

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 Концепция применения приводных компрессоров
на двигателе типа ВАЗ

Студент	<u>К.Д. Кудашов</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Руководитель	<u>В.А. Шишков</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 _____ (личная подпись)
 (ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

« _____ » _____ 20 ____ г.

АННОТАЦИЯ

Целью данной работы является оценка возможности применения и перспектив использования агрегатного наддува для двигателей типа ВАЗ. Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка включает в себя расчетную часть, исследования достигнутого уровня вида техники. Расчетная часть содержит оценочные расчеты системы приводного наддува двигателя. Конструкторская часть содержит необходимые расчеты, в том числе тепловой расчет при выбранных условиях проектируемого двигателя.

ABSTRACT

The purpose of this work is to assess the possibility of application and prospects of use of aggregate supercharging for engines of VAZ type. The final qualifying work consists of an explanatory note and a graphic part. Explanatory note includes the calculation part, the study of the achieved level of technology. The calculation part contains estimations of system of a drive of a naturally aspirated engine. The design part contains the necessary calculations, including thermal calculation under the selected conditions of the designed engine.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Состояние вопроса	5
1.1 Экологические проблемы автомобильного транспорта.....	5
1.2 Состав отработавших газов и их влияние на окружающую среду	6
1.3 Обзор применяемых систем наддува	10
2 Тепловой расчет бензинового двигателя с наддувом.....	22
2.1 Топливо	22
2.2 Параметры рабочего тела.....	23
2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы	26
2.4 Расчет основных процессов	27
2.5 Индикаторные параметры рабочего цикла	32
2.6 Эффективные показатели двигателя	33
2.7 Основные параметры цилиндра и двигателя	34
2.8 Тепловой баланс	35
3 Методы уменьшения вредных выбросов автомобилями.....	38
3.1 Каталитическая нейтрализация ОГ	39
3.2 Воздействие шума двигателей внутреннего сгорания на человека и окружающую среду	42
Заключение	46
Список используемой литературы	47

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 приводного (механического наддува) наддува.

Целью данной работы является обоснование концепции применения приводных компрессоров на двигателях типа ВАЗ.

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.

1.2 Состав отработавших газов и их влияние на окружающую среду

Главная проблема автотранспорта в нанесении вреда для окружающей среды заключается в неполном сгорании традиционного топлива. Отработавшие газы в двигателе внутреннего сгорания содержат свыше 170 вредных компонентов (табл. 4.1), из них 160 - производные углеводородов, непосредственно выделяемые при неполном сгорании топлива в двигателе.

Использование дизельного топлива чревато образованием диоксида в отработавших газах.

Проанализировав данные таблицы 1.1, становится видно, что наибольшей степенью токсичности обладают выхлопные выделения бензиновых ДВС, идет большой выброс CO, C_nH_m, NO_x, и др. Двигатели, работающие на дизтопливе, выбрасывают сажу достаточных количествах, которая сама по себе в чистом виде не токсична. Однако ее частицы

переносят на своей поверхности токсичные вещества (канцерогены). Сажа по своей структуре невесома, что позволяет ей длительное время находится в воздухе, не оседая на землю, что сильно увеличивает время воздействия токсических веществ на окружающую среду и человека.

В зависимости от типа применяемого топлива будет меняться состав отработавших газов, количество вредных веществ, и свойства. Также нужно учитывать режим работы двигателя, назначение использования автотранспорта, его техническое состояние, особенно состояние и «возраст» двигателя.

Таблица 1.1 - Состав отработавших газов

Компоненты	Содержание компонента, об. доли, %	
	Бензиновые ДВС	Дизельные ДВС
N ₂	74-77	76-78
O ₂	0,3-8	2-18
H ₂ O (пары)	3,0-5,5	0,5-4,0
CO ₂	5,0-12,0	1,0-10,0
H ₂	0-5,0	-
CO	5-10	0,01-0,50
NO _x	До 0,8	0,0002-0,5
C _n H _m	0,2-3,0	0,009-0,5
Альдегиды	До 0,2	0,001-0,009
Сажа	До 0,04 г/м ³	0,01-1,1 г/м ³
Бенз-α-пирен	10-20 мкг/м ³	до 10 мкг/м ³

Таблица 5.2 -Доля участия автомобильного транспорта в загрязнении атмосферного воздуха некоторых крупных городов мира, %

	Оксид углерода	Оксиды азота	Углеводороды
Токио	99	33	95
Нью-Йорк	97	31	63
Москва	96,3	32,6	64,4
Санкт- Петербург	88,1	31,7	79

В зависимости от времени года, температурных условий концентрация CO_2 может достигнуть критических значений равных более 200 мг/м^3 , при условии допустимых значениях не превышающих концентрацию $\text{CO}_2=40 \text{ мг/м}^3$, для Соединенных Штатов Америки и $\text{CO}_2=10 \text{ мг/м}^3$ для нашей страны.

Загрязнение атмосферы выхлопными выбросами ДВС - это проблема, которая привлекает свое внимание не только экологов, но и правительства множества стран. Так как данная проблема непосредственно связана со здоровьем человека.

Рост содержания углекислого газа в атмосфере ведёт к глобальному потеплению. На первый взгляд кажется, что связь между увеличением параметров содержания CO_2 повышением температуры планеты сильно преувеличена. Однако проводимые многочисленные модельные исследования доказали, что число содержания в атмосфере CO_2 продолжает увеличиваться и к 2040 году вырастет вдвое, а температура планеты возрастёт на 2 или 3 °С. В северных районах и заполярье температура может возрасти еще больше и превысить данное значение в несколько раз. Давать категорические заключения о влиянии антропогенной деятельности на повышение температуры некорректно и своевременно. Так как эта проблема находится в стадии обсуждения и изучения. Невозможно отследить увеличение показателей ориентируясь на повышение значений на термометре. Необходимо учитывать перемещением атмосферных масс в зависимости от времени года. При изменении температуры меняется содержание водяного пара. Соответственно увеличение углекислого газа в атмосфере может быть следствием климатических процессов, связанных с температурой или осадками. Долго время считалось, что разрушение озонового слоя это целиком и полностью вина транспортной авиации, а точнее окислов азота, выделяемых в атмосферу. Но было доказано, что их негативное воздействие на атмосферу несравнимо мало по сравнению с природными явлениями.

Наличие углеводов в атмосфере, выделяемых в процессе роста и размножения растений доказана множеством исследований, а их показатели даже превышают показатели антропогенных источников CO₂. Но нужно понимать, что углеводороды, присутствующие в атмосфере монополисов представляют собой именно продукты сгорания, при сжигании топлива и переработки нефтепродуктов, которые в свою очередь участвуют в процессе разрушения озона.

Оксиды азота опасны для человека не только в процессе дыхания, при соединении с парами воды, выпадают на землю кислотными дождями, причём эти вредные соединения перемещаются по воздуху на длинные расстояния. Дожди с высоким содержанием оксида азота оказывают на человека негативное воздействие, разрушают иммунитет, организм легко подвержен простудным и инфекционным, эти соединения могут оказывать разрушающее воздействие не только на легкие человека, им под силу металлы, краски, камни.

Интоксикация угарным газом проявляется для человека в виде нарушения способности крови поглощать кислород, как следствие: тошнота, головокружение.

Бензопирен - канцерогенный полициклический ароматический углеводород. Бензопирен входит в особую группу токсичных веществ, содержащихся в отработанных газах автотранспорта. Наивысшее выделение канцерогенных углеводородов наблюдается во время разгона автомобиля его торможения, а также при работе двигателя на холостом ходу, поездка по неровной дороге.

Отдельным пунктом в списке отработанных газов автомобилей хотелось бы отметить сажу: частицы сажи канцерогенны, поэтому установленные предельно допустимые нормы в три раза меньше, чем для нетоксичных пылевых частиц. Сажа является хорошим адсорбент бензопирена, поэтому концентрация его в потоке отработанных газов в 3 - 4

раза ниже, чем в частицах сажи. При попадании частичек сажи в легкие При дыхании с частицами сажи в дыхательные органы попадает значительное количество бензопирена, который вызывает тошноту, сонливость, провоцирует рак.

1.3 Обзор применяемых систем наддува

Использование наддува на практике началось тогда, когда конструкторы удалось определить важнейший приоритет, как высокая удельная мощность при минимальных габаритах двигателя.

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-Вильята» считается первым авиационным двигателем с механическим наддувом. В 1918 г., истребители «SPAD» S.XIIC»

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 оснащён 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.

Виды систем наддува ДВС:

Агрегатный наддув характеризуется активной работой нагнетателя. К ним относятся:

- *механический наддув* – нагнетатель (компрессор), вал которого вращается от передачи крутящего момента с коленчатого вала двигателя через ременчатый привод;
- *турбонаддув* - нагнетатель (компрессор), у которого вращение турбины задается под воздействием стремительного 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. Свое широкое применение данный вид наддува нашел в авиапромышленности при изготовлении поршневых авиационных двигателей;
- *рефрижерационный наддув* – данный метод основан на том, что испарение топлива поступает с воздухом в двигатель (также возможно использование какой-либо другой горючей жидкости с пониженной температурой кипения и большой теплотой парообразования) использование данного метода невозможно на автомобильных двигателях.

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 отличие 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 в тот момент, когда требуется резкое увеличение мощности. Степень сжатия уменьшена до 8,8. Четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 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.

1.3.1 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 чрез 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.

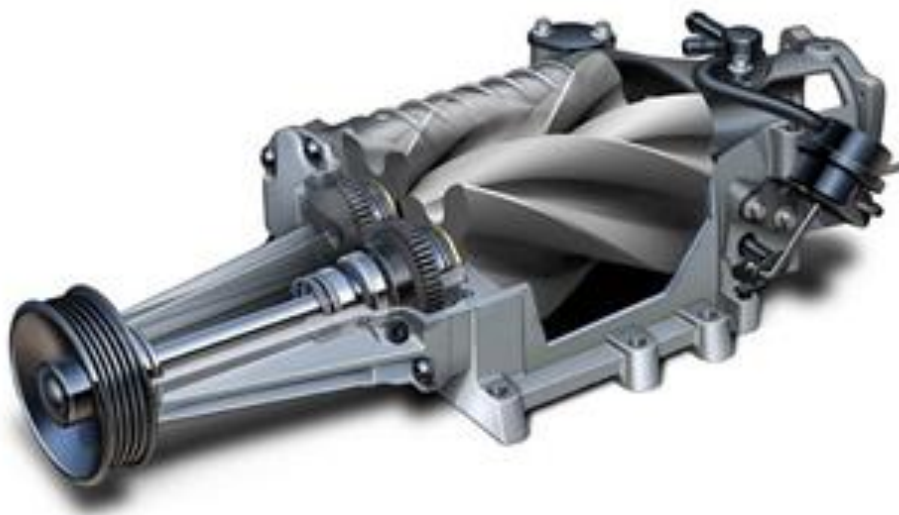


Рисунок 1.1.1 – Объемный компрессор производства Eaton

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 «Рутс» – это неравномерное количество объема подачи воздуха, тем самым образуя пульсацию давления. Для устранения пульсаций, впускное и выпускное окно компрессора имеет треугольную форму. С помощью этих конструкторских решений получается добиться необходимой равномерности подачи. Но это не единственный

недостаток компрессоров данного типа. Основная проблема состоит в 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 простота конструкции (небольшое количество деталей и низкая скорость вращения роторов делают такие нагнетатели очень долговечными), они очень компактны, эффективны на малых и средних оборотах двигателя, имеют низкий уровень шума по сравнению с компрессорами другого типа, такие как центробежные.

1.3.2 Центробежный нагнетатель.

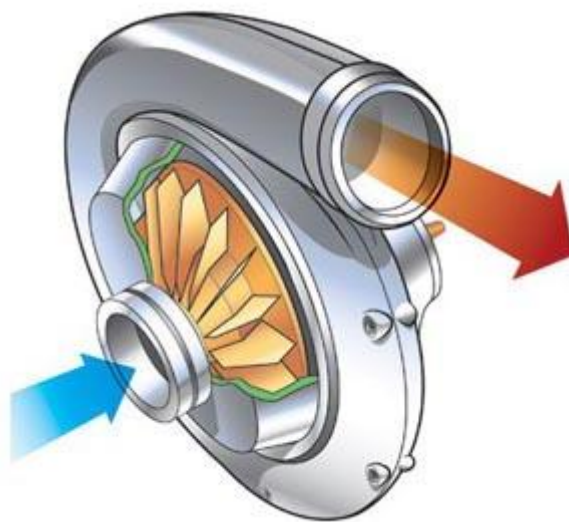


Рисунок 1.1.2 – Центробежный нагнетатель

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 лопасти на крыльчатке. Их геометрический размер, форма, вид, материал, конструктив, точность в изготовлении непосредственно влияет на эффективность работы нагнетателя в целом.

Недостаток этой конструкции обуславливает сам принцип работы центробежного нагнетателя. Для получения высокого эффекта и КПД, колесо должно вращаться с огромной скоростью. Давление, создаваемое центробежным компрессором, пропорционально квадрату скорости крыльчатки. В этом случае скорость может увеличиться выше 40 тыс. с. мин⁻¹.

В случае привода от двигателя посредством ременной передачи компрессоры данного типа обладают значительным шумом. Частично решить проблему шума и ресурса элементов привода можно при помощи 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.

1.3.3 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, тем самым втягивая атмосферный воздух, направляя потоки во встречное направление, т.е начинается синхронное встречное вращение. Воздух стремится вперед, по лопастям ротора. Точность в размерах при изготовлении лопастей дает очень маленькие зазоры между рабочими поверхностями тем самым обеспечивая высокую производительность установки и совершенно незначительные потери. Уникальность и неповторимость данной конструкции нагнетателя винтового 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.

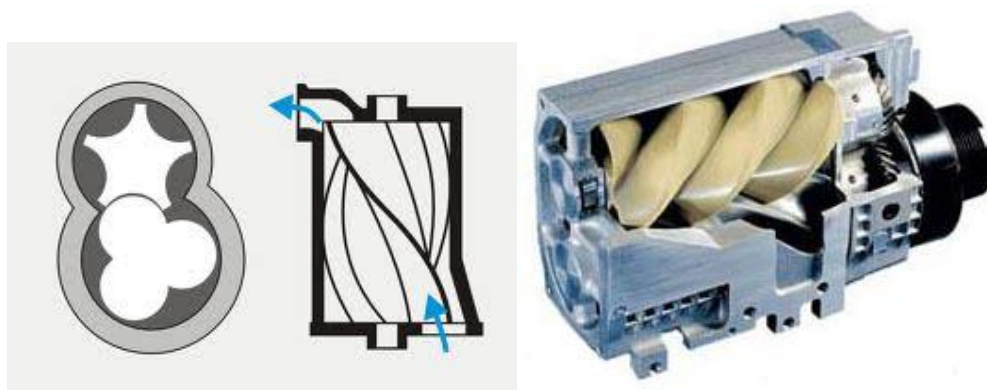


Рисунок 1.1.3 – Схема нагнетателя конструкции Лисхольм

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».

1.3.4 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 современном мире свою нишу поршневые нагнетатели нашли пока только в двигателях судовых машин, в автомобильной промышленности данные нагнетатели свое применение пока не нашли.

Стоит также обратить особое внимания на систему подачи воздуха из под поршня т.е. способ подачи воздуха подпоршневым насосом, где в качестве насоса выступает сам поршень, который при направлении к нижней мертвой точке забирает воздух, находящийся под ним.

В системах, где применяются осевые нагнетателей воздух будет задействоваться движение в осевом направлении. По этому принципу работают все электрические воздуходувки, которые как правило можно встретить в автомагазине. Их схем работы выглядит следующим образом: Один или пара электродвигателей с лопастями (как у турбины) установлены последовательно или параллельно, как правило, их место в воздушном патрубке или в воздушном фильтре. С помощью электродвигателей воздух забирается с наружи (моторный отсек) и принудительно подается во впускной коллектор двигателя. Эффект будет достигнутым, если мощность принудительной подачи воздуха т.е электродвигателя, преодолет сопротивление фильтрующих элементов воздушного фильтра.

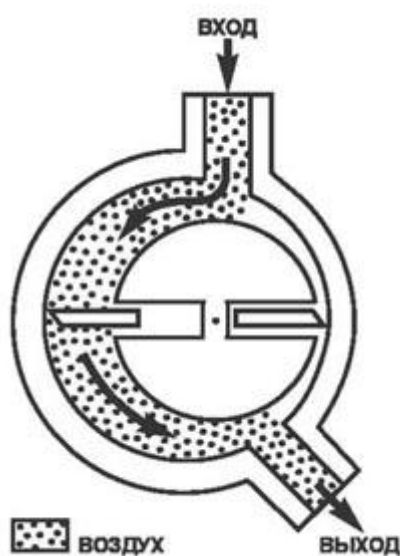


Рисунок 1.1.4 – Пластинчатый компрессор

К наиболее распространённым и не сложным конструкциям и по их схеме работы, можно отнести - нагнетатели лопастные. Нагнетатель такой конструкции, имеет корпус у которого внутренняя полость сделана в виде цилиндра. У корпуса два отверстия «вход» и «выход». Внутри компрессора установлен ротор с лопастями, его размер составляет в пропорции 3/4 от внутреннего диаметра корпуса. Ротор немного смещен относительно центра корпуса. У ротора продольные «канавки», в которые устанавливаются лопатки так называемые – шиберами. Когда ротор вращается, воздух попадает в одну из половинок, так называемую 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.

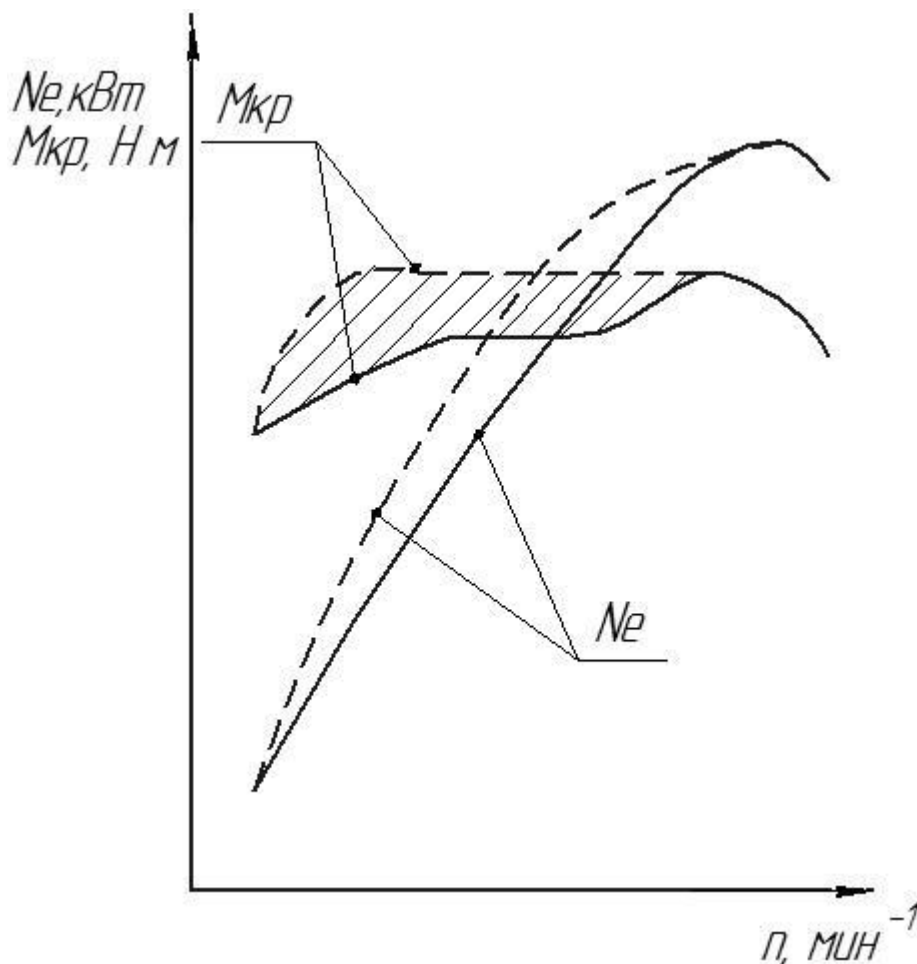
Конструктивная особенность лопастных нагнетателей имеет преимущества перед компрессором братьев Рутс, в том что у них практически нет утечки воздуха, отсюда и соответственно коэффициент КПД значительно выше.

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

1.3.5 Концепция применения приводного наддува

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются наиболее распространенными силовыми агрегатами, применяемыми в автомобилестроении. Одним из возможных методов повышения мощностных показателей ДВС является применение систем наддува.

Возможным направлением реализации системы приводного наддува является применение отключаемого наддува. То есть применение наддува осуществляется на режимах малых частот вращения коленвала, с целью выравнивания крутящего момента, при этом номинальная мощность двигателя не изменяется.



----- без наддува

--- с наддувом

Рисунок 1.1.5 - Внешняя скоростная характеристика

В такой постановке задачи максимально полно реализуются все преимущества применения нагнетателей объемного типа, при минимальной доработке силового агрегата (двигателя внутреннего сгорания).

Реализовать указанный принцип (алгоритм) работы системы наддува возможно с помощью компрессоров винтового типа или типа "Рутс".

2 Тепловой расчет бензинового двигателя с наддувом

«При проведении теплового расчета для ряда скоростных режимов как правило выбирают 3-4 основных режима. Для двигателя внутреннего сгорания, такими режимами являются:

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

С учетом выбранных рекомендаций и заданий ($n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$) 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.

Октановое число используемого бензина определяется исходя из величины степени сжатия. В базовом двигателе она составляет $\varepsilon = 9,9$. В соответствии с этим можно использовать бензин марки А-95 [1].

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

$$\varepsilon_H = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{10 \cdot P_k}} = \frac{9,9}{\sqrt{10 \cdot 0,125}} = 8,9 \quad [2]$$

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:

$$C = 0,855; P = 0,145 \text{ и } m_r = 115 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива:

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 1089 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - W) = \\ 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг.}$$

2.2 Параметры рабочего тела.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \text{ кмоль возд/кг топл.};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха определяется на основании следующих соображений. На современные двигатели устанавливается система впрыска топлива, обеспечивающие получение идеального состава смеси по скоростной характеристике [1]. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, позволяет принять $\alpha = 1$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения (холостой ход) $\alpha = 0,96$, на режиме максимальной скорости автомобиля $\alpha = 0,98$.

Количество горючей смеси $M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/m_T$

при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_1 = 0,96 \cdot 0,5168 + 1/115 = 0,5049 \text{ кмоль гор.смеси/кг топл.}$$

при $n = 3400, 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_1 = 1 \cdot 0,5168 + 1/115 = 0,5255 \text{ кмоль гор.смеси/кг топл.}$$

при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_1 = 0,98 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5151 \text{ кмоль гор.смеси/кг топл.}$$

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

При $n = 800 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,0655 \text{ кмоль CO}_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,00573 \text{ кмоль CO/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,06963 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,00287 \text{ кмоль H}_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,5168 = 0,393 \text{ кмоль N}_2/\text{кг топл.};$$

При $n = 3400, 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0,855}{12} = 0,07125 \text{ кмоль CO}_2/\text{кг топл.};$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,145}{2} = 0,0725 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.};$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot 1 \cdot 0,5168 = 0,4093 \text{ кмоль N}_2/\text{кг топл.};$$

При $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,98}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,0684 \text{ кмоль CO}_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,98}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,00287 \text{ кмоль CO/кг топл.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,98}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,071 \text{ кмоль H}_2\text{O/кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,98}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 =$$

$$= 0,00143 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,5168 = 0,401 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.};$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = C/12 + H/2 + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0;$$

при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

$$M_2 = 0,0655 + 0,00573 + 0,06963 + 0,00287 + 0,393 =$$

$$= 0,5367 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

при $n = 3400, 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$M_2 = 0,07125 + 0,0725 + 0,4093 =$$

$$= 0,5531 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$

$$M_2 = 0,0684 + 0,0028 + 0,071 + 0,00143 + 0,4 =$$

$$= 0,544 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

Все полученные значения сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры рабочего тела.

Параметр	Значение			
n	800	3400	5600	6000
α	0,96	1	1	0,98
M_1	0,5049	0,5255	0,5255	0,5151
M_{CO_2}	0,0655	0,07125	0,07125	0,0684
M_{CO}	0,00573	0	0	0,00287
M_{H_2O}	0,06963	0,0725	0,0725	0,071
M_{H_2}	0,00287	0	0	0,00143
M_{N_2}	0,393	0,4093	0,4093	0,401
M_2	0,5367	0,553	0,553	0,545

2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Атмосферные условия $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 293$ 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 с увеличением скоростного режима при $\alpha = \text{const}$, но уменьшается при обогащении смеси. При номинальном режиме принимается $T_r = 1150$ К.

Давление остаточных газов p_r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускного тракта рассчитываемого двигателя можно принять на номинальном скоростном режиме для двигателя с распределенным впрыском топлива $p_{rN} = 1,18 \cdot 0,125 = 0,1475$ 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. С целью получения хорошего наполнения двигателя на номинальном скоростном режиме принимается $\Delta T_N = 8 \text{ }^\circ\text{C}$. 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 $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,8$ и $\omega_{вп} = 100 \text{ м/с}$. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах двигателя рассчитывается по формуле

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

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

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 $\varphi_{доз} = 1,11$ и $\varphi_r = 1$. На остальных режимах $\varphi_{доз}$ определяется по рисунку 5.2 [I, стр. 107].

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

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

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:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot \frac{\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r}{T_r} = \frac{320}{320 + 8} \cdot \frac{1}{8,9 - 1} \cdot \frac{1}{0,125} \cdot \frac{1,11 \cdot 8,9 \cdot 0,106 - 1 \cdot 0,1475}{1150} = 0,89$$

Все полученные значения заносятся в таблицу 2.2.

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

Параметр	Значение			
n	800	3400	5600	6000
α	0,96	1	1	0,98
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
$\varphi_{доз}$	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], средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 . При выборе n_1 учитывается, 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 молярная теплоемкость в конце сжатия

а) свежей смеси (воздуха):

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

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

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

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

$$(c_{v, \text{ост}}'')_{t_0}^{t_c} = 24,150 + \left[\frac{4,586 - 24,150}{75} \right] \cdot 551 = 24,16 \text{ кДж/моль} \cdot \text{град}.$$

в) рабочей смеси:

$$\begin{aligned} c_{v, \text{рб}}'^{T_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \left[c_{v, \text{свеж}}^{T_c} + \gamma_r \cdot c_{v, \text{ост}}''^{T_c} \right] \\ &= \frac{1}{1 + 0,0466} \cdot \left[22,05 + 0,0466 \cdot 24,372 \right] = 22,158 \text{ кДж/моль} \cdot \text{град} \end{aligned}$$

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
$\langle nc_{v,t_0} \rangle_{t_c}$	22,048	22,051	22,055	22,057
$\langle nc''_{v,t_0} \rangle_{t_c}$	24,244	24,368	24,372	24,32
$\langle nc'_{v,t_0} \rangle_{t_c}$	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 $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot \langle -\alpha \rangle L_0 = 119950 \langle -1 \rangle \cdot 0,5168 = 0$$

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

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$\langle nc''_{v,t_0} \rangle_{t_c} = \frac{1}{M_2} \cdot [M_{\text{CO}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{CO}_2} \rangle_{t_c} + M_{\text{CO}} \cdot \langle nc''_{v\text{CO}} \rangle_{t_c} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \langle nc''_{v\text{H}_2\text{O}} \rangle_{t_c} + M_{\text{H}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{H}_2} \rangle_{t_c} + M_{\text{N}_2} \cdot \langle nc''_{v\text{N}_2} \rangle_{t_c}]$$

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

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

Коэффициент использования теплоты ξ_Z зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Он повышается за счет снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра и

неплотности между поршнем и цилиндром. При увеличении скоростного режима ξ_Z снижается. При проведении расчетов двигателя, ξ_Z выбирается по опытным данным в зависимости от конструктивных особенностей двигателя. В соответствии с рисунком 5.2 [1, стр. 107] принимается величина коэффициента использования теплоты $\xi_Z = 0,99$ при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$. По данному рисунку определяются значения ξ_Z для всех расчетных режимов.

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + m c'_{V, t_0} \cdot t_c = \mu \cdot m c''_{V, t_0} \cdot t_Z$$

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$0,99 \cdot 79872 + 22,158 \cdot 551 = 1,05 \cdot (4,7818 + 0,00209 \cdot t_Z) \cdot t_Z$$

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

откуда

$$t_Z = \left(26,021 + \sqrt{26,021^2 + 4 \cdot 0,002195 \cdot 91282,34} \right) / (2 \cdot 0,002195) =$$

$$= 2831 \text{ }^\circ\text{C}; \quad T_Z = 2831 + 273 = 3104 \text{ K}$$

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
$m c'_{V, t_0}$	$24,655 + 0,00208 \cdot t_Z$	$24,7818 + 0,00209 \cdot t_Z$		$24,719 + 0,00208 \cdot t_Z$

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:

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

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

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 $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$\begin{aligned}
 p'_i &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) = \\
 &= \frac{2,13}{8,9 - 1} \cdot \left(\frac{3,95}{1,2509 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,9^{1,2509 - 1}} \right) - \frac{1}{1,373 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,9^{1,373 - 1}} \right) \right) = \\
 &= 1,391 \text{ МПа}
 \end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned}
 \eta_i &= p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v) = \\
 &= 1,36 \cdot 14,957 \cdot 1 / (43,93 \cdot 1,36 \cdot 0,89) = 0,376; \\
 g_i &= 3600 / (H_u \cdot \eta_i) = \\
 &= 3600 / (43,93 \cdot 0,376) = 218 \text{ г / кВт} \cdot \text{ч}
 \end{aligned}$$

2.6 Эффективные показатели двигателя.

Предварительно приняв ход поршня S равным 71 мм, определяется значение средней скорости поршня при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$v_n = S \cdot n_N / 10^4 \cdot 3 = 71 \cdot 5600 / 10^4 \cdot 3 = 14 \text{ м/с}$$

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

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

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 1.1.6.

Таблица 2.6 - Индикаторные и эффективные параметры двигателя на расчетных режимах

Параметр	Значение			
	800	3400	5600	6000
n	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:

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

Рабочий объем одного цилиндра:

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

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 окончательно принятым 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:

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

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	6000
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 $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

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

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:

$$Q_r = G_T / 3,6 \cdot M_2 \cdot (nc_{V, t_0}^{t_r} + 8,315) \cdot t_r - M_1 \cdot (nc_{V, t_0}^{t_r} + 8,315) \cdot t_0$$

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

$nc_{V, t_0}^{t_r} = 20,797$ – теплоемкость свежего заряда (определена по таблице 3.6 для воздуха методом интерполяции при $t_0 = 320 - 273 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$).

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

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

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с}) = 196984 - (63900 + 52844 + 71693) = 8543 \text{ Дж/с}$$

Составляющие теплового баланса представлены в таблице 2.8 и на рисунке 2.1.

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

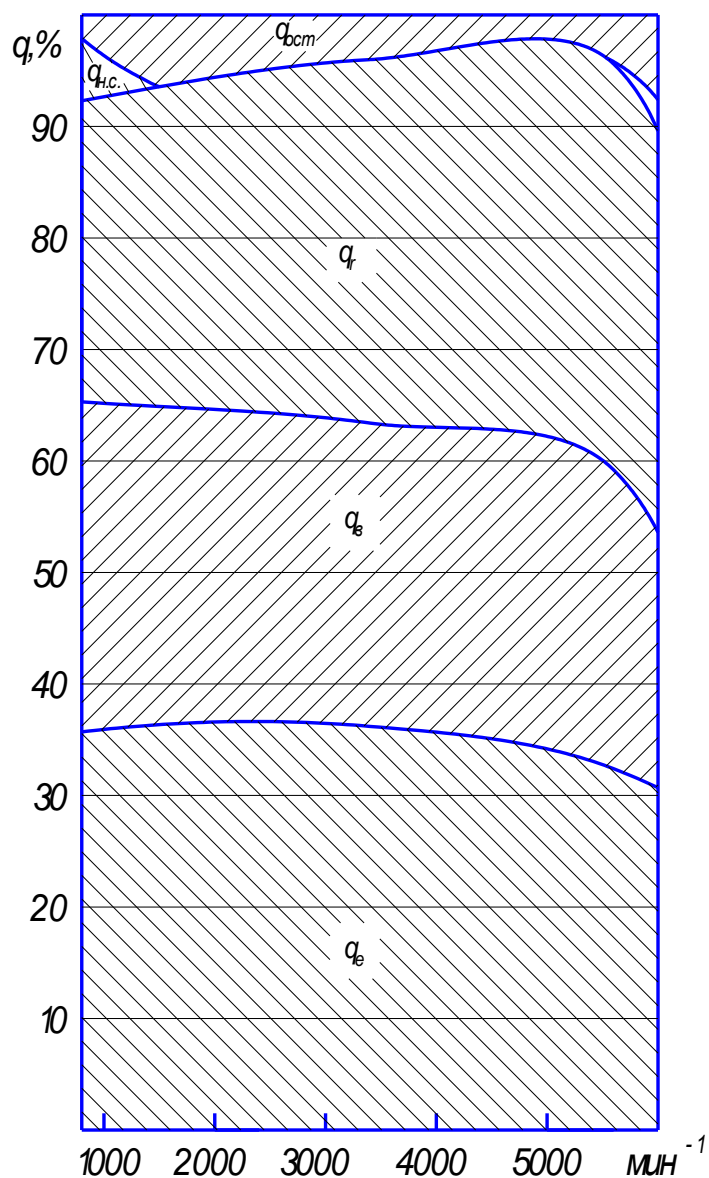


Рисунок 2.1 – Составляющие тепловой баланса.

3 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 нейтрализация 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 комплексного подхода, который должен включать практически все перечисленные методы.

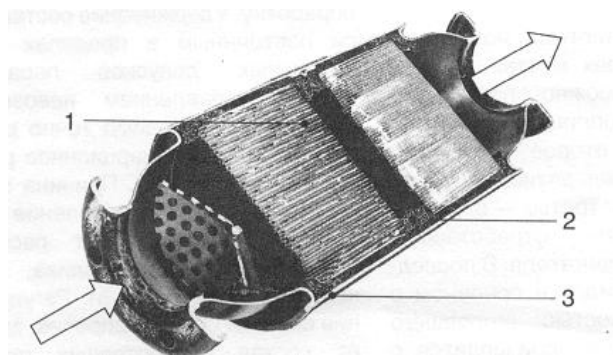
3.1 Каталитическая нейтрализация ОГ

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).



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

Рисунок 3.1 - Катализатор для снижения концентрации вредных веществ

Для решения этой задачи был разработан катализатор, с помощью которого и будет производиться дожигание. Проходя через катализатор вредные и токсичные CO и CH догорают, преобразовываясь в безвредный CO₂ и воду. Одновременно с процессом дожигания происходит процесс снижения окислов азота, находящихся в отработавших газах, которые преобразовываются в нейтральный азот.

Доработка (дожигание) отработавших газов с помощью катализатора является более эффективным методом по сравнению с обычным сжиганием вредных веществ в горячем пламени. Характеристики и свойства катализатора обеспечивают переработку около 90 процентов вредных веществ на выходе.

Существующие сегодня трёхкомпонентные катализаторы способны дорабатывать одновременно CO, CH и NO_x. Здесь немаловажную роль играют материалы, используемые для изготовления катализатора. Данные катализаторы собираются из трубчатых каркасов из керамики, на который нанесен слой благородных металлов (платина и родий) при прохождении и взаимодействии с которыми ускоряется химический процесс нейтрализации вредных веществ.

При установке на двигатель каталитического нейтрализатора главным условием является использование бензина без содержания свинца, который агрессивно действует на компоненты нейтрализатора, одним словом он преждевременно разрушается. Данный способ очистки диктует определенные условия для состава (стехиометрический состав) смеси, где $\alpha = 1$. Только при таком значении можно получить высокий КПД (рисунок 3.1). 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 нейтрализатора, обеспечить избыток



Рисунок 3.2 – Общий вид каталитических нейтрализаторов

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

3.2 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 давления звука 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 осту 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. Рассчитываемый двигатель на номинальном режиме работы ($n_{ном} = 5600$ мин⁻¹) имеет часовой расход топлива равный $G_T = 22$ кг/ч, что на XX% меньше по сравнению с базовым двигателем (XX кг/ч).

Выводы

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. 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 приводного наддува в двигателях существующих конструкции, на примере двигателей производства ПАО АВТОВАЗ. По результатам проведенных работ и испытаний можно сделать основные выводы:

- предложена система наддува;
- проведены расчеты, показавшие работоспособность двигателя в целом и систем в частности;
- представленная система позволяет увеличить крутящий момент двигателя в диапазоне низких и средних частот вращения в среднем на 10-15 %.

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 Монография: Повышение надежности и ремонтпригодности турбокомпрессоров ТКР-7Н1 / А.Т. Кулаков, И.Д. Якубович, А.А. Финоченко; Издательство LAP Lambert Academic Publishing, 2012. - 180с.
- 3 Учебник: Теория и расчет турбокомпрессоров/ К.П. Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов и др.; Издательство Машиностроение, 1986. – 392 с.
- 4 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.
- 5 Учебное пособие: Турбокомпрессоры/ С.Б.Асташенко; Издательство Автостиль, 2002. – 80 с.
- 6 Справочное пособие: Турбокомпрессоры для наддува дизелей/ Б.П.Байков; Издательство Машиностроение, 1975. – 200 с.
- 7 Учебное пособие: Моделирование характеристик центробежных компрессоров/ Н. Н.Бухарин; Издательство Машиностроение, 1983. – 214 с.
- 8 Учебное пособие: Турбокомпрессоры / Ю.Б.Галеркин, Л.И.Козаченко; Издательство Издательство 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 Clarke, J. M.: "Thermodynamic Cycle Requirements for Very High Rotational Efficiencies" J. Mech. Eng. Sci. 1974
- 28 Stephen R. Turns: "An Introduction to Combustion" McGraw-Hill Series in Mech. Eng. 1996.
- 29 Baumeister T.: "Mark's Standard Handbook for M. Engineer" McGraw-Hill Inc., New York, 1966.
- 30 Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций [Текст]/В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.
- 31 ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления [Текст]. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.
- 32 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.