2, t_0} \rangle + M_{\text{N}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{N}_2, t_0} \rangle] \end{aligned}$$

определяется по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 3.7 для интервала температур от 1501 до 2800 °С.

$$\begin{aligned} \langle nc''_{v, t_0} \rangle = \frac{1}{0,5531} \cdot [& 0,07125 \cdot (9,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0 \cdot (2,49 + 0,00143 \cdot t_z) + \\ & + 0,0725 \cdot (6,67 + 0,004438 \cdot t_z) + 0 \cdot (9,678 + 0,001758 \cdot t_z) + \\ & + 0,4093 \cdot (1,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = 24,7818 + 0,00209 \cdot t_z \end{aligned}$$

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см.}} + \langle nc'_{v, t_0} \rangle \cdot t_c = \mu \cdot \langle nc''_{v, t_0} \rangle \cdot t_Z$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$0,99 \cdot 79872 + 22,158 \cdot 551 = 1,05 \cdot (24,7818 + 0,00209 \cdot t_Z) \cdot t_Z$$

$$0,002195 \cdot t_Z^2 + 26,021 \cdot t_Z - 91282,34 = 0$$

откуда

$$\begin{aligned} t_Z = & \left(26,021 + \sqrt{26,021^2 + 4 \cdot 0,002195 \cdot 91282,34} \right) / \left(2 \cdot 0,002195 \right) = \\ & = 2831 \text{ °С}; \quad T_Z = 2831 + 273 = 3104 \text{ К} \end{aligned}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_Z = p_C \cdot \mu \cdot T_Z / T_C = 2,13 \cdot 1,05 \cdot 3104 / 824 = 8,425 \text{ МПа}$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{Zд} = 0,85 \cdot p_Z = 0,85 \cdot 9,544 = 7,16 \text{ МПа}$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = p_Z / p_C = 8,425 / 2,13 = 3,96.$$

Полученные значения заносятся в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 - Параметры процесса сгорания на расчетных режимах

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
n	800	3400	5600	6000
μ_0	1,063	1,0524	1,0524	1,0577
μ	1,06	1,05	1,05	1,055
ΔH_u	2479,74	0	0	1239,87
$H_{\text{раб.см}}$	78289,6	80055,1	79872	79066
$\kappa_{\text{nc}}'' \frac{T_c}{T_0}$	$24,7818 + 0,00209 \cdot t_Z$			
ξ_Z	0,87	0,97	0,99	0,985
t_Z	2531	2793	2831	2796
T_Z	2804	3066	3104	3069
p_Z	8,92	9,26	8,425	8,14
$p_{Zд}$	7,58	8,87	7,16	6,16
λ	3,62	3,91	3,96	3,92

2.4.4 Процессы расширения и выпуска

Средний показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме рисунок 4.8 [1, стр. 82] при заданной степени сжатия $\varepsilon = 9,9$ для соответствующих значений α и T_Z , а средний показатель политропы расширения оценивается по величине среднего показателя адиабаты. При $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $\varepsilon = 8,9$, $\alpha = 1,0$, $T_Z = 3104 \text{ К}$ определено: $k_2 = 1,251$ и $n_2 = 1,2509$.

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = p_Z / \varepsilon^{n_2} = 8,425 / 8,9^{1,2509} = 0,547 \text{ МПа}$$

$$T_b = T_Z / \varepsilon^{n_2 - 1} = 3104 / 8,9^{0,2509} = 1793 \text{ К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} = \frac{1793}{\sqrt[3]{0,547/0,1475}} = 1155 \text{ K}$$

$$\Delta = 0,33 \%$$

Все полученные значения параметров процессов расширения и выпуска заносятся в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Параметры процессов расширения и выпуска на расчетных режимах

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
n	800	3400	5600	6000
k_2	1,2561	1,2515	1,251	1,2522
n_2	1,2556	1,2513	1,2509	1,2521
p_b	0,573	0,60	0,547	0,5267
T_b	1603	1770	1793	1769
T_r	978	1079	1159	1164
$\Delta T_r, \%$	0,25	0,09	0,33	0,06

На всех скоростных режимах температура остаточных газов принята в начале расчета достаточно удачно, так как ошибка не превышает 0,33 %.

2.5 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) =$$

$$= \frac{2,13}{8,9 - 1} \cdot \left(\frac{3,95}{1,2509 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,9^{1,2509 - 1}} \right) - \frac{1}{1,373 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,9^{1,373 - 1}} \right) \right) =$$

$$= 1,391 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_u \cdot p'_i = 0,96 \cdot 1,391 = 1,36 \text{ МПа},$$

где φ_u – коэффициент полноты диаграммы; принимается $\varphi_u = 0,96$.

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива:

$$\eta_i = p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v) =$$

$$= 1,36 \cdot 14,957 \cdot 1 / (43,93 \cdot 1,36 \cdot 0,89) = 0,376;$$

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i) =$$

$$= 3600 / (43,93 \cdot 0,376) = 218 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

2.6 Эффективные показатели двигателя

Предварительно приняв ход поршня S равным 75,6 мм, определяется значение средней скорости поршня при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$v_{п} = S \cdot n_N / (10^4 \cdot 3) = 75,6 \cdot 5600 / (10^4 \cdot 3) = 14 \text{ м/с}$$

Среднее давление механических потерь определяется по формуле для двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{п.ср} = 0,034 + 0,0113 \cdot 13,1 = 0,183 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.:

$$p_e = p_i - p_m = 1,36 - 0,182 = 1,15 \text{ МПа};$$

$$\eta_m = p_e / p_i = 1,15 / 1,36 = 0,862.$$

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,36 \cdot 0,862 = 0,3244;$$

$$g_e = 3600 / (H_u \cdot \eta_e) = 3600 / (43,93 \cdot 0,3244) =$$

$$= 252 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Все полученные значения заносятся в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 - Индикаторные и эффективные параметры двигателя на расчетных режимах

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
p'_i	1,421	1,523	1,391	1,34
p_i	1,363	1,462	1,335	1,285
η_i	0,372	0,396	0,376	0,362
g_i	229	206	217	226
$v_{п.ср}$	1,9	8,0	13,25	14,2
p_m	0,055	0,125	0,184	0,195
p_e	1,31	1,337	1,15	1,09
η_m	0,96	0,914	0,86	0,85
η_e	0,357	0,362	0,3244	0,31
g_e	229	226	252	266

2.7 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж:

$$V_{\text{л}} = 30 \cdot \tau \cdot N_e / p_e \cdot n_N = 30 \cdot 4 \cdot 65 / 1,15 \cdot 5600 = 1,4 \text{ л};$$

Рабочий объем одного цилиндра:

$$V_h = V_{\text{л}} / i = 1,4 / 4 = 0,35 \text{ л}$$

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят $S = 75,6$ мм, то

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{V_h / \pi \cdot S} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{0,35 / 3,14 \cdot 75,6} = 76,5 \text{ мм}$$

Окончательно принимается $D = 76,5$ мм и $S = 75,6$ мм.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по утвержденным значениям D и S [1].

Литраж:

$$V_{\text{л}} = \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i / 4 = 3,14 \cdot 7,65^2 \cdot 7,56 \cdot 4 / 4 = 1,4 \text{ л}$$

Площадь поршня:

$$F_{\text{п}} = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 7,65^2 / 4 = 46 \text{ см}^2$$

Мощность двигателя:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_{\text{л}} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{1,15 \cdot 1,4 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 65 \text{ кВт}$$

Литровая мощность двигателя:

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = 65 / 1,4 = 46 \text{ кВт/л}$$

Крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{65}{5600} = 109 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 65 \cdot 252 \cdot 10^{-3} = 16,14 \text{ кг/ч}$$

Все полученные значения основных параметров и показателей заносятся в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 - Основные параметры и показатели двигателя на расчетных режимах

Параметр	Значение			
	n, мин ⁻¹	800	3400	5600
F _п , см ²	46			
V _л , л	1,4			
N _л , кВт/л	46			
N _е , кВт	10,37	45,0	63,9	64,8
M _е , кВт	123,8	126,6	109	103,1
G _т , кг/ч	2,38	10,19	16,14	17,3

2.8 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 = 43930 \cdot 16,14 / 3,6 = 196984 \text{ Дж/с}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 65 = 63900 \text{ Дж/с}$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot H_u$$

где $c = 0,45 \div 0,53$ – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчете принято $c = 0,5$;

i – число цилиндров;

D – диаметр цилиндра, см;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя;

$m = 0,6 \div 0,7$ – показатель степени для четырехтактных двигателей. В расчете принято: при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,58$, при $n = 3400 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,64$, при $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,65$, при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,64$.

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 7,3^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5600^{0,65} \cdot (43930 - 0) \cdot 43930 = 52844 \text{ Дж/с}$$

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_r = G_T / 3,6 \cdot [M_2 \cdot (m c_v'' \cdot t_r + 8,315 \cdot t_r) - M_1 \cdot (m c_v' \cdot t_0 + 8,315 \cdot t_0)]$$

где $c_{v, t_0}^{t_r} = 25,7861$ кДж/(кмоль·град) - теплоемкость остаточных газов (определяется по таблице 3.8 (I, стр. 59) методом интерполяции при $\alpha = 1$ и $t_r = 1158 - 273 = 885$ °C);

$c_{v, t_0}^{t_1} = 20,797$ – теплоемкость свежего заряда (определена по таблице 3.6 для воздуха методом интерполяции при $t_0 = 320 - 273 = 47$ °C).

$$Q_r = \left(\frac{6,14}{3,6} \cdot (0,5531 \cdot 25,7861 + 8,315) \cdot 885 - 0,5255 \cdot (20,797 + 8,315) \cdot 47 \right) = 71693 \text{ Дж/с}$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива $Q_{н.с} = 0$, так как $\Delta H_u = 0$ при $\alpha = 1$.

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с}) = 196984 - (3900 + 52844 + 71693) = 8543 \text{ Дж/с}$$

Составляющие теплового баланса представлены в таблице 2.8

Таблица 2.8 – Составляющие теплового баланса на расчетных режимах

Составляющие теплового баланса	Частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹							
	800		3400		5600		6000	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	10370	35,7	45047	36,2	63904	32,4	64788	30,7
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	8604	29,6	33850	27,2	52844	26,8	48280	22,9
Теплота, унесенная с отработанными газами	7855	27	40602	32,6	71693	36,4	76023	36
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	1640	5,6	0	0	0	0	5952	2,8
Неучтенные потери теплоты	587	2	4870	3,9	8543	4,3	15848	7,5
Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом	29056	100	124369	100	196984	100	210890	100

3 Расчет турбокомпрессора

3.1 Расчет компрессора

Требуемые исходные данные, необходимые для начала расчёта условий на входе в компрессор, подобраны исходя из рекомендаций «методического указания к выполнению курсовой работы»¹, сведены в таблицу 3.1

Таблица 3.1 –Исходные данные

Соппротивление фильтра, ΔP , МПа.	0,0041
Скорость потока на входе, C_a м/с	44
Адиабата воздуха, k	1,4
Коэффициент потерь входного патрубка, $\xi_{вх}$	0,1
Напорный КПД, H_k	0,76

Температура потока на входе:

$$T_a^* = T_0 = 293, \text{К.}$$

Температура воздуха на входе:

$$T_a = T_a^* - \frac{(k-1) \cdot C_a^2}{2 \cdot k \cdot R \cdot 10^3} = 293 - \frac{(1,4-1) \cdot 44^2}{2 \cdot 1,4 \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 292,03 \text{ К}$$

Давление после затормаживания, при входе во входное устройство:

$$P_a^* = P_0 - \Delta P_{вх} = 0,1 - 0,0041 = 0,0959, \text{МПа}$$

Давление и плотность воздуха:

$$P_a = P_a^* \left(\frac{T_a}{T_a^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,097 \cdot \left(\frac{292,03}{293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,0948; \text{МПа}$$

$$\rho_a = \frac{P_a}{R \cdot T_a} \cdot 10^3 = \frac{0,0948}{0,287 \cdot 292,03} \cdot 10^3 = 1,131, \text{кг/м}^3$$

Расчёт площадей входного патрубка и сечения входа в колесо, производится по формулам, приведенным ниже:

$$F_a = \frac{G_b}{C_a \cdot \rho_{0a}} = \frac{0,394}{44 \cdot 1,131} = 0,0016, \text{м}^2$$

¹ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ по дисциплине «Агрегаты наддува двигателей», Тихоокеанский государственный университет, 2008, [с.7-8].

$$F_1 = \frac{F_a}{1,5 \div 2,5} = \frac{0,0016}{1,92} = 0,0008$$

Неизвестную плотность ρ_1 , примем $\rho_1 = \rho_a$, для первого приближения.

Скорость воздуха на входе в рабочее колесо:

$$c_1 = \frac{G_B}{F_1 \cdot \rho_1} = \frac{0,394}{0,0008 \cdot 1,131} = 84, \text{ м/с}$$

Диаметр:

$$D_a = \sqrt{\frac{F_a \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,0016 \cdot 10^6 \cdot 4}{3,14}} = 45,2, \text{ мм}$$

Расчет потерь входного патрубка:

$$L_{\text{КВХ}} = \frac{\xi_{\text{ВХ}} \cdot C_1}{2} = \frac{0,1 \cdot 84}{2} = 7,392, \text{ Дж/кг}$$

Определяем политропу воздуха в зоне входного патрубка:

$$\frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВХ}} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{\text{КВХ}} \cdot 10^{-3}}{R \cdot (T_1 - T_a)} = 3,507$$

Температура входа в рабочее колесо:

$$T_1 = T_a + \frac{(k - 1) \cdot (c_a^2 - c_1^2)}{2 \cdot k \cdot R \cdot 10^3} = 292,03 + \frac{(1,4 - 1) \cdot (54^2 - 84^2)}{2 \cdot 1,4 \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 289,4, \text{ К}$$

Определяем давление и плотность входа в колесо:

$$P_1 = P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВХ}} - 1}} = 0,0948 \left(\frac{289,4}{292,03} \right)^{3,507} = 0,0929, \text{ МПа}$$

$$\rho_1' = \frac{P_1}{R \cdot T_1} \cdot 10^3 = \frac{0,0929}{0,287 \cdot 289,4} \cdot 10^3 = 1,1189, \text{ кг/м}^3$$

Определяем погрешность, при: $\rho_1 = \rho_a$:

$$\% = \frac{\rho_1 - \rho_1'}{\rho_1} \cdot 100\% = \frac{1,1310 - 1,1189}{1,1310} \cdot 100\% = 1,07\%$$

Адиабатная работа сжатия в компрессоре:

$$L_{\text{кад}} = \frac{k}{k - 1} R \cdot T_a^* \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,4}{1,4 - 1} 0,287 \cdot 293 \cdot \left(1,46^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \\ = 33,6, \text{ кДж/кг}$$

Значение окружной скорости на наружном диаметре, рассчитываемого нами колеса:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{\text{кад}} \cdot 10^3}{H_k}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 33,6 \cdot 10^3}{0,76}} = 297,4, \text{ м/с}$$

Коэффициент расхода компрессора:

$$\overline{c_m} = \frac{c_1}{u_2} = \frac{84}{297,4} = 0,28$$

Необходимые начальные значения, были выбраны для начала расчёта основных размеров колеса, в соответствии с рекомендательными данными, взятыми из учебника «Расчет автомобильных и тракторных двигателей»² и сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Исходные данные

Число лопаток, $z_{\text{л}}$	18
Коэффициент загромождения на входе в колесо, k_1	1,15
Угол атаки (град.)	3
Коэффициент потерь, ξ_1	1,15
Коэффициент дисковых потерь, a	0,045
Коэффициент загромождения на выходе, k_2	1,055

Диаметры втулки и колеса на входе:

$$D_0 = (0,23 \div 0,35) \cdot D_2 = 0,3 \cdot 70 = 21 \text{ мм}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi} + D_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0008}{3,14} + 21^2} = 38,8, \text{ мм}$$

Расчет требуется провести на среднем диаметры колеса:

$$\frac{D_0}{D_1} = \frac{21}{38,8} = 0,54$$

Средний диаметр на входе в колесо:

² Колчин А.И., Демидов В.П., Расчет автомобильных и тракторных двигателей, Высшая школа, 2008.

$$D_{1cp} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}} = \sqrt{\frac{38,8^2 + 21^2}{2}} = 31,1, \text{ мм}$$

Частота вращения компрессора:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot 10^{-3}} = \frac{60 \cdot 297,4}{3,14 \cdot 70 \cdot 10^{-3}} = 81141,09, \text{ мин}^{-1}.$$

Движение потока, будем считать осевым, то есть $c_{1a} = c_{1m}$ тогда меридиональная скорость на входе у колеса:

$$c_{1m} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot k_1 = 84,48 \cdot \sin 90 \cdot 1,15 = 86,9 \text{ м/с}$$

Без закрутки потока, $\alpha = 90^\circ$.

Окружная скорость на среднем диаметре:

$$u_{1cp} = \frac{\pi \cdot D_{1cp} \cdot 10^{-3} \cdot n_{mk}}{60} = \frac{3,14 \cdot 31,1 \cdot 10^{-3} \cdot 81141,09}{60} = 130,5, \text{ м/с}$$

Определяем, на среднем диаметре, угол входа потока и установки лопатки:

$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_{1cp}} = \arctg \frac{86,9}{130,5} = 33,6$$

$$\beta_{1cpl} = \beta_{1cp} + i = 33,6 + 2 = 35,6$$

Относительная скорость входа потока:

$$W_{1cp} = \sqrt{u_{1cp}^2 + c_{1m}^2} = \sqrt{130,5^2 + 86,9^2} = 156,81, \text{ м/с}$$

Число Маха на диаметре D_1 в относительном движении:

$$M_{w1} = \sqrt{\frac{W_{1cp}^2}{k \cdot R \cdot T_1 \cdot 10^3}} = \sqrt{\frac{156,81^2}{1,4 \cdot 0,287 \cdot 289,4 \cdot 10^3}} = 0,246$$

Потери на входе в колесо, поворот потока и его трение диска рассчитаем по формулам:

$$L_{r1} = \xi_1 \frac{W_{1cp}^2}{2} = 0,15 \frac{156,81^2}{2} = 1844,38, \text{ Дж/кг}$$

$$L_{r2} = \xi_1 \frac{c_{1r}^2}{2} = 0,15 \frac{86,9^2}{2} = 377,2, \text{ Дж/кг}$$

$$L_{рд} = \alpha \cdot u_2^2 = 0,045 \cdot 297,4^2 = 3979,8, \text{ Дж/кг}$$

При наших условиях расчёта, будем считать, что радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса равна: $c_{1r} = c_{1a}$

Коэффициент уменьшения теоретического напора:

$$\mu = \left(1 + \frac{2\pi}{3z_n} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{1cp}}{D_2}\right)^2} \right)^{-1} = \left(1 + \frac{23,14}{3 \cdot 18} \frac{1}{1 - \left(\frac{31,1}{70}\right)^2} \right)^{-1} = 0,873$$

Температура воздуха за колесом:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (\mu + \alpha - 0,5 \cdot \mu^2) \frac{k-1}{R \cdot k} u_2^2 \cdot 10^{-3} = \\ &= 289,4 + (0,873 + 0,045 - 0,5 \cdot 0,873^2) \frac{1,4-1}{0,287 \cdot 1,4} 297,4^2 \cdot 10^{-3} = 336,7, K \end{aligned}$$

Показатель политропы сжатия воздуха в колесе:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r1} + L_{r2} + L_{рд}}{R \cdot (T_2 - T_1) \cdot 10^3} = 3$$

Давление и плотность при выходе из колеса:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 0,0907 \left(\frac{336,7}{289,4} \right)^3 = 0,147, \text{ МПа}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \cdot 10^3 = \frac{0,147}{0,287 \cdot 336,7} \cdot 10^3 = 1,52, \text{ кг/м}^3$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на входе:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0,878 \cdot 297,4 = 260, \text{ м/с}$$

Абсолютная скорость на выходе из колеса:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{260^2 + 86,9^2} = 274,1, \text{ м/с}$$

где $c_{2r} = c_{1a}$ – радиальная составляющая абсолютная скорость, м/с.

Относительная скорость и окружная составляющая относительной скорости на выходе:

$$W_2 = \sqrt{W_{2u}^2 + W_{2r}^2} = \sqrt{37,5^2 + 86,9^2} = 94,6, \text{ м/с}$$

$$W_{2u} = u_2 - c_{2u} = 297,4 - 260 = 37,5, \text{ м/с}$$

Радиальная составляющая относительной скорости на выходе, будет равняться:

$$W_{2r} = c_{2r}.$$

Угол выхода потока из колеса, в абсолютном и относительном движении, рассчитывается:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arctg \frac{86,9}{260} = 18,5$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{W_{2r}}{W_{2u}} = \arctg \frac{86,9}{37,5} = 70,6$$

Ширина колеса на входе:

$$b_2 = \frac{G_b \cdot k_2 \cdot 10^3}{\rho_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{2r}} = \frac{0,076 \cdot 1,055 \cdot 10^3}{1,371 \cdot \pi \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 86,9} = 2,7, \text{ мм}$$

Отношение $\frac{b_2}{D_2}$ должно быть в пределах $0,04 \div 0,08$.

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{2,7}{70} = 0,04$$

Температура заторможенного потока на выходе из колеса:

$$T_2^* = T_2 + \frac{(k-1)c_2^2}{2kR} \cdot 10^{-3} = 336,7 + \frac{(1,4-1)274,1^2}{2 \cdot 1,4 \cdot 0,287} \cdot 10^3 = 374,2, \text{ К}$$

Необходимые исходные значения, приближенно принятые по рекомендациям учебника «Расчет автомобильных и тракторных двигателей» [1], для начала расчёта размеров диффузоров, сведены в таблицу 4.

Таблица 3.3 – Исходные значения

КПД без лопаточного диффузора, $\eta_{б.д.}$	0,6
КПД улитки η_5	0,61

Выбираем компрессор с безлопаточным диффузором.

Ширина и диаметр диффузора:

$$\beta_3 = (0,95 \div 1,0)\beta_2, \quad \beta_3 = 1 \cdot 2,7 = 2,7 \text{ мм}$$

$$D_3 = (1,6 \div 1,8) \cdot D_2, \quad D_3 = 1,8 \cdot 70 = 126 \text{ мм}$$

Определяем, в приближении, абсолютную скорость на выходе из безлопаточного диффузора, без учета плотности газа:

$$c_3 = c_2 \frac{D_2 b_2}{D_3 b_3} = 274,1 \frac{70}{126} \cdot \frac{2,7}{2,7} = 152,25, \text{ м/с}$$

Показатель политропы сжатия:

$$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_{\text{б.д.}} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,6 = 2,1$$

Температура, давление воздуха и его плотность, при выходе из безлопаточной части диффузора:

$$T_3 = T_2^* - \frac{c_3^2}{2} \frac{k}{R \cdot k} \cdot 10^{-3} = 346,2 - \frac{152,25^2}{2} \frac{1,4}{0,287 \cdot 1,4} \cdot 10^{-3} = 333,73, \text{ К}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 0,126 \left(\frac{333,73}{336,7} \right)^{2,1} = 0,14, \text{ МПа}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3} \cdot 10^3 = \frac{0,14}{0,287 \cdot 333,73} \cdot 10^3 = 1,509, \text{ кг/м}^3$$

Уточним величину скорости при выходе из безлопаточного диффузора:

$$c'_3 = c_2 \frac{D_2 b_2 \rho_2}{D_3 b_3 \rho_3} = 227,4 \frac{70}{126} \cdot \frac{2,7}{2,7} \cdot \frac{1,524}{1,509} = 153,75, \text{ м/с}$$

Рассчитываем процент ошибки:

$$\% = \frac{c_3 - c'_3}{c_3} \cdot 100\% = \frac{152,25 - 153,75}{152,25} \cdot 100\% = -0,98\%$$

Скорость на выходе из улитки:

$$c_k = (0,6 \div 1,0) \cdot c_1 = 0,75 \cdot 84 = 63, \text{ м/с}$$

Показатель политропы сжатия:

$$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_5 = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,61 = 2,14$$

Определим величины температура, давление и плотности на выходе:

$$T_k = T_3 + \frac{(c_3^2 - c_k^2)(k-1)}{R \cdot 2 \cdot k} \cdot 10^{-3} =$$

$$= 333,73 + \frac{(152,25^2 - 63^2)(1,4-1)}{0,287 \cdot 2 \cdot 1,4} \cdot 10^{-3} = 343,3, K$$

$$P_k = P_3 \left(\frac{T_k}{T_3} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}} = 0,12 \left(\frac{343,3}{333,75} \right)^{2,14} = 0,153, \text{ МПа}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{R \cdot T_k} \cdot 10^3 = \frac{0,153}{0,287 \cdot 343,3} \cdot 10^3 = 1,55, \text{ кг/м}^3$$

Площадь сечения выхода из улитки:

$$F_k = \frac{G_b}{(c_k \cdot \rho_k)} = \frac{0,075}{(63 \cdot 1,39)} = 0,0008, \text{ м}^2$$

Действительная степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_{кд} = \frac{P_k}{P_a} = \frac{0,153}{0,0959} = 1,6$$

Действительная адиабатная работа сжатия:

$$L_{к.ад.д.} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_a \cdot \left(\pi_{кд}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} 0,287 \cdot 292,03 \cdot \left(1,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 42,22, \text{ кДж/кг}$$

Рассчитаем адиабатный и напорный КПД:

$$\eta_{к.ад} = T_a \cdot \frac{\left(\pi_{кд}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(T_k - T_a)} = 291,756 \cdot \frac{\left(1,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{(343,3 - 292,03)} = 0,82$$

$$\overline{H}_k = \frac{2 \cdot L_{к.ад.д.} \cdot 10^3}{u_2^2} = \frac{2 \cdot 42,22 \cdot 10^3}{297,4^2} = 0,95$$

Мощность двигателя, идущая на привод компрессора:

$$N_k = \frac{L_{к.ад.д.} \cdot G_b}{\eta_{к.ад}} = \frac{42,22 \cdot 0,075}{0,82} = 2,89, \text{ кВт}$$

3.2 Расчет турбины

Для расчёта турбины нам понадобится ряд коэффициентов, заданных размеров и т.д. Все, необходимые нам исходные данные, выбранные из «методического указания к выполнению курсовой работы» [5], для расчёта турбины, сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Исходные данные для расчёта турбины

Угол выхода потока из соплового аппарата, α (град.)	23
Диаметр колеса турбины, D_{T1} , мм	55
Входной диаметр соплового аппарата, D_1 , мм	101,5
Выходной диаметр соплового аппарата, D_2 , мм	73,5
Втулочный диаметр колеса, $D_{вм}$, мм	15
Наружный диаметр колеса турбины на выходе, D_{H2} , мм	42
КПД турбины, η_m	0,7
Давление за турбиной, P_{m0} , МПа	0,1
Давление в системе выпуска, P_k , МПа	0,1385
Показатель адиабаты выпускных газов, k_r	1,352
Степень реактивности рабочего колеса, ρ	0,45
Скоростной коэффициент, для потери в сопловом аппарате, φ	0,965
Угол входа в турбину в диапазоне, α_1 (град.)	20
Коэффициент нагрузки, C_{u1}	1
Коэффициент скорости, для потери в рабочем колесе, ψ	0,85
Радиальный зазор, δ_2 , мм	0,55
Число рабочих лопаток, z_p	29

Некоторые значения из таблицы 5, были определены по формулам:

$$D_{T1} = (1,0 \div 1,1) \cdot D_{k2}, \quad \text{мм}, \quad D_1 = (1,35 \div 1,5) \cdot D_{T1}, \quad \text{мм},$$

$$D_2 = (1,05 \div 1,1) \cdot D_{T1}, \quad \text{мм}, \quad D_{\text{вТ}} = (0,25 \div 0,32) \cdot D_{T1}, \quad \text{мм},$$

$$D_{H2} = (0,70 \div 0,885) \cdot D_{T1}, \quad \text{мм}.$$

Требуемая адиабатная работа турбины:

$$L_{m.\text{ад}} = L_{k.\text{ад}} \cdot \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{г}} \cdot \eta_{k.\text{ад}} \cdot \eta_m} = 33,6 \cdot \frac{0,075}{0,075 \cdot 0,82 \cdot 0,7} = 58,39, \text{кДж/кг}$$

Давление газа перед турбины:

$$P_m^* = \frac{P_{m0}}{\left(1 - \frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}}} \cdot \frac{L_{m.\text{ад}}}{R_{\text{г}} \cdot T_m}\right)^{\frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}}}}} = \frac{0,1}{\left(1 - \frac{1,352 - 1}{1,352} \cdot \frac{58,39}{0,287 \cdot 912}\right)^{\frac{1,352 - 1}{1,352}}}$$

$$= 0,121, \text{МПа}$$

Чтобы обеспечить продувку требуется: $\frac{P_k}{P_m^*} = 1,1 \div 1,3$

$$\frac{P_k}{P_m^*} = \frac{0,1385}{0,121} = 1,14$$

Скорость газа на выходе из соплового аппарата:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot L_{m.\text{ад}} \cdot 10^3} =$$

$$= 0,965 \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - 0,45) \cdot 58,39 \cdot 10^3} = 246,1, \text{м/с}$$

Температура и давление газа на входе в колесо:

$$T_1 = T_m^* - \frac{k_{\text{г}} - 1}{2 \cdot k_{\text{г}}} \frac{c_1^2}{R_{\text{г}}} = 900 - \frac{1,352 - 1}{2 \cdot 1,352} \cdot \frac{246,1^2}{0,287} = 873,78, \text{К}$$

$$P_1 = P_m^* \left(1 - \frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}}} \cdot \frac{(1 - \rho) \cdot L_{m.\text{ад}}}{R_{\text{г}} \cdot T_m^*}\right)^{\frac{k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} - 1}} =$$

$$= 0,121 \cdot \left(1 - \frac{1,352 - 1}{1,352} \cdot \frac{(1 - 0,45) \cdot 59,12}{0,287 \cdot 912}\right)^{\frac{1,352}{1,352 - 1}}$$

$$= 0,121, \text{МПа}$$

Число Маха на выходе соплового аппарата:

$$M_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{k_{\text{г}} \cdot R_{\text{г}} \cdot T_1 \cdot 10^3}} = \frac{246,1}{\sqrt{1,352 \cdot 0,287 \cdot 873,78 \cdot 10^3}} = 0,25$$

Плотность газа на выходе из соплового аппарата:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R_r \cdot T_1} \cdot 10^3 = \frac{0,121}{0,287 \cdot 873,78} \cdot 10^3 = 0,483, \text{ кг/м}^3$$

Адиабатная скорость истечения:

$$c_{ад} = \sqrt{2 \cdot L_{m.ад} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 58,39 \cdot 10^3} = 343,87, \text{ м/с}$$

Определяем отношение:

$$\frac{u_1}{c_{ад}} = \frac{297,4}{343,87} = 0,87$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости перед рабочим колесом:

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 246,1 \cdot \sin 20 = 84,17, \text{ м/с}$$

Окружная составляющая абсолютной скорости:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 246,1 \cdot \cos 20 = 231,25, \text{ м/с}$$

Окружная скорость рабочего колеса:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n_{mk} \cdot D_{T1}}{60} = \frac{3,14 \cdot 81141,09 \cdot 70}{60} = 297,4 \text{ м/с}$$

Высота лопаток на входе в колесо:

$$b_2 = \frac{G_r}{\rho_1 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,075 \cdot 1000}{0,483 \cdot 3,14 \cdot 73,5 \cdot 246,1 \cdot \sin 20} = 0,0085, \text{ м}$$

Отношение должно попадать в диапазон: $\frac{b_2}{D_{T1}} = (0,07 \div 0,14)$

$$\frac{b_2}{D_{T1}} = \frac{8,5}{70} = 0,12$$

Угол выхода потока из соплового аппарата:

$$\beta_1 = 90^\circ + \arctg \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}} = 90^\circ + \arctg \frac{240,7 - 231,25}{84,17} = 90,11$$

Шаг лопаток на выходе из соплового аппарата:

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_2}{z_c} = \frac{3,14 \cdot 73,5}{22} = 10, \text{ мм}$$

Ширина горловинных сопловых лопаток:

$$a_c = t_c \cdot \sin \alpha_1 = 10 \cdot \sin 20 = 3,4, \text{ мм}$$

Расширения газа, без учета его теплообмена с окружающим пространством, в рабочем колесе, рассчитываем по формуле:

$$L_{\text{ад.р.к.}} = \rho \cdot L_{\text{т.ад.}} = 0,482 \cdot 58,39 = 28,55, \text{кДж/кг}$$

Средний диаметр $\overline{D}_{\text{ср}}$, мм:

$$\overline{D}_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{ср}}}{D_{\text{T1}}} \cdot D_{\text{ср}} = \sqrt{0,5 \cdot (D_{\text{H2}}^2 + D_{\text{Вм}}^2)} = \sqrt{0,5 \cdot (59,5^2 + 19,6^2)} = 44,29$$

Относительная скорость газа при входе и выходе из рабочего колеса:

$$W_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{246,1^2 + 297,4^2 - 2 \cdot 246,1 \cdot 297,4 \cos 20} = 107,5, \text{м/с}$$

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{W_1^2 + 2 \cdot L_{\text{ад.р.к.}} \cdot 10^3 - u_1^2 (1 - \overline{D}_{\text{ср}}^2)} = \\ = 0,85 \cdot \sqrt{107,5^2 + 2 \cdot 28,55 \cdot 10^3 - 297,4^2 (1 - 44,29)} = \\ = 332,5, \text{м/с}$$

Приближенная и уточненная температура газа на выходе из рабочего колеса:

$$T_{W1}^* = T_1 + \frac{k_{\text{r}} - 1}{2 \cdot k_{\text{r}}} \frac{W_1^2}{R_{\text{r}}} \cdot 10^{-3} = 873,78 + \frac{1,352 - 1}{2 \cdot 1,352} \cdot \frac{107,5^2}{0,287} \cdot 10^{-3} \\ = 877,03, \text{K}$$

$$T_2 = T_{W1}^* - \frac{k_2 - 1}{2 \cdot k_2} \cdot \frac{1}{R_2} (W_2^2 \cdot 10^{-3} + (1 - \overline{D}_{\text{ср}}^2) \cdot u_1^2 \cdot 10^{-3}) = \\ = 877,03 - \frac{1,352 - 1}{2 \cdot 1,352} \cdot \frac{1}{0,287} \\ \cdot (332,5^2 \cdot 10^{-3} + (1 - 44,29) \cdot 297,4^2 \cdot 10^{-3}) = 863,02, \text{K}$$

Определяем число Маха в относительном движении:

$$M_{W2} = \frac{W_2}{\sqrt{k_{\text{r}} \cdot R_{\text{r}} \cdot T_2 \cdot 10^3}} = \frac{332,5}{\sqrt{1,352 \cdot 0,287 \cdot 863,02 \cdot 10^3}} = 0,573$$

Плотность газа на выходе из колеса:

$$\rho_2 = \frac{P_{\text{m0}}}{R_{\text{r}} \cdot T_2} \cdot 10^3 = \frac{0,1}{0,287 \cdot 863,02} \cdot 10^3 = 0,4, \text{кг/м}^3$$

Площадь сечения на выходе из рабочего колеса:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{r1}^2 + D_{em}^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (70^2 + 19,6^2) = 0,0038, \text{ м}^2$$

Количество газа, утекающее по радиальному зазору, определяем по формуле:

$$G_{yT} = 0,45 \cdot \frac{\delta_2}{l_2} \cdot \left(1 + \frac{l_2}{D_{cp}}\right) = 0,45 \cdot \frac{0,55}{19,95} \cdot \left(1 + \frac{19,95}{44,29}\right) = 0,0179, \text{ кг/с}$$

где l_2 - высота лопатки на выходе из колеса: $l_2 = \frac{D_{H2} - D_{em}}{2} = 19,95, \text{ мм}$;

Формулы расчета угла выхода потока, в относительном движении, из рабочего колеса и его уточнения:

$$\beta'_2 = \arcsin \frac{G_2}{W_2 \cdot F_2 \cdot \rho_2} = \arcsin \frac{0,075}{332,5 \cdot 0,0038 \cdot 0,4} = 7,87$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G_r - G_{yT}}{G_r} \cdot \sin \beta'_2 = \arcsin \frac{0,075 - 0,0179}{0,075} \cdot \sin 7,87 = 6,8$$

Определяем осевую и окружную составляющую абсолютной скорости, при выходе из рабочего колеса:

$$c_{2r} = W_2 \cdot \sin \beta_2 = 332,5 \cdot \sin 10,2 = 330,16, \text{ м/с}$$

$$c_{2u} = u_{cp} - W_2 \cdot \cos \beta_2 = 318,25 - 332,5 \cdot \cos 6,8 = 30,54, \text{ м/с}$$

где $u_{cp} = \mu \cdot u_1 = 318,25 \text{ м/с}$

Угол выхода потока в абсолютном движении:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arcsin \frac{330,16}{30,54} = 0,18$$

Абсолютная скорость на выходе:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{30,54^2 + 330,16^2} = 331,57, \text{ м/с}$$

Шаг лопаток при выходе из рабочего колеса, рассчитанный на его среднем диаметре:

$$t_{cp} = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{z_p} = \frac{3,14 \cdot 44,29}{18} = 7,73, \text{ мм}$$

Ширина канала в узкой части:

$$\alpha_2 = t_{cp} \cdot \sin \beta_2 = 7,73 \cdot \sin 6,8 = 0,9, \text{ мм}$$

Работа газа на окружности колеса:

$$L_u = u_1 \cdot c_{1u} - u_{cp} \cdot c_{2u} = 297,4 \cdot 231,25 - 318,25 \cdot 30,54 = 58628, \text{ Дж/кг}$$

Окружной КПД турбины:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{m.ад}} = \frac{58628}{58390} = 1$$

Далее проведём расчёт потерь.

Потери в рабочем колесе и сопловом аппарате:

$$L_{p.к.} = \left(\frac{1}{\psi_2^2} - 1 \right) \cdot \frac{W_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0,85^2} - 1 \right) \cdot \frac{332,5^2}{2} = 21232, \text{ Дж/кг}$$

$$L_c = \left(\frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,965^2} - 1 \right) \cdot \frac{246,1^2}{2} = 2208, \text{ Дж/кг}$$

Потери энергии от утечек газа и потери с выходной скоростью:

$$L_{ут} = \frac{L_u \cdot G_{ут}}{G_r} = \frac{58628 \cdot 0,0179}{0,075} = 13925 \text{ Дж/кг}$$

$$L_B = \frac{c_1^2}{2} = \frac{246,1^2}{2} = 29907, \text{ Дж/кг}$$

Мощность трения диска и вентиляции:

$$N_{mp.в} = \beta \cdot D_{T1}^2 \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho_{cp} = 3,5 \cdot 70^2 \cdot \left(\frac{297,4}{100} \right)^3 \cdot 0,442 = 0,19, \text{ кВт}$$

где $\rho_{cp} = (\rho_1 + \rho_2)/2 = 0,442, \text{ кг/м}^3$; β – коэффициент, $\beta = 3,5$.

Потери на вентиляцию и трение:

$$L_{mp.в} = \frac{N_{mp.в} \cdot 10^3}{G_r} = \frac{0,19 \cdot 10^3}{0,075} = 2629, \text{ Дж/кг}$$

Внутренний, эффективный и адиабатный КПД турбины:

$$\eta_i = \frac{L_u - L_{mp.в} - L_{ут}}{L_{m.ад}} = \frac{58628 - 2629 - 13925}{58,39 \cdot 1000} = 0,72$$

$$\eta_T = \eta_i \cdot \eta_M = 0,72 \cdot 0,98 = 0,71$$

$$\eta_{m.ад} = 1 - \frac{L_c + L_{p.к.} + L_B}{L_{m.ад}} = 1 - \frac{2208 + 21232 + 29907}{58,39 \cdot 1000} = 0,086$$

где η_M - механический КПД турбины, приближенно взятый из диапазона

$$\eta_M = 0,92 \div 0,98 = 0,98.$$

Мощность на валу турбины:

$$N_m = L_{m.ад} \cdot G_T \cdot \eta_T = 58,39 \cdot 0,075 \cdot 0,71 = 3,93, \text{кВт}$$

3.3 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью

Характерным недостатком турбокомпрессора при эксплуатации поршневого двигателя является то, что он при малой мощности двигателя и низкой частоте вращения коленчатого вала подает недостаточное количество воздуха. Это объясняет недостаточный крутящий момент двигателя в диапазоне низких частот вращения коленчатого вала, что проявляется в медленном его реагировании на изменение нагрузки при переходных процессах, например, резкое ускорение (двигатель имеет плохую приёмистость). В связи с этим, расчет турбокомпрессора производится для режима максимального крутящего момента; в данном случае, этот режим соответствует частоте вращения коленчатого вала равной $n_m = 3400 \text{ мин}^{-1}$.

Другая проблема, возникающая при работе турбокомпрессора – при резком снижении нагрузки на двигатель, вследствие инерционности компрессора, возникает избыточное давление, превышающее расчетное. При этом происходит излишнее обеднение горючей смеси и влечет за собой возникновение детонации, что недопустимо. Следует вывод о том, что для автомобильных бензиновых двигателей, эксплуатируемых в обычных условиях, нерегулируемый наддув не подходит.

Для защиты двигателя с наддувом от возможных поломок, и улучшения его характеристик мощности и динамических качеств, необходимо регулировать давление наддува. Для регулирования наддува используются различные способы, каждый из которых обладает преимуществами и недостатками. При низком наддуве на практике целесообразнее использовать такие способы регулирования, как дополнительная камера сгорания, регулирование соплового аппарата турбины, перепуск части отработавших газов, перепуск части наддувочного воздуха и т.д.

Для расширения возможного диапазона изменения частоты вращения

коленчатого вала при неизменном давлении наддува наилучшим способом регулирования является перепуск части отработавших газов в обход турбины.

Окончательный выбор способа регулирования производится из условия обеспечения надежности и простоты конструкции.

4 Использование технологии газодинамического нанесения металлов для повышения надежности работы турбокомпрессора

Особенность работы турбокомпрессора в составе силовой установки заключается в том, что турбина работает в условиях высоких температур и в довольно агрессивной среде отработавших газов. Температура отработавших газов на отдельных режимах может достигать величины порядка 600 – 900 °С. В таких условиях наличие даже небольшого количества воды в ОГ как продукта полного сгорания может приводить к значительной эрозии поверхности турбины. В этой связи, материал, из которого изготавливают турбины, обычно выбирают из тугоплавких легированных сталей обладающих высокой эрозионной стойкостью. Наибольшими температурами ОГ характеризуются двигатели с принудительным зажиганием, работающих на легком топливе, что обусловлено особенностями протекания рабочего процесса. Для таких типов ДВС возможность надежной работы турбины в жестких температурных условия особенно актуально. Известны работы по применению в качестве материала турбин титана и его сплавов. Однако, стоимость технологии получения и обработки таких турбин очень высоки, а следовательно и стоимость таких турбокомпрессоров намного превышает стоимость турбокомпрессоров изготовленных традиционным способом. Таким образом, необходим поиск технологий обеспечивающих возможность производства дешевых турбин турбокомпрессора способных надежно работать в составе силовой установки. Одним из возможных способов, выполнения указанных требований к турбине является использования технологий нанесения специальных покрытий на поверхность колеса турбины.

4.1 Технология газодинамического нанесения металлов на поверхность деталей и изделий

Метод разработан на основе открытого в 80-х годах прошлого столетия эффекта закрепления твердых частиц, движущихся со сверхзвуковой скоростью, на поверхности при соударении с ней. Технология напыления металлов является новой и ранее в промышленности не использовалась.

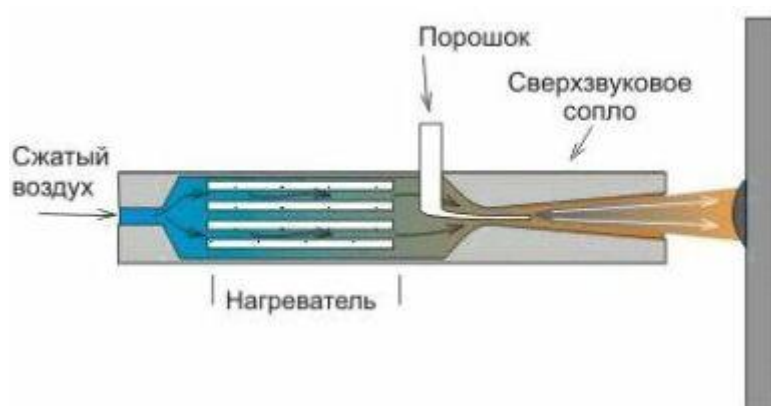


Рисунок 4.1 – Устройство обеспечивающее газодинамическое напыление

Особенности технологии. В наиболее распространенных газотермических методах нанесения покрытий для формирования покрытий из потока частиц необходимо, чтобы падающие на подложку частицы имели высокую температуру, обычно выше температуры плавления материала. В газодинамической технологии напыления (которую на практике удобно называть "наращиванием" металла), это условие не является обязательным, что и обуславливает ее уникальность. В данном случае с твердой подложкой взаимодействуют частицы, находящиеся в нерасплавленном состоянии, но обладающие очень высокой скоростью. Ускорение частиц до нужных скоростей осуществляется сверхзвуковым воздушным потоком.

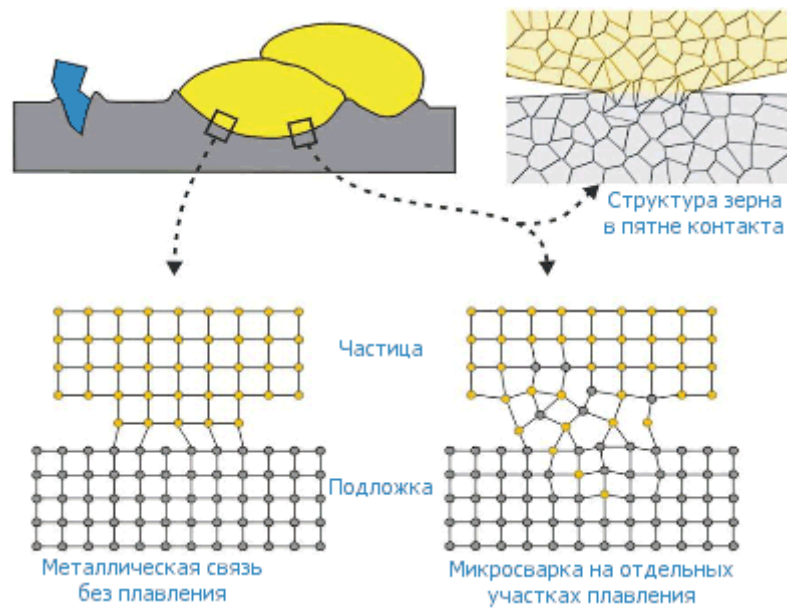


Рисунок 4.2 – Механизм формирования слоя напыления

Привлекательность технологии нанесения металла на поверхность деталей и изделий газодинамическим методом состоит в том, что оборудование и создаваемые с его помощью покрытия свободны от большинства недостатков, присущих другим методам нанесения металлических покрытий, и обладают рядом технологических, экономических и экологических преимуществ.

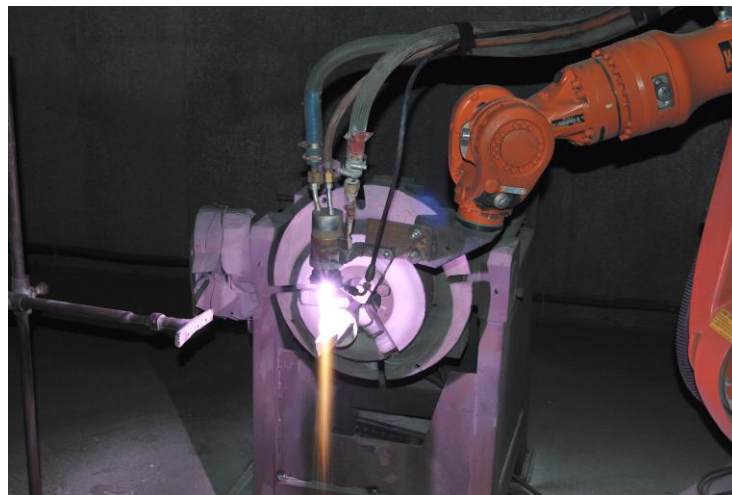


Рисунок 4.3 – Пример технологии нанесения покрытия

К таким преимуществам можно отнести возможность применения роботизированных станков для нанесения покрытий.

Другими преимуществами метода холодного газодинамического

напыления по сравнению с известными методами высокотемпературного напыления является:

- отсутствие необходимости нагрева детали до значительных температур, что позволит использовать порошки с мелкой дисперсностью диаметром частиц менее 50 мкм, обеспечивая высокую однородность;
- возможность напыления механических смесей материалов, имеющих существенную разницу в температуре плавления;
- низкое термическое воздействие на подложку позволит избежать термических напряжений, коробления и осуществлять покрытие на изделиях со стенками малой толщины;
- относительная простота технологии, доступность технологического оборудования, малая энергоемкость, экологическая безопасность процесса.

Высокую скорость частицы получают в сверхзвуковом сопле при этом поток газа разогревают до температуры примерно 300 С. Скорость потока на срезе сопла составляет величину 100 м/с и более. Соударение полученной свободно затопленной струи с поверхностью детали осуществляется на локальном участке, размер которого можно регулировать с целью получения наилучших результатов. Ориентировочно до 40% частиц интегрируются в поверхность детали.

Ключевой особенностью полученного покрытия является композитная структура с уникальными характеристиками, в частности по температуре. Получаемое покрытие состоит из керамических включений в диапазоне от 2 до 25% .

В качестве материалов для напыления перспективными являются:

Оксиды: ZrO_2 , Al_2O_3 .

Карбиды: NbC, WC, MoC.

Термостойкие интерметаллиды: FeCrAl, NdFeB.

Керамики и металлокерамики: $Al_2O_3 + MgOAl_2O_3 + C_2 + Si$;

$NbC + NiAl + Si$; $Ni + Cr + Al + Y + ZrO_2 + Y_2O_3$.

Указанные материалы имеют высокую температуру плавления более

2000 С.

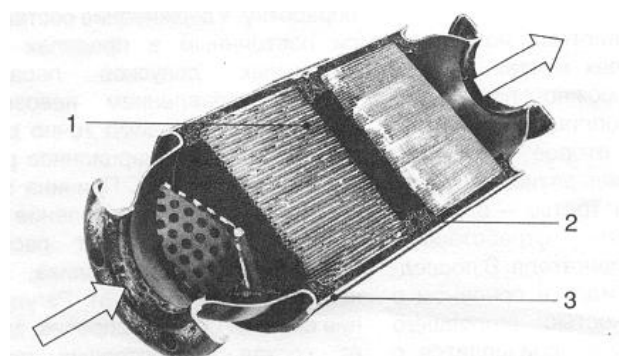
5 Методы уменьшения вредных выбросов автомобилями

Над решением проблемы автомобильных выбросов и загрязнения атмосферного воздуха борются не один десяток лет. За этот период разработано множество методик и способов уменьшить негативное влияние выхлопов, понизить их токсичность. Прогресс не стоит на месте и на сегодняшний день к проводимым мероприятиям можно отнести:

- усовершенствование конструкций двигателей и повышение качества изготовления;
- поиск и экспериментирование новых видов топлива, использование различных присадок к нему;
- разработка новых типов двигателей для автомобилей, с пониженной концентрацией выделяемых токсичных веществ;
- разработка устройств, снижающих содержание вредных компонентов в отработавших газах.

В настоящее время широкое распространение, как самое удачное решение, получил метод нейтрализации отработавших газов. Сам нейтрализатор

располагается в системе выпуска. Данная конструкция нейтрализует токсичные пары, выходящие из цилиндров двигателя еще до выброса их в атмосферу. Однако на фоне постоянного ужесточения норм токсичности для выполнения установленных нормативов решение проблемы требует



1 – керамический материал, покрытый каталитически активными веществами;
2 – стальное волокно для крепления;
3 – корпус

Рисунок 5.1 - Катализатор для снижения концентрации вредных веществ

комплексного подхода, который должен включать практически все перечисленные методы.

5.1 Каталитическая нейтрализация ОГ

Для того чтобы минимизировать токсичность двигателя и сделать его более экологичным существует три варианта:

Во первых: подготовка состава топливной смеси вне двигателя;

Во вторых: произвести работы в самом двигателе, усовершенствовав при этом камеру сгорания;

В третьих: дожигание не полностью сгоревшего топлива (доработка отработавших газов на выпуске).

Для решения этой задачи был разработан катализатор, с помощью которого и будет производиться дожигание. Проходя через катализатор вредные и токсичные СО и СН догорают, преобразовываясь в безвредный CO_2 и воду. Одновременно с процессом дожигания происходит процесс снижения окислов азота, находящихся в отработавших газах, которые преобразовываются в нейтральный азот.

Способ доработки (дожигания) отработавших газов с помощью катализатора показал себя более эффективным по сравнению с обычным дожиганием вредных веществ в горячем пламени. С помощью катализатора удается преобразовывать свыше 90% опасных веществ в безопасные.

Существующие сегодня трёхкомпонентные катализаторы способны дорабатывать одновременно СО, СН и NO_x . Здесь немаловажную роль играют материалы, используемые для изготовления катализатора. Катализаторы оснащаются трубчатым каркасом из керамики, на которую наносится слой благородных металлов, таких как платина и родий, проходя через которые ускоряется химический процесс нейтрализации вредных веществ.

Главным условием при оснащении двигателя катализатором является использование бензина без содержания свинца, т.к. свинец пагубно влияет на

каталитическое действие благородных металлов. Такой способ очистки диктует определенные условия для состава (стехиометрический состав) смеси, где $\alpha = 1$. Только при таком значении можно получить высокий КПД (рисунок 5.1). Любое, даже самое незначительное отклонения от заданных параметров ведет к потере качества обработки. Для постоянного контроля за составом смеси пределах незначительных допусков необходимо безинерционное регулирующее устройство. Но контроль за составом смеси происходит только в момент подачи топлива, а результат остается неучтенным. Напротив, при регулировании состава смеси замеряется только состав отработавших газов и использует эти данные для корректировки рассчитанной подачи топлива. Также необходимо учитывать, что для эффективной работы каталитического нейтрализатора определяющим является температура.

К сожалению, каталитические нейтрализаторы, при всех своих преимуществах, имеют ряд недостатков:

- высокая температура (около 200 °С) прогрева катализатора до рабочей температуры, как следствие время прогрева;
- при использовании 3-х компонентного нейтрализатора работа двигателя с $\alpha = 1 \pm 0,05$;
- капризность катализатора к присадкам присутствующих в топливе;
- проблемы связанные с недолговечностью нейтрализаторов

На сегодняшний день конструкторы активно борются с перечисленными недостатками каталитических нейтрализаторов, и многие проблемы устранены полностью или заметно улучшены. Однако, по-прежнему, остаются задачи, которые не нашли однозначного решения. Главной из которых

можно считать снижение температуры light-off катализатора. Для решения данной задачи требуется разработки новых формул катализаторов.

Чтобы сократить отрезок времени необходимый для запуска системы нейтрализации отработавших газов был разработан ряд мероприятий:

- стартовые нейтрализаторы;
- подогреватели нейтрализатора;
- для изготовления коллекторов из материалов с низкой теплоемкостью (сталь вместо чугуна);
- теплоизолирующие технологии (использование керамического покрытия для внутренней поверхности выпускного коллектора);
- расположение основного нейтрализатора ближе к двигателю.

На основе выше изложенного можно сделать выводы, что для возможности выполнения перспективных норм токсичности необходимо выполнить следующие требования. Обеспечение низкого уровня токсичности в период холодного пуска и прогрева двигателя, обеспечить, по возможности, быстрый пуск



Рисунок 5.2 – Общий вид каталитических нейтрализаторов

нейтрализатора, обеспечить избыток кислорода для возможности полного окисления ТВС и обеспечить высокую активность при эксплуатации нейтрализатора в течение длительного срока.

5.2 Воздействие шума двигателей внутреннего сгорания на человека и окружающую среду

Химическое загрязнение двигателем внутреннего сгорания воздуха не единственная проблема. Не малые опасения у человека вызывает уровень шума при работе ДВС.

Шумовое воздействие ДВС - это звуковые колебания, создающиеся от работающего двигателя. Подобное воздействие помимо обычного дискомфорта, испытываемого человеком при эксплуатации двигателя или при нахождении в зоне распространения таких колебаний, способно

вызывать негативные последствия, связанные с ухудшением здоровья человека.

Единственным источником шума при использовании любой транспортной техники или энергетических установок разного типа, оборудованных ДВС, является двигатель.

Негативное влияние шума складывается из целого ряда факторов, основным из которых является индивидуальная чувствительность организма. Имеются ряд показателей, характеризующих оказываемое воздействие на человека: мощность, высота, время.

Мощность шума определяется величиной звукового давления на барабанную перепонку уха человека (дБ).

Высота звука характеризуется частотой колебаний звукового давления в единицу времени в секунду (Гц).

Звуки гипервысокой частоты для двигателей внутреннего сгорания не характерны.

На уровень шума от автотранспортной техники в городах влияет ряд факторов:

интенсивность автомобильного потока наивысший уровень шума регистрируется на магистральных улицах при интенсивности движения 2–3 тыс. авт/ч. К примеру, в Столице по магистралям проходят от 5 до 7 тыс. авт/ч и более. В результате опросов выяснилось, что негативное воздействие от шума автотранспорта ощущают 2 млн жителей столицы.

скорость транспортного потока при увеличении скорости транспортного потока происходит увеличение шума двигателей;

состав транспортного потока большегрузный транспорт оказывает большее шумовое воздействие по сравнению с легковым транспортом, при скоплении грузового подвижного состава в потоке автомобилей приводит к росту шума;

тип двигателя в зависимости от мощности двигателей автотранспортных средств, производится их ранжирование по возрастанию уровня шума.

В нашей стране основные требования к шумовым характеристикам автотранспортной техники регламентируются: Правило №51-02 ЕЭК ООН (ГОСТ Р 41.51-2004 отменен с 1 сентября 2018 года и теперь регламентируется только правилами ООН, которые в отличие от ГОСТов регулярно обновляются).

Допустимое время воздействия шума на человека определяется психическими и физиологическими особенностями организма человека и воздействует на его здоровье и самочувствие. Немаловажную роль играет время суток. В светлое время суток уровень шума ощущается менее значительно, чем ночью.

Для снижения уровня шума при работе, в составе системы выпуска отработавших газов рассчитываемого двигателя применяются глушители.

В результате работы над разделом «Безопасность и экологичность объекта» дипломного проекта, сделан вывод о том, что турбонаддув может рассматриваться как средство снижения расхода топлива двигателем, что соответственно снижает его выбросы вредных веществ. Как показывает практика, снижение расхода топлива происходит при небольших значениях давления наддува (в проектируемом двигателе избыточное давление составляет $p_k = 0,125$ МПа), так как при последующем его увеличении требуется обогащать смесь. В противном случае смесь будет переобеднена, что повлечет за собой детонацию.

Выводы. В результате работы сделан вывод о том, что турбонаддув может рассматриваться как средство снижения расхода топлива двигателем, что соответственно снижает его выбросы вредных веществ. Как показывает практика, снижение расхода топлива происходит при небольших значениях давления наддува (в проектируемом двигателе избыточное давление составляет $p_k = 0,125$ МПа), так как при

последующем его увеличении требуется обогащать смесь. В противном случае смесь будет переобеднена, что повлечет за собой детонацию. Рассчитываемый двигатель на номинальном режиме работы ($n_{\text{ном}} = 5600 \text{ мин}^{-1}$) имеет часовой расход топлива на 10 % меньше по сравнению с базовым двигателем.

Исходя из всего вышесказанного складывается общий положительный эффект применения данного объекта относительно его безопасности и экологичности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе произведена оценка возможности применения системы наддува в двигателях существующих конструкции, на примере двигателей производства ПАО АВТОВАЗ. По результатам работ были сделаны следующие основные выводы:

- предложена система турбонаддува;
- проведены расчеты, показавшие работоспособность двигателя в целом и систем в частности;
- предложенная система позволяет в среднем на 10-15 % увеличить крутящий момент двигателя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Колчин, А.И., Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов; Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с. ил.
- 2 1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.: ил.
- 3 2. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982.
- 4 3. Хейвуд Дж. Гидродинамика рабочих цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Фримановская лекция 1986 г. // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: 1987. С. 171–229.
- 5 Учебник: Теория и расчет турбокомпрессоров/ К.П. Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов и др.; Издательство Машиностроение, 1986. – 392 с.
- 6 Учебник для бакалавриата и магистратуры: Детали машин. Курсовое проектирование. Часть I. / В.В. Гурин, В.М. Замятин, А.М. Попов; Издательство ЮРАЙТ, 2016. – 366 с.
- 7 Учебное пособие: Турбокомпрессоры/ С.Б.Асташенко; Издательство Автостиль, 2002. – 80 с.
- 8 Учебное пособие: Турбокомпрессоры / Ю.Б.Галеркин, Л.И.Козаченко; ИздательствоИздательство Политехнического университета, 2008. - 374
- 9 Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д.Н. Вырубов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова; – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с. ил.

- 10 Ховах, М. С. Автомобильные двигатели [Текст] / М.С. Ховах; – М., Машиностроение, 1977.
- 11 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев; В 3-х т. Т. 2. – М., Машиностроение, 1978.
- 12 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев; В 3-х т. Т. 1. – М., Машиностроение, 1978.
- 13 Реферативный журнал «Двигатели внутреннего сгорания», 1999 – 2011.
- 14 Железко, Б. Е. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование) [Текст]: Учебное пособие для вузов / Б. Е. Железко и др. – Мн.: Высш. шк. 1987.
- 15 Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / К.Г. Попык; 2-е изд., перераб и доп. – М.: Высш. школа, 1970.
- 16 Асмус, Т. У. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями [Текст] / Т. У. Асмус и др.; Под ред. Кострова; - Машиностроение ,1988.
- 17 Воинов, А.Н. Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях [Текст]/ А.Н. Воинов; М.: - Машиностроение, 1965
- 18 Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Луканин В.Н. // Кн. 1. Теория рабочих процессов. – М.: Высшая школа, 1995. – с.452.
- 19 Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Луканин В.Н. // Кн. 2. Динамика и конструирование. – М.: Высшая школа, 1995. – с. 428.
- 20 Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Чайнов Н.Д., Иващенко Н. А., Краснокутский А. Н., Мягков Л. Л. // Учебник - М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
- 21 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых

- и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова // . – 3-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.
- 22 Bonnevie-Svendsen, A., Boulouchos, K., Lämmle, Ch., Vlakos, I.: Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition. in: 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009
- 23 Dyna-Cam Engine Corporation: "Two-cycle swash plate internal combustion engine", USA Patent No:7137366, November 21st 2006
- 24 Renegar, David, C.: "The Quasiturbine", USA Patent No:6629065 September 12th 2003
- 25 Akmandor, i.S., Ersöz, N.: Novel Thermodynamic Cycle, PTC / WO / 2004 / 022919 AI. (March 18th 2004)
- 26 Haywood, R, W.:"A Critical Review of Theorems of Thermodynamics Availability" J. Mech. Eng. Sci. vol.16 MIT Press, 1970.
- 27 Stephen R. Turns: "An Introduction to Combustion" McGraw-Hill Series in Mech. Eng. 1996.
- 28 Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций [Текст]/В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.
- 29 ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления [Текст]. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.
- 30 Дзюбан А.М. Учебно-методическое пособие к выполнению выпускной квалификационной работы бакалавров / А.М. Дзюбан, Д.А. Павлов, В.В. Смоленский - ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет» 2018 – 51 с.