

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой ЭМиСУ
_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« _____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение бакалаврской работы

Студент: Голтаева Вероника Владимировна

1. Тема: Автомобильный бензиновый двигатель с системой наддува
2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы:
10.06.2016
3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе: Бензиновый 4-х тактный двигатель в водяным охлаждением типа ВАЗ.
4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов):
 1. Тепловой расчет двигателя
 2. Кинематический и динамический расчет двигателя
 3. Расчет деталей и систем двигателя
 4. Специальная часть проекта. Турбокомпрессор
5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:
 1. Продольный и поперечный разрез двигателя - 2 шт. А1.
 2. Результаты теплового, кинематического и динамического расчета - 3 шт. А1.
 3. Агрегат наддува, сборочный чертеж - 1 шт. А1.
6. Консультанты по разделам: д.т.н. А.Г. Егоров

7. Дата выдачи задания « _____ » _____ 20__ г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

В.В. Голтаева

(И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой Э МиСУ
_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« _____ » _____ 20__ г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения на выполнение бакалаврской работы

Студента: Голтаева Вероника Владимировна

по теме: Автомобильный бензиновый двигатель с системой наддува

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Сост. вопроса	01.06.2016			
Тепл. расчет	07.06.2016			
Динам. расчет	09.06.2016			
Спец. часть	14.06.2016			

Руководитель выпускной
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
_____ В.В. Голтаева
(подпись) (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Целью данной работы является оценка возможности применения и перспектив использования турбонаддува для двигателей работающих на природном газе.

Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка включает в себя расчетную часть, исследования достигнутого уровня вида техники, безопасность и экологичность проекта.

Конструкторская часть содержит тепловой расчет при выбранных условиях, кинематический и динамический расчеты, а также расчеты основных деталей и систем проектируемого двигателя.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	7
1 Состояние вопроса.....	9
2 Специальная часть.....	22
2.1 Тепловой расчет.....	22
2.2 Тепловой баланс двигателя.....	37
2.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	41
2.4 Расчет турбокомпрессора.....	42
2.5 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью.....	61
2.6 Использование технологии микродугового оксидирования (МДО) для повышения надежности работы турбокомпрессора.....	63
3 Безопасность и экологичность проекта.....	71
Заключение.....	88
Список использованных источников.....	89

ВВЕДЕНИЕ

Самые распространенные силовые агрегаты, которые применяют в автомобилестроении, являются двигатели внутреннего сгорания. Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) это комплекс различных устройств, механизмов и систем. После создания первого ДВС возникла потребность в его усовершенствовании:

- уменьшить расход топлива;
- увеличить удельную литровую мощность;
- создание экологичного двигателя;
- понижение шумности.

Для улучшения характеристик поршневых двигателей существует множество способов, но самым распространенным решением является применение наддува.

Существенный недостаток в работе поршневого ДВС является, то, что большое количество тепловой и кинетической энергии уносится с отработавшими газами без совершения полезной работы. Другой значительный недостаток ДВС является ограниченное количество воздуха (ТВС), всасываемого в цилиндр при впуске, что приводит к невозможности получить больших значений мощности на единицу рабочего объема.

В тридцатых годах двадцатого века чтобы улучшить наполнение цилиндров ДВС, применялось предварительное сжатие воздуха в нагнетателе, которое приводилось в действие от коленчатого вала. Вся часть теплового цикла осуществлялась в нагнетателе (лопаточном компрессоре). В цилиндр ДВС под избыточным давлением поступала горючая смесь в такт впуска, и это увеличивало массу заряда. Такое решение позволило повысить мощность двигателя, при этом не нарушая прежнего рабочего объема и массы двигателя. Число оборотов не увеличилось и в связи с этим не возросли механические потери в двигателе. Минусом является то, что затрачивалось 10-20% мощности двигателя на привод лопаточного

компрессора от коленчатого вала. Так же с применением наддува преумножилась проблема отбора мощности отработавших газов.

В середине пятидесятих годов в автостроении стали применять газовые турбины. Это позволило осуществить привод лопаточного компрессора от газовой турбины. Энергия отработавших газов ДВС приводила в действие газовую турбину.

1 Состояние вопроса

1.1 Общие сведения о системе наддува

Наддув – это процесс, при котором увеличивается количество свежего заряда горючей смеси, подаваемого в двигатель внутреннего сгорания, за счет повышения давления при впуске. Его применяют для повышения мощности (на 20-45%) не увеличивая габариты и массу двигателя. Также он не допускает падения мощности в условиях высокогорья. Устранить токсичность и дымность отработавших газов практически невозможно, но для их снижения можно применить наддув с «качественным регулированием». Агрегатный наддув работает с помощью турбокомпрессора, компрессора или комбинировано. Наиболее распространен наддув с помощью турбокомпрессора, для привода которого используют энергию отработавших газов.

Самым распространенным для всех видов транспортных дизелей (судовых, тепловозных, тракторных) является агрегатный наддув. В бензиновых ДВС наддув применяют реже, из-за возможного возникновения детонации.

Недостатки агрегатного наддува:

- повышенная механическая и тепловая напряжённость двигателя из-за увеличения температуры и давления газов;

- меньшая экономичность;

- более сложная конструкция.

Преимущества агрегатного наддува:

- малые габариты;

- меньшее количество цилиндров;

- КПД при турбонаддуве выше;

- единица мощности стоит меньше, особенно у высокооборотных ДВС;

- отработавшие газы менее токсичны.

1.2 Механический наддув

Самый простой способ поднять мощность ДВС, это механический наддув. Привод компрессора может всасывать воздушную смесь в цилиндры при небольших оборотах, при этом происходит увеличение давления наддува строго пропорционально оборотам ДВС без задержки. Как и большинство деталей, приводной компрессор имеет ряд существенных недостатков. Привод расходует часть мощности, вырабатываемой силовым агрегатом, вследствие чего снижается КПД ДВС. В подкапотном пространстве автомобиля система механического наддува требует большего пространства и нуждается в специальном шестеренчатом приводе или зубчатом ремне. Еще одним недостатком такого компрессора является повышенный шум.

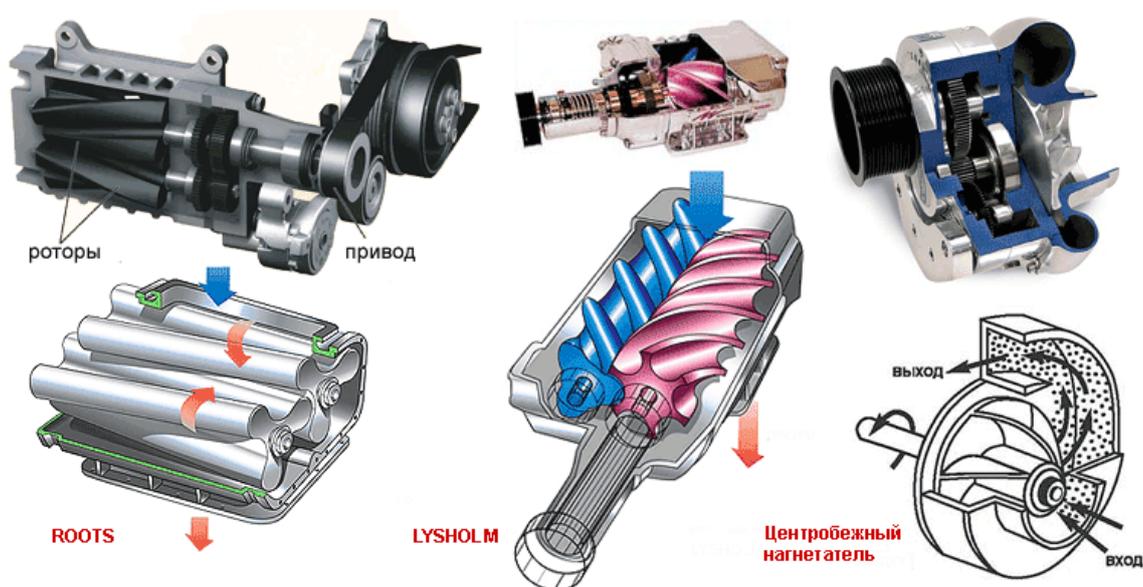


Рисунок 1.1 - Типы механических нагнетателей применяемых в качестве наддува ДВС

На данный момент времени применяются объемные и центробежные механические нагнетатели. В качестве примера объемных нагнетателей можно рассмотреть нагнетатель Roots и компрессор Lysholm (см. рисунок 1.1). Конструкция Roots имеет вид масляного шестеренчатого насоса. Внутри овального корпуса в противоположную сторону друг от друга вращаются два

ротора. Оси роторов связаны между собой шестернями. Воздух попадая в пространство между корпусом и роторами сжимается в трубопроводе, а не в нагнетателе. Ограниченное значение наддува это самый большой недостаток в этой конструкции. Когда достигается определенное давление воздуха, снижается КПД компрессора и воздух начинает утекать назад, независимо от того, как безупречно прилажены детали нагнетателя. Для преодоления этих недостатков можно ускорить проворачивание роторов. Это повышает итоговые значения до оптимального уровня, но у многоступенчатых конструкций существует огромный недостаток- большая габаритность. Так как воздух подается порционно, нагнетание на выходе происходит неравномерно и это является еще одним. В усовершенствованных агрегатах используются трехзубчатые роторы спиральной формы, а впускное и выпускное окна выполнены в виде треугольника. Такие конструктивные решения освободили нагнетатели объемного типа от пульсирующего эффекта на выходе из компрессора.

В 40-х годах шведский инженер Лисхольм (Lysholm) предложил нагнетать воздух во впускной коллектор другим способом. Его решение- это приводной винтовой компрессор. Конструкция состоит из корпуса, внутри которого находятся два винтовых ротора или шнека. Их работа состоит в захватывании воздуха, его сжатии и подачи в цилиндры. При вращении в разные стороны сжатие в компрессоре будет внутреннее. КПД повышается благодаря минимальным зазорам в агрегате. Такие компрессоры бесшумны, обладают малыми габаритами и в большинстве случаев эффективны во всем диапазоне оборотов ДВС. Из-за сложности изготовления роторов такой тип компрессоров обладает высокой стоимостью изготовления.

Центробежные нагнетатели (см. рисунок 1.1) схожи по строению с турбонаддувом. Крыльчатка создает во входном трубопроводе избыточное давление. С помощью центробежных сил радиальные лопасти загребают и сметают воздух в окружной тоннель. Различие от турбонаддува заключается в приводе. Однако присутствие эффекта «турбоямы» закономерно также и

для центробежных нагнетателей, но в малой степени. Для компрессоров этого типа характерна следующая закономерность: фактический показатель существующего давления равен скорости в квадрате к крыльчатке. Иными словами, вращение происходит очень быстро, что позволяет надуть в цилиндры достаточное количество воздушного заряда, превышающее в несколько раз обороты двигателя, тем самым продуктивность центробежных нагнетателей эффективна лишь на высоких оборотах. Центробежные нагнетатели механического типа просты в обслуживании, обладают более долгим сроком службы в отличие от турбонаддува. Это связано с тем, что работа совершается при менее экстремальных температурах и это повышает их эксплуатационные характеристики. Среди любителей тюнинга низкая себестоимость и простота в обращении с агрегатом завоевали доверие.

Принцип действия схемы управления механического нагнетателя весьма легок. Поток воздуха попадает в двигатель через открытую дроссельную заслонку, в то время, как заслонка перепускного трубопровода закрыта из-за полной нагрузки. Избыточный воздух возвращается на вход нагнетателя через открывающуюся заслонку трубопровода, а в это время при частичной нагрузке дроссельная заслонка закрывается. Обязательная неотъемлемая часть газотурбинных и механических систем наддува это охладитель надувочного воздуха. Процесс сжатия воздуха в компрессоре нагревает его, в связи с этим изменяется его плотность: она уменьшается.

Следствием является то, что масса нагретого воздуха в рабочем объеме цилиндра существенно меньше, чем масса воздуха без нагревания. В связи с этим в интеркулере происходит охлаждение сжатого воздуха перед подачей в цилиндр двигателя. Для снижения температуры топливно-воздушной системы к концу процесса впуска в бензиновых двигателях устанавливают интеркулер, тем самым вероятность детонации существенно понижается. Интеркулер является радиатором, его охлаждение осуществляется с помощью охлаждающей жидкости или потоком нагнетаемого воздуха. При снижении температурного режима надувочного воздуха на 10 градусов по

Цельсию, его плотность увеличивается приблизительно на 3%. Такая разница приводит к увеличению мощности ДВС на тот же процент.

1.3 Газотурбинный наддув

Турбокомпрессоры повсеместно распространены в современном автомобилестроении. Они мало чем отличаются от центробежных компрессоров и единственным их весомым отличием является совершенно другая схема привода. Таким образом, механические нагнетатели и «турбо» разделились между собой по характеристикам и областям применения. Нагнетатель (крыльчатка) турбокомпрессора, сидящая на одном валу с крыльчаткой-турбиной, которая входит в выпускной коллектор ДВС, начинает вращение благодаря отработавшим газам. Частота вращения колеблется до $200\ 000\ \text{мин}^{-1}$ и выше. Воздух поступает из-за сжатия поступающих газов, так как двигатель не связан напрямую с коленчатым валом.

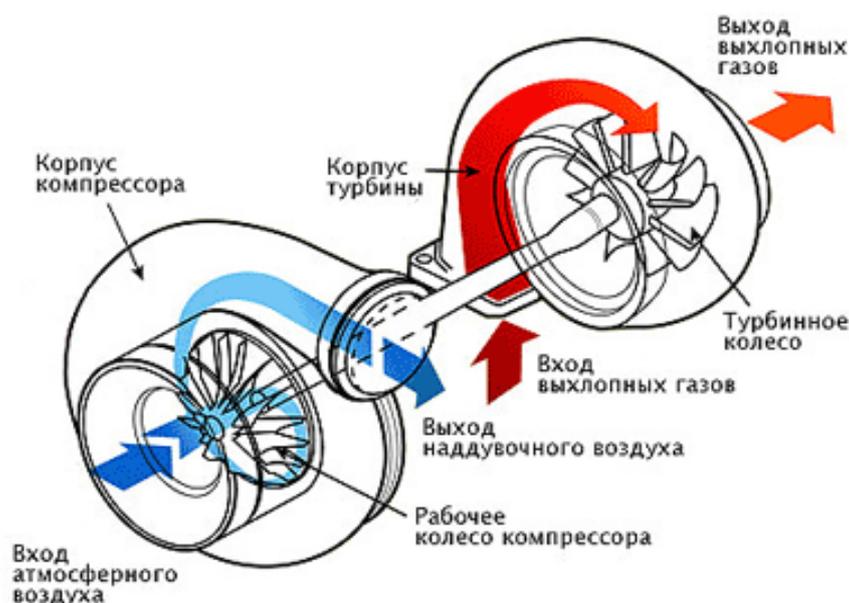


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема турбонаддува

Высокий КПД и экономичность – главные плюсы турбонаддува. Это достигнуто тем, что турбонаддув пользуется энергией отработавших газов, в

то время как механический привод крадёт мощность у двигателя. Однако, говоря об экономичности, в данном случае имеется в виду удельная величина, а не общая. В ходе работы двигателя, его мощность увеличивается за счёт турбонаддува, соответственно количество потребляемого топлива также возрастает, по сравнению с подобным безнаддувным двигателем меньшей мощности. Но в узлах с турбокомпрессором (ТК) количество бензина меньше, чем у агрегата такой же конструкции и мощности, но без наддува. Благодаря турбонаддуву можно сравнить желаемые характеристики с «атмосферным» двигателем при меньшей массе и сравнительно малых габаритах. В экологическом плане турбодвигатель также имеет преимущество. В переходных режимах работы бензинового двигателя наддув обеспечивает большее сгорание топлива. Для борьбы с продуктами неполного сгорания в дизелях используется вторичный поток воздушной смеси, что обеспечивает снижение дыма. В отличие от бензиновых двигателей дизельные лучше подходят к наддуву и особенно к турбонаддуву, потому что в них давление воздуха не ограничивается опасностью возникновения детонации. При низкой частоте вращения коленчатого вала двигателя объём отработавших газов невелик, таким образом, продуктивность работы компрессора очень мала. Эффект «турбоям» один из недостатков турбонадувных двигателей. По-английски "turbo-lag" – означает некоторую задержку перед подачей топлива в двигатель. Это характеризуется замедленным откликом на изменение режима работы ДВС при увеличении нагрузки и оборотов двигателя. Необходимо некоторое время, чтобы двигатель набрал обороты, повысилось давление выхлопных газов, и увеличилась скорость вращения турбины вместе с крыльчаткой - нагнетателя, чтобы, наконец, «пошёл» воздух. Для устранения этих изъянов конструкторы применяют различные решения. Во-первых, это снижение массы подвижных деталей компрессора и турбины с помощью выбора других схожих материалов и изменении конструкции ротора. Главная проблема заключается в высокой температуре отработавших газов. Ротор,

изготовленный из жаростойких сплавов примерно на 20% тяжелее металлокерамического, и обладает большим моментом инерции. Срок службы агрегата ограничивался прочностью подшипников скольжения. Они имели большое сходство с подшипниками коленчатого вала и также как, и они смазывались маслом под давлением. Их износостойкость была крайне велика, но шариковые подшипники быстрее изнашивались при высоких температурах и частотах вращения. Применение подшипников с керамическими шариками оказалось более целесообразным, так как решён вопрос смазки: канал штатной масляной системы двигателя стал не нужен. Была изменена не только инертность ротора, были также применены усложненные схемы управления наддува. Это позволило избавиться от недостатков турбокомпрессора. Основная цель – это повысить давление воздуха при низких оборотах двигателя и уменьшить при высоких. Полное искоренение всех проблем может быть использование турбины с изменяемой геометрией Variable Nozzle Turbine (VNT), у неё должны быть подвижные лопатки, с широкими параметрами поворотов. Задача и функция VNT ТК характеризуется в контроле выбросов отработавших газов, направленных на нагнетатель ТК. При невысоких скоростях ДВС и небольшом числе отработавших газов VNT ТК посылает поток отработанных газов на колесо турбины, таким образом, увеличивается её давление и мощность наддува.

На высоких оборотах и высоком уровне газового потока в турбокомпрессоре VNT подвижные лопатки располагаются в открытом положении, тем самым расширяя размеры прорези и уводя небольшое количество отработавших газов от нагнетателя. Это защищает от увеличения скорости и поддерживает напор наддува на нужном уровне, избегая перенаддув.

1.4 Тенденции развития наддува

В 60-е годы наддув помогал увеличить мощность показателей бензинового двигателя, а уже к началу 70-х – наддув стал использоваться для компенсации потерь мощности, которые терялись из-за мер по снижению токсичности отработавших газов. На сегодняшнее время наддув используют для создания двигателя равной мощности, при таком же количестве цилиндров, но с меньшим рабочим объемом, особенно для маленьких высокоэкономичных автомобилей. Этот двигатель при эксплуатации автомобиля работает с большой экономичностью благодаря малому дросселированию.

Благодаря расчетно-экономическим испытаниям было выявлено, что при замене безнаддувного двигателя на двигатель с той же мощностью, но с наддувом, то увеличивается эксплуатационная топливная экономичность легкового автомобиля в целом на 10-15%, при улучшенной степени сжатия, рабочего объема и угла опережения зажигания.

В начале 20-го века в странах Евросоюза только один процент всех новых легковых автомобилей имели двигатели с искровым зажиганием и наддувом, а в 1997 г. их было уже 4,1 % (451 тыс. шт.). Лидером является фирма «AUDI», которая выпустила в 1997 г. 248 тыс. автомобилей (в 2000 г. 400 тыс.), оснащенных наддувными модификациями двигателей; затем следуют «VOLVO» (77,9 тыс.), «MERCEDDES» (58,1 тыс.) и другие производители. В 1998 г. в Европе более 2,5 млн. или примерно 18 % всех новых двигателей (дизели и бензиновые) имели наддув.

В автомобилестроении преимуществом пользовались турбокомпрессоры за их малые массу и габариты, неимение механического привода и устройства отключения агрегата при частых нагрузках, малым внешним шумом. А также низкой стоимостью и возможным использованием части энергии отработавших газов. Для поддержания приемлемого температурного режима каталитического нейтрализатора используют турбокомпрессор, так

как он снижает температуру газов в турбине примерно на 120°C. Наиболее легко выполнить рециркуляцию отработавших газов, чем при механическом приводе нагнетателя. К числу недостатков турбокомпрессоров следует отнести малое P_k при низкой частоте вращения, необходимость ограничения P_k при средней и высокой частоте вращения (клапан перепуска газов), инерционность на переходных режимах, высокая теплонапряженность колеса турбины и клапана перепуска газов. При использовании для наддува нагнетателя с механическим приводом обеспечивается более благоприятное изменение P_k по частоте вращения, отпадает необходимость в насосе вторичного воздуха для окисления CO и CH, но одновременно возрастает стоимость агрегата наддува и появляется необходимость установки муфты для отключения нагнетателя на частичных нагрузках двигателя. Сильно увеличивается температура отработавших газов перед нейтрализатором и для ее снижения приходится идти на значительное обогащение смеси, что, естественно, нежелательно. Например, при $P_k = 1,8 - 2$ бара допустимая для нейтрализатора $t_{\text{газ}} = 900$ °C требует обогатить смесь до $\lambda < 0,8$.

Большинство модификаций двигателей с наддувом имеют рабочий объем цилиндра, который находится в диапазоне 450..500 см³, затем следуют двигатели с объемом цилиндра 400 - 450 см³, а на третьем месте (находятся двигатели с рабочим объемом 200 - 250 см³). Таким образом, по объему цилиндра наддувные модификации двигателей близки к размерности ВАЗ и вполне могут рассматриваться как перспективные, с точки зрения расширения мощностного ряда двигателей ВАЗ, а так же для создания автомобилей с пониженными эксплуатационными расходами бензина (и выбросами CO₂).

Большинство двигателей имеют четыре цилиндра, а количество клапанов на цилиндр колеблется от 2 до 5 с явным преобладанием 4-х клапанных конструкций.

Следовательно, по этим конструктивным параметрам наблюдается полная тождественность наддувных и базовых моделей двигателей, что

показывает создание наддувных модификаций на базе безнаддувных.

Основной недостаток для реализации бензинового наддува связан с возникновением детонации, для устранения которой раньше использовалось понижение степени сжатия и угла опережения зажигания, а также обогащение смеси. Сейчас возможности борьбы с детонацией значительно шире.

Минимальное значение степени сжатия при наддуве равно 8,0, максимальное – 9,5, а средняя величина находится в диапазоне 8,5..9,0, при этом явной зависимости от рабочего объема цилиндра не наблюдается. Аналогичные значения степени сжатия новых безнаддувных двигателей 8,5..12, среднее значение находится в диапазоне 9,5..10.

Следовательно, при наддуве степень сжатия понижается в среднем примерно на единицу. Если главной задачей является улучшение экономичности автомобиля при сохранении мощности и уменьшении рабочего объема двигателя, то степень сжатия понижается на меньшую величину, а если основная задача – увеличение литровой мощности при сохранении рабочего объема, то степень сжатия понижается на большую величину. Это делают, потому что уменьшение степени сжатия дает возможность увеличить давление наддува, это компенсирует снижение индикаторного к.п.д., и мощность двигателя растет.

Максимальное значение литровой мощности достигается при наддуве 90..100 кВт/л. В среднем наддув позволяет увеличить литровую мощность примерно на 30..50 %.

Таблица 1.1 – Средние значения энергетических показателей современных двигателей с наддувом.

iV_h , л	...1,49	1,5..2,0	2,0..2,5
$P_{сmax}$, бар	15..19 (11,7)	15,5..19 (12,2)	15..19,2 (12)
M_l , нМ/л	120..150 (91,2)	125..155 (97,1)	120..150 (98,6)
N_l , кВт/л	65..75 (57)	60..75 (60)	65..80 (55)

Примечание: в скобках даны средние показатели безнаддувных двигателей.

В среднем давление наддува P_k лежит в диапазоне 1,3..2,0 бара, причем зависимость между N_d и P_k прямо пропорциональная.

Анализ показывает, что степень унификации бензиновых двигателей с наддувом и их базовых (безнаддувных) моделей в основном зависит от степени наддува и особенностей базовой модели. Например, при разработке на ЗМЗ двигателя 4046.10 с турбонаддувом, на базе двигателя 4062.10, были заменены: коленчатый вал стальной с азотированием на охлаждаемые натрием, втулки и седла клапанов на бронзовые.

Часто остаются без изменения основные размеры цилиндрико-поршневой группы, размеры и высота подъема клапанов, а также проходные сечения в головке цилиндров. Не изменяется площадь коренных и шатунных подшипников, что способствует увеличению при наддуве механического КПД двигателя. Сохраняется без изменения также объем систем смазки и охлаждения.

В тоже время для наиболее форсированных двигателей при переходе к наддуву сильнее снижают степень сжатия, увеличивают диаметр и высоту подъема впускного клапана (или количество впускных клапанов), толщину днища поршня и высоту перемычек между кольцами. Усиливается охлаждение выпускного клапана, поршня и камеры сгорания, вводится охлаждение надувочного воздуха, что снижает тепловую напряженность клапана, головки и поршня, а также способствует снижению возможности возникновения детонации, уменьшению образования NO_x .

В качестве объектов были выбраны 4-х цилиндровые двигатели с распределенным и непосредственным впрыскиванием бензина, охлаждением надувочного воздуха, турбина с переменной геометрией на входе, постоянная и переменная степень сжатия. Максимальная температура газов $t_{газ}$ перед турбиной была ограничена 950 °С. Расчеты выполнялись по программе ATMOS/PROMO-Korplung. Показано, что при $P_k = 1,8 - 2,0$ бара потребуется

обогащение смеси до $\phi \approx 0,9$ (из-за ограниченной температуры нейтрализатора), при этих условиях литровая мощность может быть увеличена до 75 кВт/л, что позволит заменить двигатель с рабочим объемом $iV_h = 2,0$ л ($i = 4$) на двигатель с рабочим объемом $iV_h = 1,4$ л.

Варьирование степенью сжатия путем позднего закрытия впускного клапана от 9 до 12 по сравнению с $\phi = 10,5$ позволило улучшить топливную экономичность по европейскому циклу на 3 %.

На основе выше изложенного можно сделать следующие выводы:

- наддув позволяет улучшить топливную экономичность по европейскому циклу до 10 %;
- двигатель с наддувом из-за меньшей массы дешевле безнаддувного, примерно, на 6 %;
- уменьшение массы при наддуве может составлять 10..12 %;
- время разгона автомобиля до скорости 100 км/ч увеличивается на 6 %, а максимальная скорость несколько возрастает на 2%.

Таким образом, наддув позволяет существенно улучшить энергетические показатели бензиновых двигателей. При замене безнаддувного двигателя на двигатель равной мощности, но с наддувом, т.е. меньшим iV_h , появляется реальная возможность повышать эксплуатационную топливную экономичность легкового автомобиля на 10..15 %.

При оценке перспектив использования наддува для бензиновых двигателей необходимо иметь в виду следующее:

- проблема экономии топлива становится все более актуальной, а потому все пути ее решения, а значит и наддув, являются актуальными;
- существенно расширился арсенал средств борьбы с детонацией: появились механизмы с управляемым движением клапанов, которые, в частности, позволяют двигателю работать с уменьшенной действительной степенью сжатия. Широкое распространение получили датчики детонации и управление давлением наддува с помощью комплексных

микропроцессорных систем, которые способствуют борьбе с детонацией и появившееся впрыскивание бензина в цилиндр, а также разработка фирмой «saab» двигателя с переменной степенью сжатия;

— увеличился КПД малоразмерных турбокомпрессоров, возросла до 950 °С допустимая температура отработавших газов, что улучшило работу ТКР на переходных режимах.

Совершенствование малоразмерных турбокомпрессоров для бензиновых двигателей также стимулирует то обстоятельство, что наддув стал обязательным практически на всех новых дизелях для легковых автомобилей.

Поскольку новые технологии создают предпосылки для расширения применяемости бензиновых двигателей с наддувом, следовательно, последние имеют будущее.

2 Специальная часть

$$\text{Коэффициент избытка воздуха } \alpha := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix};$$

$$\text{Степень повышения давления } \pi_k := 1.25;$$

$$\text{Степень сжатия без наддува } \varepsilon := 10.5;$$

$$\text{Степень сжатия с наддувом } \varepsilon := \frac{\varepsilon}{\sqrt{\pi k}};$$

$$\text{Тактность двигателя } \tau := 4;$$

$$\text{Частота вращения коленчатого вала } n := \begin{pmatrix} 800 \\ 4500 \\ 6200 \\ 6500 \end{pmatrix} \text{ об/мин};$$

$$\text{Число цилиндров двигателя } i := 4;$$

$$\text{Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна } \lambda' := 0.285;$$

$$j := 1..4 - \text{число разбиений } n;$$

$$n_N := n_3$$

2.1 Тепловой расчет

Топливо - природный газ.

$$C := 0.76H := 0.24m_T := 16 \text{ (кг/кмоль)};$$

Низшая теплота сгорания:

$$H_u := (33.91 \cdot C + 125.6 \cdot H - 2.51 \cdot 9 \cdot H) \cdot 1000 H_u = 50494 \text{ (кДж/кг)}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 := \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad L_0 = 0.59 \text{ (кмольвозд./кг топл.)}$$

$$l_0 := \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H \right) \quad l_0 = 17.16 \text{ (кгвозд./кг топл.)}$$

Количество горючей смеси:

$$M_1 := \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad M_1 = \begin{pmatrix} 0.66 \\ 0.66 \\ 0.66 \\ 0.66 \end{pmatrix} \text{ (кмольгор.см./кгтопл.)}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K := 0.5$:

$$M_{CO_2} := \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_0;$$

$$M_{CO_2} = \begin{pmatrix} 0.06 \\ 0.06 \\ 0.06 \\ 0.06 \end{pmatrix} \text{ (кмоль CO}_2\text{/кг топл.);}$$

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

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

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

$$M_{H_2O} = \begin{pmatrix} 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \end{pmatrix} \text{ (кмоль H}_2\text{O/кг топл.);}$$

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

$$M_{H_2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кмоль H}_2\text{/кг топл.);}$$

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

$$M_{N_2} = \begin{pmatrix} 0.47 \\ 0.47 \\ 0.47 \\ 0.47 \end{pmatrix} \text{ (кмоль N}_2\text{/кг топл.).}$$

Общее количество продуктов сгорания:

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

$$M_2 = \begin{pmatrix} 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \\ 0.65 \end{pmatrix} \text{ (кмоль пр. сг./кг топл.)}$$

Параметры окружающей среды:

$$p_0 := 0.1 \text{ (МПа)}; \quad p_k := 0.125 \cdot n_k := 1.6; \quad T_0 := 293;$$

$$T_k := T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}; \quad T_k = 318.57;$$

$$T_r := \begin{pmatrix} 850 \\ 1100 \\ 1100 \\ 1100 \end{pmatrix} \text{ (К)- задаем температурой остаточных газов.}$$

Давление остаточных газов:

$$p_{rN} := 1.15 \cdot p_k \quad p_{rN} = 0.144 \text{ (МПа)};$$

$$A_p := \frac{|p_{rN} - p_0 \cdot 1.035| \cdot 10^8}{|n_N|^2 \cdot p_0} \quad A_p = 1.0471$$

$$p_{r_j} := p_k \cdot \left[1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot |n_j|^2 \right] \quad p_r = \begin{pmatrix} 0.1302 \\ 0.1559 \\ 0.1797 \\ 0.1847 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Процесс впуска:

$$\Delta T_N := 8$$

$$A_T := \frac{\Delta T_N}{110 - 0.0125 \cdot n_N} \quad A_T = 0.25$$

$$\Delta T_j := A_T \cdot |110 - 0.0125 \cdot n_j| \quad \Delta T = \begin{pmatrix} 24.62 \\ 13.23 \\ 8 \\ 7.08 \end{pmatrix} \text{ (C).}$$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 := \frac{p_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad \rho_0 = 1.49 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Потери давления на впуске, если скорость на впуске $\omega_{\text{ВП}} := 90 \text{ м/с}$:

$$A_n := \frac{\omega_{\text{ВП}}}{n_N} \quad A_n = 0.014516$$

$$\Delta p_{a_j} := \frac{2.8 \cdot A_n^2 \cdot |n_j|^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} \quad \Delta p_a = \begin{pmatrix} 0.0003 \\ 0.0089 \\ 0.0169 \\ 0.0185 \end{pmatrix} \text{ (МПа).}$$

Давление в конце впуска:

$$p_{a_j} := p_k - \Delta p_{a_j} \quad p_a = \begin{pmatrix} 0.12 \\ 0.12 \\ 0.11 \\ 0.11 \end{pmatrix} \text{ (МПа).}$$

Для определения множителя остаточных газов для двигателя без наддува принимается $\phi_{\text{оч}} := 1$, а множитель дозаряди на номинальном скоростном режиме $\phi_{\text{доз}} = 1,1$.

$$\phi_{\text{доз}} := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 1.0 \\ 1.1 \\ 1.11 \end{pmatrix} \quad \gamma_{r_j} := \frac{T_0 + \Delta T_j}{T_{r_j}} \cdot \frac{p_{r_j}}{\varepsilon \cdot \phi_{\text{доз}_j} \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j}}$$

$$\gamma_r = \begin{pmatrix} 0.0495 \\ 0.0464 \\ 0.0524 \\ 0.0544 \end{pmatrix}$$

Температура в конце впуска:

$$T_{a_j} := \frac{T_0 + \Delta T_j + \gamma_{r_j} \cdot T_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad T_a = \begin{pmatrix} 342.74 \\ 341.45 \\ 340.82 \\ 341.38 \end{pmatrix} \text{ (K) .}$$

Множитель наполнения:

$$\eta_{v_j} := \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_j} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot \left(\phi_{\text{доз}_j} \cdot \varepsilon \cdot p_{a_j} - \phi_{\text{оч}} \cdot p_{r_j} \right)$$

$$\eta_v = \begin{pmatrix} 0.864 \\ 0.853 \\ 0.87 \\ 0.861 \end{pmatrix}$$

Процесс сжатия.

Средние показатели политропы и адиабаты сжатия:

$$k_1 := \begin{pmatrix} 1.3755 \\ 1.3761 \\ 1.3763 \\ 1.3768 \end{pmatrix} \quad n_1 := \begin{pmatrix} 1.375 \\ 1.376 \\ 1.376 \\ 1.377 \end{pmatrix} \quad T_a = \begin{pmatrix} 342.74 \\ 341.45 \\ 340.82 \\ 341.38 \end{pmatrix} \text{ (K) .}^1$$

Давление в конце сжатия:

$$p_{c_j} := p_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1j}} \quad p_c = \begin{pmatrix} 2.71 \\ 2.53 \\ 2.36 \\ 2.33 \end{pmatrix} \text{ (МПа) .}$$

Температура в конце сжатия:

¹Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

$$T_{c_j} := T_{a_j} \cdot \varepsilon^{n_{1_j} - 1} \quad T_c = \begin{pmatrix} 793.84 \\ 792.64 \\ 791.17 \\ 794.26 \end{pmatrix} \text{ (K) .}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

— свежей смеси (воздуха):

$$t_{c_j} := T_{c_j} - 273 \quad t_c = \begin{pmatrix} 520.84 \\ 519.64 \\ 518.17 \\ 521.26 \end{pmatrix} \text{ (C) .}$$

$$mc_{vC_j} := 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_{c_j} \quad mc_{vC} = \begin{pmatrix} 21.974 \\ 21.971 \\ 21.967 \\ 21.975 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град)}$$

— остаточных газов:

$$\text{при } n = \begin{pmatrix} 800 \\ 4500 \\ 6200 \\ 6500 \end{pmatrix} \text{ (об/мин) и } t_c = \begin{pmatrix} 520.84 \\ 519.64 \\ 518.17 \\ 521.26 \end{pmatrix} \text{ (C)}$$

теплоемкость при $t_1 := 400 \text{ C}$.

$$mc''_{vC1} := 24.014 \text{ (кДж/кмоль град)}$$

Теплоемкость при $t_2 := 600 \text{ C}$.

$$mc''_{vC2} := 24.44 \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$mc''_{vC_j} := mc''_{vC1} + |mc''_{vC2} - mc''_{vC1}| \cdot \frac{t_2 - t_{c_j}}{t_2 - t_1}$$

$$mc''_{vC} = \begin{pmatrix} 24.1826 \\ 24.1852 \\ 24.1883 \\ 24.1817 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град) .}$$

— рабочей смеси:

$$mc'_{vC_j} := \frac{1}{1 + \gamma_{r_j}} \cdot (mc_{vC_j} + \gamma_{r_j} \cdot mc''_{vC_j})$$

$$mc'_{vC} = \begin{pmatrix} 22.08 \\ 22.07 \\ 22.08 \\ 22.09 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кмоль град).}$$

Процесс сгорания.

Множитель молекулярного изменения горючей и рабочей смеси:

$$\mu_{0_j} := \frac{M_{2_j}}{M_{1_j}} \quad \mu_0 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad \mu_j := \frac{\mu_{0_j} + \gamma_{r_j}}{1 + \gamma_{r_j}} \quad \mu = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Количество теплоты, потерянное вследствие неполноты химической реакции:

$$\Delta H_u := 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad \Delta H_u = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (кДж/кг).}$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см.}j} := \frac{H_u - \Delta H_u_j}{M_{1_j} \cdot |1 + \gamma_{r_j}|}$$

$$H_{\text{раб.см.}} = \begin{pmatrix} 73402.3 \\ 73619.2 \\ 73198.3 \\ 73059.3 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб. см.}}$$

$$\xi := \begin{pmatrix} 0.7 \\ 0.95 \\ 0.93 \\ 0.80 \end{pmatrix} \text{ (множитель использования теплоты).}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания и температура в конце сгорания:

$$\text{при } n = \begin{pmatrix} 800 \\ 4500 \\ 6200 \\ 6500 \end{pmatrix} \text{ (об/мин)}$$

$t_Z := 100$ $mc''_{vZ} := 1$ - начальное приближение (необходимо для решения системы уравнений).

Given- задаем систему уравнений (два уравнения)

$$mc''_{vZ} = \frac{1}{M_{21}} \cdot \left[\begin{array}{l} M_{CO_2_1} \cdot (39.123 + 0.003349t_Z) + M_{CO_1} \cdot (22.49 + 0.00143t_Z) \dots \\ + M_{H_2O_1} \cdot (26.67 + 0.004438t_Z) + M_{H_2_1} \cdot (19.678 + 0.001758t_Z) \dots \\ + M_{N_2_1} \cdot (21.951 + 0.001457t_Z) \end{array} \right]$$

$$\xi_1 \cdot H_{\text{раб.см.}_1} + mc'_{vC_1} \cdot t_{c_1} = \mu_1 \cdot mc''_{vZ} \cdot t_Z$$

$x := \text{Find} | t_Z, mc''_{vZ} |$ - находим решение системы уравнений, т.е.

определяем t_Z и mc''_{vZ} .

$$x = \begin{pmatrix} 2160.44 \\ 29.21 \end{pmatrix} \quad t_{Z_1} := x_1 \quad mc''_{vZ_1} := x_2 \quad - \quad \text{решение системы}$$

уравнений.

Given- задаем систему уравнений (два уравнения)

$$mc''_{vZ} = \frac{1}{M_{22}} \cdot \left[\begin{array}{l} M_{CO_2_2} \cdot (39.123 + 0.003349t_Z) + M_{CO_2} \cdot (22.49 + 0.00143t_Z) \dots \\ + M_{H_2O_2} \cdot (26.67 + 0.004438t_Z) + M_{H_2_2} \cdot (19.678 + 0.001758t_Z) \dots \\ + M_{N_2_2} \cdot (21.951 + 0.001457t_Z) \end{array} \right]$$

$$\xi_2 \cdot H_{\text{раб.см.}_2} + mc'_{vC_2} \cdot t_{c_2} = \mu_2 \cdot mc''_{vZ} \cdot t_Z$$

$x := \text{Find} | t_Z, mc''_{vZ} |$ - находим решение системы уравнений, т.е.

определяем t_Z и mc''_{vZ} .

$$x = \begin{pmatrix} 2690.2 \\ 30.37 \end{pmatrix} \quad t_{Z_2} := x_1 \quad mc''_{vZ_2} := x_2 \quad - \quad \text{решение системы}$$

уравнений.

Given- задаем систему уравнений (два уравнения).

$$mc''_{vZ} = \frac{1}{M_{23}} \cdot \left[\begin{array}{l} M_{CO_2} \cdot (39.123 + 0.003349t_Z) + M_{CO} \cdot (22.49 + 0.00143t_Z) \dots \\ + M_{H_2O} \cdot (26.67 + 0.004438t_Z) + M_{H_2} \cdot (19.678 + 0.001758t_Z) \dots \\ + M_{N_2} \cdot (21.951 + 0.001457t_Z) \end{array} \right]$$

$$\xi_3 \cdot H_{\text{раб.см.}_3} + mc'_{vC_3} \cdot t_{c_3} = \mu_3 \cdot mc''_{vZ} \cdot t_Z$$

$x := \text{Find} | t_Z, mc''_{vZ} |$ - находим решение системы уравнений, т.е.

определяем t_Z и mc''_{vZ} .

$$x = \begin{pmatrix} 2637.61 \\ 30.26 \end{pmatrix} \quad t_{Z_3} := x_1 \quad mc''_{vZ_3} := x_2 \quad \text{-решение системы}$$

уравнений.

Given- задаем систему уравнений (два уравнения).

$$mc''_{vZ} = \frac{1}{M_{24}} \cdot \left[\begin{array}{l} M_{CO_2} \cdot (39.123 + 0.003349t_Z) + M_{CO} \cdot (22.49 + 0.00143t_Z) \dots \\ + M_{H_2O} \cdot (26.67 + 0.004438t_Z) + M_{H_2} \cdot (19.678 + 0.001758t_Z) \dots \\ + M_{N_2} \cdot (21.951 + 0.001457t_Z) \end{array} \right]$$

$$x := \text{Find} | t_Z, mc''_{vZ} |$$
 - находим решение системы уравнений, т.е.

определяем t_Z и mc''_{vZ} .

$$\xi_4 \cdot H_{\text{раб.см.}_4} + mc'_{vC_4} \cdot t_{c_4} = \mu_4 \cdot mc''_{vZ} \cdot t_Z$$

Окончательно принимаем: $D=76,5$ (мм); $S=75,6$ (мм)

$$x = \begin{pmatrix} 2367.04 \\ 29.66 \end{pmatrix} \quad t_{Z_4} := x_1 \quad mc''_{vZ_4} := x_2 \text{-решение системы уравнений.}$$

$$T_Z := t_Z + 273$$

$$t_Z = \begin{pmatrix} 2160.4 \\ 2690.2 \\ 2637.6 \\ 2367 \end{pmatrix} \quad T_Z = \begin{pmatrix} 2433.4 \\ 2963.2 \\ 2910.6 \\ 2640 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$mc''_{vZ} = \begin{pmatrix} 29.212 \\ 30.371 \\ 30.256 \\ 29.664 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град.}}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_{Z_j} := \frac{p_{c_j} \cdot \mu_j \cdot T_{Z_j}}{T_{c_j}} \quad p_Z = \begin{pmatrix} 8.286 \\ 9.43 \\ 8.642 \\ 7.705 \end{pmatrix} \text{ (МПа).}$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{Zд_j} := 0.9 \cdot p_{Z_j} \quad p_{Zд} = \begin{pmatrix} 7.46 \\ 8.49 \\ 7.78 \\ 6.93 \end{pmatrix} \text{ (МПа).}$$

Степень повышения давления:

$$\lambda_j := \frac{p_{Z_j}}{p_{c_j}} \quad \lambda = \begin{pmatrix} 3.05 \\ 3.72 \\ 3.67 \\ 3.31 \end{pmatrix}$$

Процессы расширения и впуска.

Средние показатели адиабаты и политропы расширения:

$$k_2 := \begin{pmatrix} 1.2545 \\ 1.2540 \\ 1.2532 \\ 1.250 \end{pmatrix} \quad n_2 := \begin{pmatrix} 1.254 \\ 1.254 \\ 1.25 \\ 1.25 \end{pmatrix} \quad T_Z = \begin{pmatrix} 2433.4 \\ 2963.2 \\ 2910.6 \\ 2640 \end{pmatrix} \text{ (К).}$$

Давление и температура в конце расширения:

$$p_{b_j} := \frac{p_{Z_j}}{\varepsilon^{n_{2_j}}} \quad p_b = \begin{pmatrix} 0.5 \\ 0.57 \\ 0.53 \\ 0.47 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$T_{b_j} := \frac{T_{Z_j}}{\varepsilon \cdot n_{2_j}^{-1}} \quad T_b = \begin{pmatrix} 1377.67 \\ 1677.59 \\ 1662.65 \\ 1508.09 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов и погрешность расчета:

$$T'_{r_j} := \frac{T_{b_j}}{\sqrt[3]{\frac{p_{b_j}}{p_{r_j}}}} \quad T_r = \begin{pmatrix} 880.07 \\ 1089.9 \\ 1162.54 \\ 1105.64 \end{pmatrix} \text{ (K)}$$

$$\Delta_j := \frac{100 \cdot |T'_{r_j} - T_{r_j}|}{T_{r_j}} \quad \Delta = \begin{pmatrix} 3.54 \\ -0.92 \\ 5.69 \\ 0.51 \end{pmatrix}$$

Температура остаточных газов принята удачно, так как ошибка не превышает 5%.

Индикаторные параметры рабочего цикла.

Теоретическое среднее индикаторное давление.

$$p'_{i_j} := \frac{p_{c_j}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda_j}{n_{2_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon \cdot n_{2_j}^{-1}} \right) - \frac{1}{n_{1_j} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon \cdot n_{1_j}^{-1}} \right) \right]$$

$$p'_i = \begin{pmatrix} 1.2 \\ 1.46 \\ 1.34 \\ 1.16 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее индикаторное давление, если показатель полноты диаграммы

$$\phi_{\Pi} := 0.95$$

$$p_{i,j} := \phi_{\text{п}} \cdot p'_{i,j} \quad p_i = \begin{pmatrix} 1.14 \\ 1.39 \\ 1.27 \\ 1.1 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

$$\eta_{i,j} := \frac{p_{i,j} \cdot l_0^{\alpha_j}}{\text{Hu} \cdot \rho_0 \cdot \eta_{v,j}} \cdot 1000 \quad \eta_i = \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0.37 \\ 0.33 \\ 0.29 \end{pmatrix}$$

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива:

$$g_{i,j} := \frac{3600}{\text{Hu} \cdot \eta_{i,j}} \cdot 1000 \quad g_i = \begin{pmatrix} 237.03 \\ 191.34 \\ 212.99 \\ 244.7 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

Эффективные показатели двигателя:

$S=75,6$ (мм) – ход поршня

Средняя скорость поршня:

$$v_{\text{п.ср},j} := \frac{S \cdot n_j}{3 \cdot 10^4} \quad v_{\text{п.ср}} = \begin{pmatrix} 2.016 \\ 11.34 \\ 15.624 \\ 16.38 \end{pmatrix} \text{ (м/с)}$$

Среднее давление механических потерь:

$$p_{M,j} := 0.02 + 0.011 \cdot v_{\text{п.ср},j} \quad p_M = \begin{pmatrix} 0.04 \\ 0.14 \\ 0.19 \\ 0.2 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$p_{e,j} := p_{i,j} - p_{M,j} \quad \eta_{M,j} := \frac{p_{e,j}}{p_{i,j}} \quad \eta_M = \begin{pmatrix} 0.96 \\ 0.9 \\ 0.85 \\ 0.82 \end{pmatrix}$$

$$p_e = \begin{pmatrix} 1.09 \\ 1.24 \\ 1.08 \\ 0.9 \end{pmatrix} \text{ (МПа)}$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_{e_j} := \eta_{i_j} \cdot \eta_{m_j}$$

$$g_e := \frac{3600}{\text{Hu} \cdot \eta_e} \cdot 1000$$

$$\eta_e = \begin{pmatrix} 0.29 \\ 0.33 \\ 0.28 \\ 0.24 \end{pmatrix}$$

$$g_e = \begin{pmatrix} 246.16 \\ 213.59 \\ 250.75 \\ 299.29 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

Основные параметры цилиндра и двигателя:

$$V_{\text{л}} := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}$$

$$V_{\text{л}} = 1.390 \text{ (л)}$$

$$V_h := \frac{V_{\text{л}}}{i}$$

$$V_h = 0.35 \text{ (л)}$$

$$F_{\text{п}} := \frac{\pi \cdot |D \cdot 10^{-3}|^2}{4}$$

$$F_{\text{п}} = 0.0046 \text{ м}^2$$

$$N_{e_j} := \frac{p_{e_j} \cdot V_{\text{л}} \cdot \eta_j}{30 \cdot \tau}$$

$$M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{e_j}}{\eta_j} \quad G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3}$$

$$N_e = \begin{pmatrix} 10.14 \\ 64.88 \\ 77.7 \\ 67.57 \end{pmatrix} \text{ (кВт)}$$

$$M_e = \begin{pmatrix} 121.08 \\ 137.68 \\ 119.68 \\ 99.27 \end{pmatrix} \text{ (Н м)}$$

$$G_T = \begin{pmatrix} 2.5 \\ 13.86 \\ 19.48 \\ 20.22 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)}$$

Литровая мощность двигателя:

$$N_{\text{л}} := \frac{N_e}{V_{\text{л}}}$$

$$N_{\text{л}} = \begin{pmatrix} 7.3 \\ 46.68 \\ 55.9 \\ 48.61 \end{pmatrix} \text{ (кВт/л)}$$

Построение индикаторной диаграммы:

$\lambda' := 0.29$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\text{step} := \frac{\pi}{180} \quad k := 1..720 \quad OA := \frac{S}{\varepsilon - 1} \text{ - высота камеры сгорания}$$

$$S_{X_k} := \frac{S}{2} \cdot \left[\left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda'}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot \pi}{180} \cdot 2\right) \right) \right] + OA$$

$$V_{X_k} := \frac{\pi \cdot S_{X_k} \cdot D^2}{4 \cdot 10^6}$$

$$k := 1..180$$

$$p_{X_k} := p_0 \text{ - впуск}$$

$$k := 180..350$$

$$p_{X_k} := p_{a_3} \cdot \left(\frac{V_{X_{180}}}{V_{X_k}} \right)^{n_{13}} \text{ - сжатие}$$

$$k := 350 + 15..540$$

$$p_{X_k} := p_{b_3} \cdot \left(\frac{V_{X_{540}}}{V_{X_k}} \right)^{n_{23}} \text{ - расширение}$$

$$k := 350..350 + 15 \quad p_{X_k} := p_{X_{350}} + \frac{p_{zd_2} - p_{X_{350}}}{15} \cdot (k - 350) \text{ - горение}$$

$$k := 540 - 55..540$$

$$p_{X_k} := p_{X_{540-55}} - \frac{p_{X_{540-55}} - \frac{p_{X_{540}} - p_0}{1.5}}{55} \cdot [k - (540 - 55)] \text{ - начало}$$

открытия выпускного клапана.

$$k := 540..720 \quad p_{X_k} := p_{X_{540}} - \frac{p_{X_{540}} - p_0}{180} \cdot (k - 540) \text{ - выпуск.}$$

$$k := 1..720 \quad \phi_k := \frac{(k - 1) \cdot \pi}{180}$$

$\phi' := 0,30..720$, $k' := 1,31..720$ - уменьшенное число разбиений для

вывода результатов.

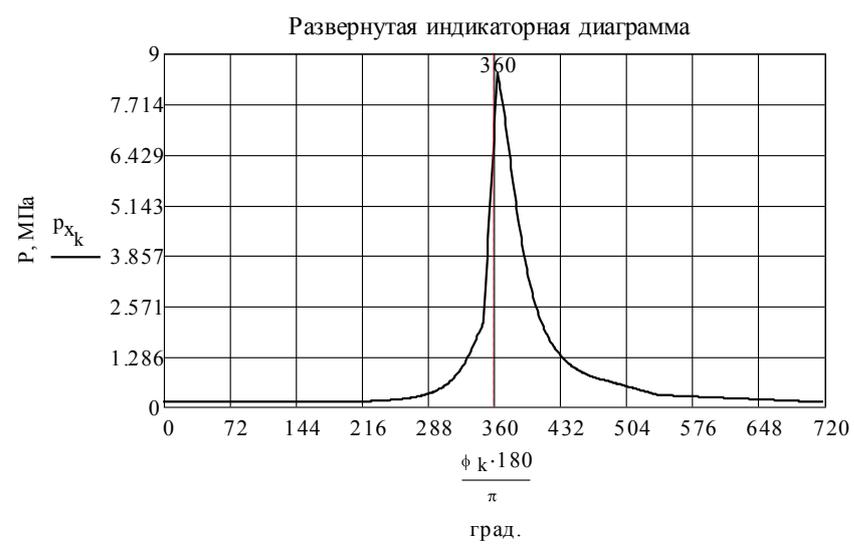
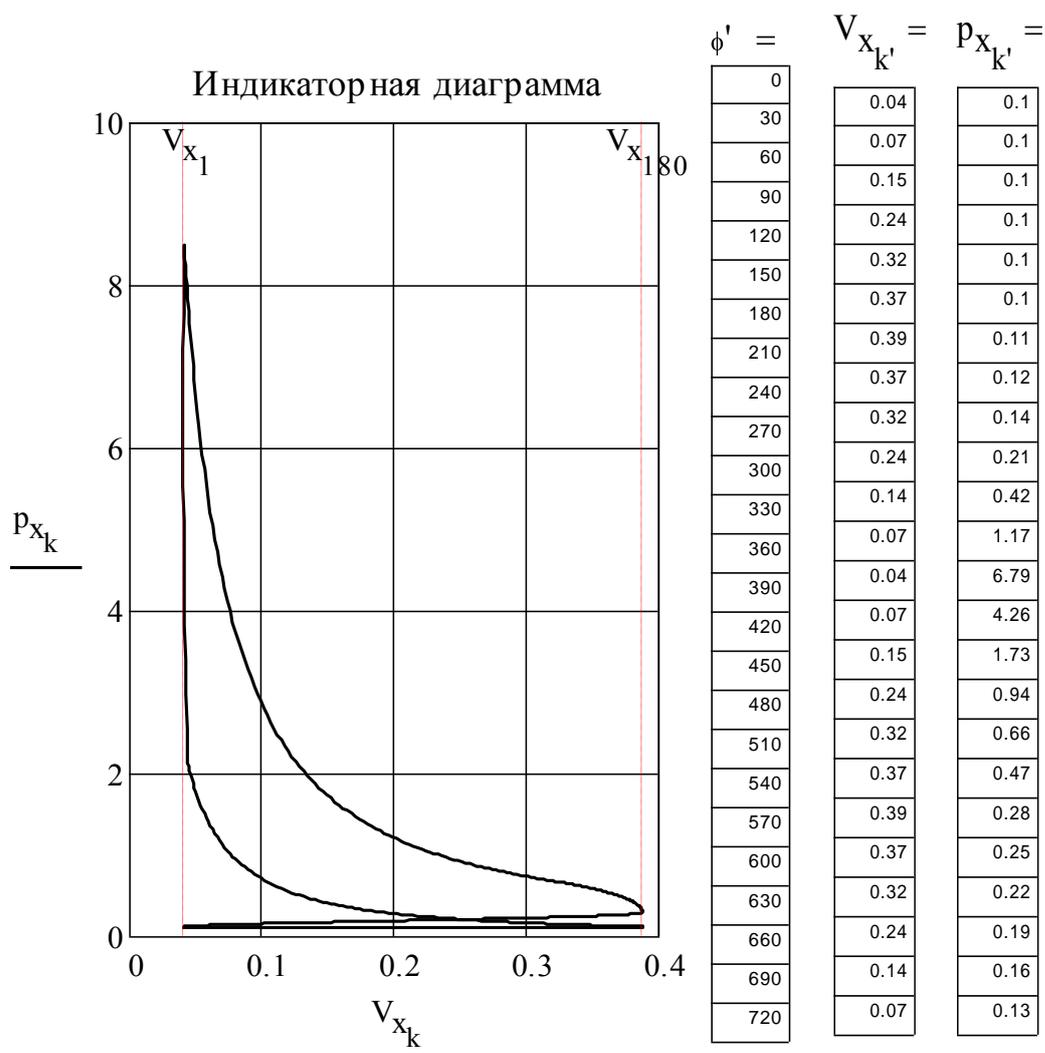


Рисунок 2.1- Индикаторная диаграмма

2.2 Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_{0j} := \frac{Hu \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_0 = \begin{pmatrix} 35023.6 \\ 194377.9 \\ 273291.8 \\ 283642.4 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)} \quad q_0 := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду:

$$Q_{e_j} := 1000 \cdot N_{e_j} \quad Q_e = \begin{pmatrix} 10143.9 \\ 64882.3 \\ 77703.8 \\ 67569.1 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{e_j} := \frac{Q_{e_j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_e = \begin{pmatrix} 28.96 \\ 33.38 \\ 28.43 \\ 23.82 \end{pmatrix} \%$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_{Bj} := 0.5 \cdot i \cdot (D \cdot 0.1)^{1+2 \cdot m_j} \cdot (n_j)^{m_j} \cdot \frac{Hu - \Delta Hu_j}{\alpha_j \cdot Hu} \quad m := \begin{pmatrix} 0.55 \\ 0.6 \\ 0.6 \\ 0.6 \end{pmatrix}$$

$$q_{Bj} := \frac{Q_{Bj} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_B = \begin{pmatrix} 16.18 \\ 14.07 \\ 12.13 \\ 12.02 \end{pmatrix} \%$$

$$Q_B = \begin{pmatrix} 5667.9 \\ 27353.5 \\ 33152.8 \\ 34106.2 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Теплоемкость остаточных газов (эксраполяция):

$$\text{при } t_r := T_r - 273 \text{ (C); } t_0 := T_0 - 273 \text{ (C)}$$

$$mc_{v20} := 20.775 \text{ (кДж/кмоль град)}$$

$$t_r = \begin{pmatrix} 577 \\ 827 \\ 827 \\ 827 \end{pmatrix} \quad t_1 := \begin{pmatrix} 600 \\ 700 \\ 700 \\ 700 \end{pmatrix} \quad \alpha = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$mc''_{vr1} := \begin{pmatrix} 24.345 \\ 24.869 \\ 24.869 \\ 24.869 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град.}}$$

$$t_r = \begin{pmatrix} 577 \\ 827 \\ 827 \\ 827 \end{pmatrix} \quad t_2 := \begin{pmatrix} 700 \\ 800 \\ 800 \\ 800 \end{pmatrix} \quad \alpha = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$mc''_{vr2} := \begin{pmatrix} 24.702 \\ 25.28 \\ 25.28 \\ 25.28 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град.}}$$

$$mc''_{vrj} := mc''_{vr1j} + |mc''_{vr2j} - mc''_{vr1j}| \cdot \frac{t_{2j} - t_{rj}}{t_{2j} - t_{1j}}$$

$$mc''_{vr} = \begin{pmatrix} 24.78 \\ 24.76 \\ 24.76 \\ 24.76 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град.}}$$

$$q_{rj} := \frac{Q_{rj} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_r = \begin{pmatrix} 23.94 \\ 34.61 \\ 34.61 \\ 34.61 \end{pmatrix} \% \quad Q_r = \begin{pmatrix} 8385 \\ 67280.9 \\ 94595.7 \\ 98178.5 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_{rj} := \frac{G_{Tj}}{3.6} \cdot [M_{2j} \cdot |mc''_{vrj} + 8.315| \cdot t_{rj} - M_{1j} \cdot |mc_{v20} + 8.315| \cdot t_0]$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{\text{H.C.}j} := \frac{\Delta H_{\text{H.}j} \cdot G_{Tj}}{3.6} \quad Q_{\text{H.C}} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{\text{H.C.}j} := \frac{Q_{\text{H.C.}j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_{\text{H.C}} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \%$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{\text{ост}} := Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_T + Q_{\text{H.C}}) \quad Q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 10826.8 \\ 34861.1 \\ 67839.5 \\ 83788.7 \end{pmatrix} \text{ (Дж/с)}$$

$$q_{\text{ост.}j} := \frac{Q_{\text{ост.}j} \cdot 100}{Q_{0j}} \quad q_{\text{ост}} = \begin{pmatrix} 30.91 \\ 17.93 \\ 24.82 \\ 29.54 \end{pmatrix} \%$$

Построение графика теплового баланса:

$$n' := n_1, n_1 + 10.. n_4$$

$$k_1 := \text{regress} \mid n, q_e, 2$$

$$q_e(n') := \text{interp} \mid k_1, n, q_e, n'$$

$$k_2 := \text{cspline} \mid n, q_B$$

$$q_B(n') := \text{interp} \mid k_2, n, q_B, n'$$

$$k_3 := \text{cspline} \mid n, q_T$$

$$q_T(n') := \text{interp} \mid k_3, n, q_T, n'$$

$$k_4 := \text{cspline} \mid n, q_{\text{H.C}}$$

$$q_{\text{H.C.}}(n') := \text{interp} \mid k_4, n, q_{\text{H.C}}, n'$$

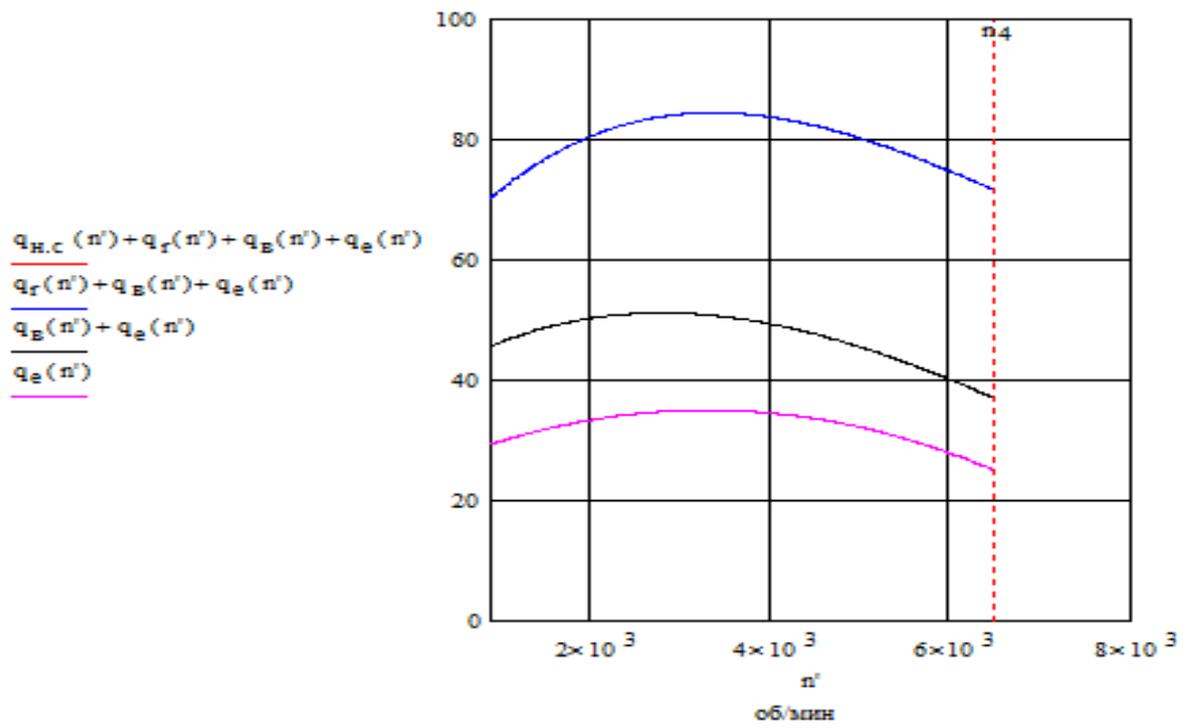


Рисунок 2.2 – Тепловой баланс двигателя

2.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя

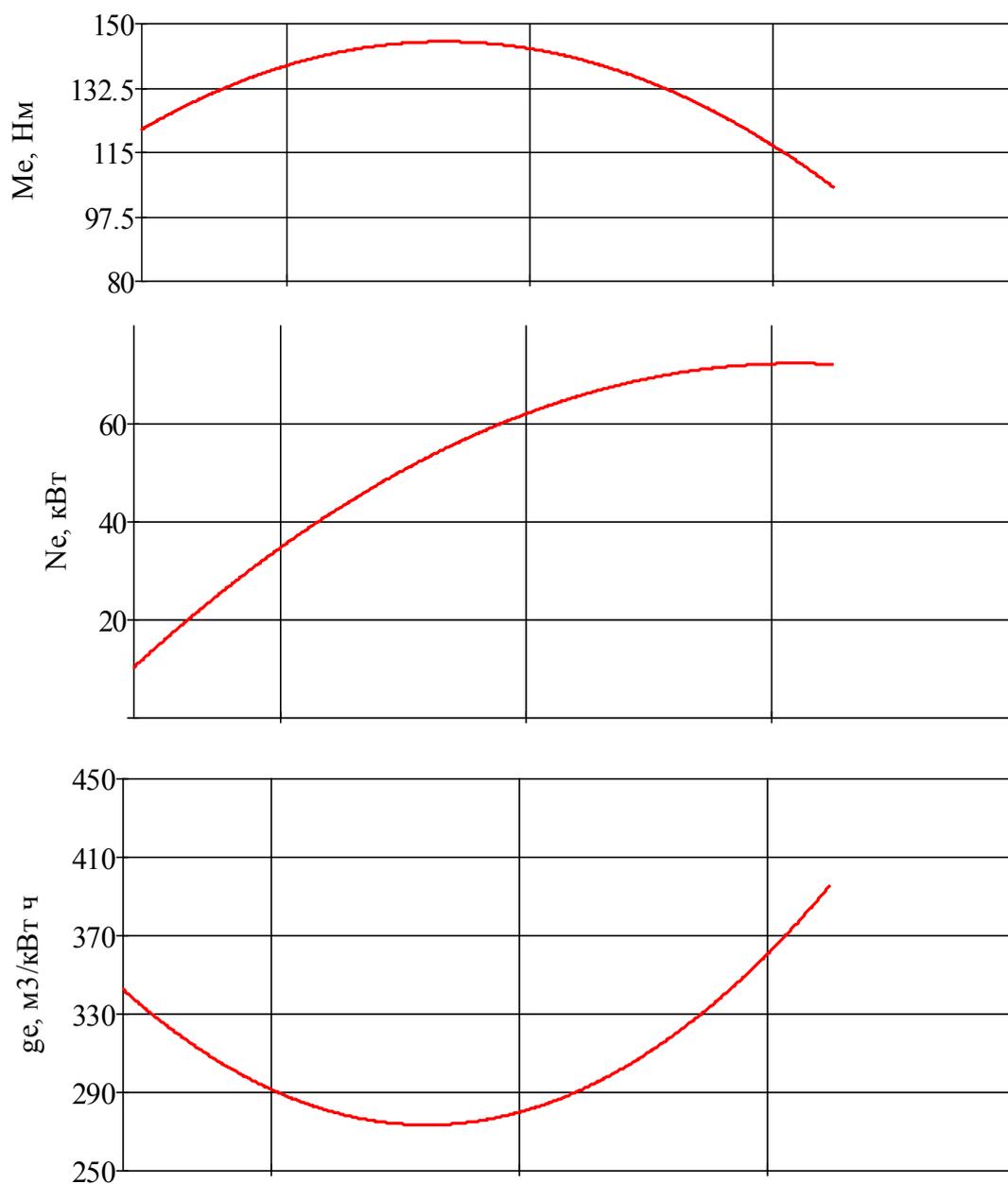


Рисунок 2.3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Множитель приспособляемости по скоростной характеристике:

$$K := \frac{M_{n_2}}{M_{n_3}} \quad K = 1.24$$

$$M_{n_2} = 139.3 \quad n_2 = 4500$$

$$M_{n_3} = 112.3 \quad n_3 = 6200$$

2.4 Расчет турбокомпрессора

2.4.1 Исходные данные

Исходными данными для расчета турбокомпрессора являются результаты теплового расчета.

$$N_{e_j} := \frac{P_{e_j} \cdot V_{л} \cdot n_j}{30 \cdot \tau} \quad M_{e_j} := \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_{e_j}}{n_j} \quad g_e := \frac{3600}{\text{Hu} \cdot \eta_e} \cdot 1000$$

$$N_e = \begin{pmatrix} 10.14 \\ 64.88 \\ 77.7 \\ 67.57 \end{pmatrix} \text{ (кВт)} \quad M_e = \begin{pmatrix} 121.08 \\ 137.68 \\ 119.68 \\ 99.27 \end{pmatrix} \text{ (Н м)} \quad g_e = \begin{pmatrix} 246.16 \\ 213.59 \\ 250.75 \\ 299.29 \end{pmatrix} \text{ (г/кВт ч)}$$

$$G_{T_j} := N_{e_j} \cdot g_{e_j} \cdot 10^{-3}$$

$$G_T = \begin{pmatrix} 2.5 \\ 13.86 \\ 19.48 \\ 20.22 \end{pmatrix} \text{ (кг/ч)} \quad n = \begin{pmatrix} 800 \\ 4.5 \times 10^3 \\ 6.2 \times 10^3 \\ 6.5 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ (об/мин)} \quad \alpha := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Массовый расход воздуха через двигатель:

$\phi_{\text{II}} := 1.0$ множитель продувки.

$$G_{B_j} := G_{T_j} \cdot 10 \cdot \frac{\alpha_j}{3600} \quad G_B = \begin{pmatrix} 0.0119 \\ 0.0661 \\ 0.0929 \\ 0.0964 \end{pmatrix}$$

Плотность воздуха на входе в компрессор:

$$\rho_0 := \rho_0 \cdot \frac{10^6}{293 \cdot T_0} \quad \rho_0 = 1.16$$

Объемный расход воздуха через компрессор:

$$Q_B := \frac{G_B}{\rho_0} \quad Q_B = \begin{pmatrix} 0.01 \\ 0.06 \\ 0.08 \\ 0.08 \end{pmatrix} \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} \gg^2$$

2.4.2 Расчет входного устройства и рабочего колеса

Температура воздуха в разрезе а_{ВХ}– а_{ВХ}

$$T_{a.ВХ} := T_0 \quad T_{a.ВХ} = 293$$

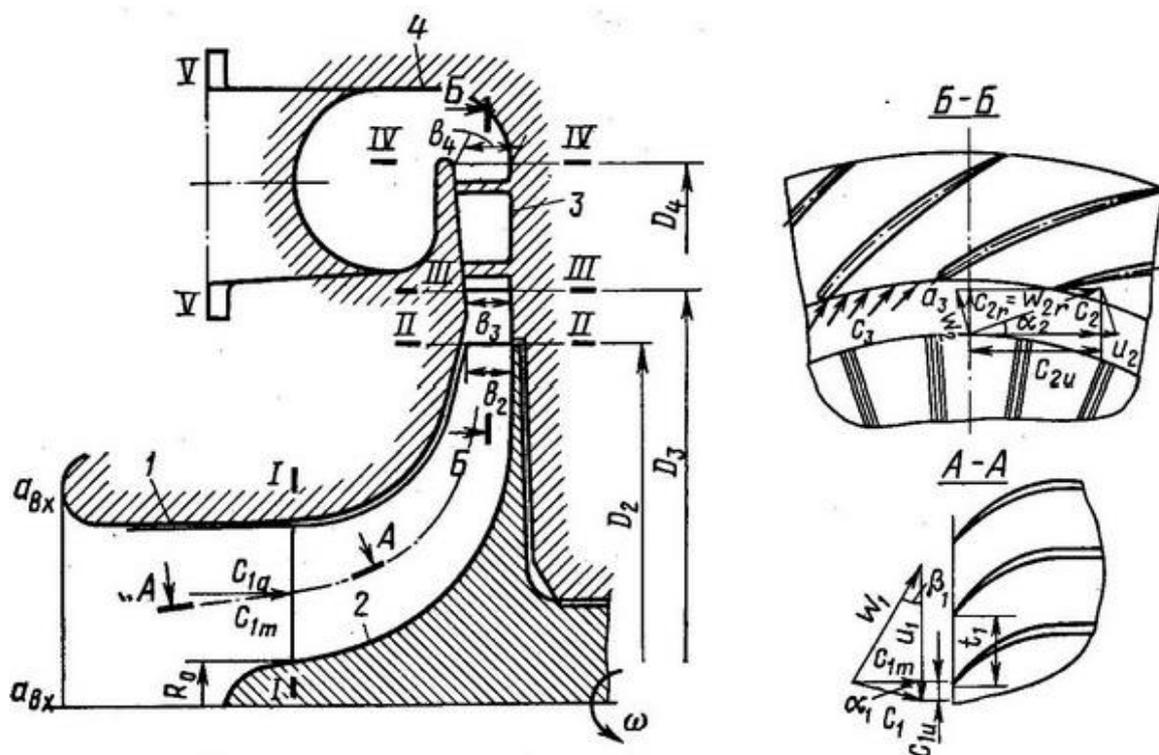


Рисунок 2.4 – Расчетная схема входного устройства и рабочего колеса компрессора

² Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

Давление воздуха в разрезе $a_{ВХ}$ – $a_{ВХ}$

$$\Delta p_{вс} := \begin{pmatrix} 0.001 \\ 0.003 \\ 0.004 \\ 0.005 \end{pmatrix} \text{ - потери давления на всасывание.}$$

$$p_{a.вх} := p_0 - \Delta p_{вс} \qquad p_{a.вх} = \begin{pmatrix} 0.099 \\ 0.097 \\ 0.096 \\ 0.095 \end{pmatrix}$$

Степень повышения давления воздуха в компрессоре:

$$p_k := 0.125$$

$$P_k := \frac{p_k}{p_{a.вх}} \qquad P_k = \begin{pmatrix} 1.26 \\ 1.29 \\ 1.3 \\ 1.32 \end{pmatrix}$$

Используя показатели Q_v и P_k находим типоразмер ТК.

Базовая величина колеса компрессора - $D_2 := 0.055M$.

Термодинамическая работа сжатия, при расширении $k := 1.6$:

$$L_{ад.к} := \frac{k \cdot 287 \cdot T_{a.вх} \cdot \left[P_k^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]}{k - 1} \qquad L_{ад.к} = \begin{pmatrix} 2.05 \times 10^4 \\ 2.24 \times 10^4 \\ 2.33 \times 10^4 \\ 2.43 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора:

$$N_{ад.к1} := \begin{pmatrix} 0.7 \\ 0.6 \\ 0.55 \\ 0.5 \end{pmatrix} \text{ - множитель напора.}$$

$$u_2 := \sqrt{\frac{L_{ад.к}}{H_{ад.к1}}} \quad u_2 = \begin{pmatrix} 171.1 \\ 193.1 \\ 205.97 \\ 220.49 \end{pmatrix} \frac{м}{с}$$

Частота вращения колеса компрессора:

$$n_k := \frac{60 \cdot u_2}{3.14 \cdot D_2} \quad n_k = \begin{pmatrix} 59444 \\ 67088 \\ 71559 \\ 76602 \end{pmatrix} \text{мин}^{-1}$$

Температура воздуха на входе в колесо компрессора (сечение I– I).

$$c_{a.вх} := \begin{pmatrix} 10 \\ 40 \\ 50 \\ 55 \end{pmatrix} \text{ - скорость воздуха во входном сечении, м/с.}$$

$$c_1 := \begin{pmatrix} 20 \\ 80 \\ 100 \\ 110 \end{pmatrix} \text{ - абсолютная скорость потока перед колесом, м/с.}$$

$c_p := 1005$ -изобарическая теплоемкость, Дж/(кг К)

$$T_1 := \overrightarrow{\left(T_{a.вх} + \frac{c_{a.вх}^2 - c_1^2}{2 \cdot c_p} \right)} \quad T_1 = \begin{pmatrix} 292.85 \\ 290.61 \\ 289.27 \\ 288.49 \end{pmatrix} \text{ К}$$

Потери в воздухоподводящем патрубке компрессора:

$\xi_{вх} := 0.04$ - множитель потерь для патрубков с осевым входом.»³

$$L_{т.вх} := \xi_{вх} \cdot \frac{c_1^2}{2} \quad L_{т.вх} = \begin{pmatrix} 8 \\ 128 \\ 200 \\ 242 \end{pmatrix} \frac{Дж}{кг}$$

³ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

Расширение $n_{\text{ВХ}}$ на участке входа воздуха в компрессор находим из уравнения:

$$\frac{k}{k-1} - \frac{L_{\text{г.ВХ}}}{287 \cdot |T_1 - T_{\text{а.ВХ}}|} = \begin{pmatrix} 2.85 \\ 2.85 \\ 2.85 \\ 2.85 \end{pmatrix}$$

$$n_{\text{ВХ}} := \frac{\left[\frac{k}{k-1} - \frac{L_{\text{г.ВХ}}}{287 \cdot |T_1 - T_{\text{а.ВХ}}|} \right]}{\left[\frac{k}{k-1} - \frac{L_{\text{г.ВХ}}}{287 \cdot |T_1 - T_{\text{а.ВХ}}|} \right] - 1} \quad n_{\text{ВХ}} = \begin{pmatrix} 1.54 \\ 1.54 \\ 1.54 \\ 1.54 \end{pmatrix}$$

Давление перед колесом компрессора:

$$p_1 := \left[p_{\text{а.ВХ}} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{\text{а.ВХ}}} \right)^{\frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВХ}}-1}} \right] \quad p_1 = \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0.09 \\ 0.09 \\ 0.09 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Плотность воздуха в разрезе I-I:

$$\rho_1 := \left(\frac{10^6}{p_1 \cdot 287 \cdot T_1} \right) \quad \rho_1 = \begin{pmatrix} 1.18 \\ 1.14 \\ 1.11 \\ 1.1 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Площадь поперечного разреза I-I:

$$F_1 := \frac{G_{\text{В4}}}{c_1 \cdot \rho_1} \quad F_1 = 0.000278$$

«Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор:

$\frac{D_0}{D_1} - 0.3$ – отношение диаметра втулки колеса к его диаметру на входе.

$$D_1 := \left[\sqrt{\frac{F_1}{0.785 \cdot |1 - 0.3^2|}} \right] \quad D_1 = 0.02 \text{ м}$$

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора:

$$D_0 := 0.25 \cdot D_1 \quad D_0 = 0.00493$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса

$$D_{0\text{отн}} := \frac{D_0}{D_2} \quad D_{0\text{отн}} = 0.09$$

Относительный диаметр колеса на входе:

$$D_{1\text{отн.ср}} := \sqrt{\frac{D_{0\text{отн}}^2 + D_{1\text{отн}}^2}{2}}$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо:

$$D_{1\text{отн}} := D_1 \cdot D_2 \quad D_{1\text{отн}} = 0.001 \quad D_{1\text{отн.ср}} = 0.06 \gg^4$$

Показатель мощности для рабочих колес компрессора:

$z_k := 12$ - число лопаток рабочего колеса компрессора.

$$\mu := \frac{1}{\left[1 + \frac{2 \cdot 3.14}{3 \cdot z_k \cdot |1 - D_{1\text{отн.ср}}|^2} \right]} \quad \mu = 0.85$$

Окружная величина скорости составного движения на выходе из колеса:

$$c_{2u} := \mu \cdot u_2 \quad c_{2u} = \begin{pmatrix} 145.6 \\ 164.32 \\ 175.27 \\ 187.62 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Радиальная величина скорости составного движения:

$$c_{2r} := 0.3 \cdot u_2 \quad c_{2r} = \begin{pmatrix} 51.33 \\ 57.93 \\ 61.79 \\ 66.15 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса:

⁴ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

$$c_2 := \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} \quad c_2 = \begin{pmatrix} 154.38 \\ 174.23 \\ 185.84 \\ 198.94 \end{pmatrix}$$

$$\text{Отношение } \frac{c_2}{u_2} = \begin{pmatrix} 0.9 \\ 0.9 \\ 0.9 \\ 0.9 \end{pmatrix} \text{ лежит в допустимых пределах.}$$

Температура воздуха на выходе из колеса:

$\alpha_f := 0.04$ множитель дисковых потерь

$$T_2 := T_1 + \left(\mu + \alpha_f - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot \frac{u_2^2}{c_p} \quad T_2 = \begin{pmatrix} 308.26 \\ 310.24 \\ 311.59 \\ 314.07 \end{pmatrix} \text{ К}$$

Расширение сжатия в рабочем колесе задается:

$$n_k := 1.4$$

Давление воздуха на выходе из колеса:

$$p_2 := \left[p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_k}{n_k-1}} \right] \quad p_2 = \begin{pmatrix} 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \\ 0.12 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

«Плотность воздуха за рабочим колесом:

$$\rho_2 := \left(\frac{p_2 \cdot 10^6}{287 \cdot T_2} \right) \quad \rho_2 = \begin{pmatrix} 1.34 \\ 1.34 \\ 1.34 \\ 1.36 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 :

$$b_2 := \frac{G_B}{3.14 \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2} \quad b_{2_2} = 0.001 \text{ м}$$

Относительная высота лопаток в выходном разрезе колеса:

$$b_{2\text{отн}} := \frac{b_2}{D_2} \quad b_{2\text{отн}_2} = 0.02$$

Относительная ширина колеса компрессора:

$B := 0.021$ - ширина колеса компрессора, м

$$B_{\text{отн}} := \frac{B}{D_2} \quad B_{\text{отн}} = 0.38 \text{ }^5$$

2.4.3 Расчет диффузоров и воздухозаборника

Ширину безлопаточной части диффузора принимаем равной высоте лопаток колеса на выходе.

$$b_3 := b_{2_2}$$

Наружный диаметр безлопаточного диффузора:

$D_{3\text{отн}} := 1.14$ - относительный наружный диаметр безлопаточного диффузора

$$D_3 := D_2 \cdot D_{3\text{отн}} \quad D_3 = 0.06 \text{ м}$$

Величина скорости составного движения на выходе из безлопаточного диффузора:

Отношение $\frac{c_{2_2}}{c_{3_2}}$ не превышает допустимых значений.

$$c_3 := \frac{c_2 \cdot b_{2_2}}{D_{3\text{отн}} \cdot b_3} \quad c_3 = \begin{pmatrix} 135.42 \\ 152.84 \\ 163.02 \\ 174.51 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Давление за диффузором:

⁵ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

$$p_{4j} := \Pi_{k_j} \cdot p_{a.vx_j} \quad p_4 = \begin{pmatrix} 0.125 \\ 0.125 \\ 0.125 \\ 0.125 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Расширение сжатия в диффузорах принимаем: $n_d := 1.55$

Температура воздуха за лопаточным диффузором.

$$T_4 := \left[T_2 \cdot \left(\frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} \right] \quad T_4 = \begin{pmatrix} 314.35 \\ 315.59 \\ 316.08 \\ 316.46 \end{pmatrix} \text{ К}$$

Скорость воздуха на выходе из лопаточного диффузора:

$$c_4 := \sqrt{c_2^2 - |T_4 - T_2| \cdot 2 \cdot c_p} \quad c_4 = \begin{pmatrix} 107.6 \\ 139.95 \\ 159.73 \\ 186.48 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора находится в пределах:

$$D_4 = (1.35-1.7)D_2$$

Принимаем:

$$D_4 := 1.43 \cdot D_2 \quad D_4 = 0.079 \text{ м}$$

Ширина лопаточного диффузора на выходе:

$\nu := 6^\circ$ - угол раскрытия стенок лопаточного диффузора

$$b_4 := b_3 + |D_4 - D_3| \cdot \frac{\nu}{2} \quad b_4 = 0.002 \text{ м}$$

Скорость воздуха на выходе из воздухоборника $c_5 := c_4$

Потери в воздухозаборнике (улитке):

$$L_{\text{гул}} := \left(\xi_{\text{ул}} \cdot \frac{c_4^2}{2} \right) \quad L_{\text{гул}} = \begin{pmatrix} 578.89 \\ 979.34 \\ 1275.61 \\ 1738.77 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$\xi_{ул} := 0.1$ - показатель потерь в улитке

Давление на выходе из улитки:

$$p_5 := \sqrt[k]{p_4 \cdot \left[1 - \frac{L_{гул} \cdot (k-1)}{287 \cdot T_4 \cdot k} \right]^{\frac{k}{k-1}}} \quad p_5 = \begin{pmatrix} 0.1242 \\ 0.1237 \\ 0.1233 \\ 0.1226 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Давление воздушной смеси в компрессоре должно быть повышено, при условии, что патрубок выхода воздухоборника имеет диффузорные элементы.

2.4.4 Расчет основных параметров компрессора

Итоговое давление p_5 на выходе из компрессора расходится с принятым p_k в тепловом расчете на Δ , что допустимо.

$$\Delta := \left(\frac{p_k - p_5}{p_k} \right) \cdot 100\% \quad \Delta = \begin{pmatrix} 0.64 \\ 1.08 \\ 1.4 \\ 1.9 \end{pmatrix} \%$$

$$T_5 := T_4$$

Температура воздуха после компрессора T_5 имеет различие от полученной в тепловом расчете T_k на Δ , что допустимо.

$$\Delta := \left(\frac{T_5 - T_k}{T_5} \right) \cdot 100\% \quad \Delta = \begin{pmatrix} -1.34 \\ -0.94 \\ -0.79 \\ -0.67 \end{pmatrix} \%$$

Действительная степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_k := \frac{p_5}{p_{a.вх}} \quad \pi_k = \begin{pmatrix} 1.25 \\ 1.27 \\ 1.28 \\ 1.29 \end{pmatrix}$$

Адиабатический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{ад.к}} := T_0 \cdot \frac{\left[\pi^k \frac{(1.4-1)}{1.4} - 1 \right]}{T_5 - T_0} \quad \eta_{\text{ад.к}} = \begin{pmatrix} 0.92 \\ 0.93 \\ 0.94 \\ 0.94 \end{pmatrix}$$

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления:

$$L_{\text{ад.к}} := \frac{k \cdot 293 \cdot T_{\text{а.вх}} \cdot \left[\pi^k \frac{(k-1)}{k} - 1 \right]}{k - 1} \quad L_{\text{ад.к}} = \begin{pmatrix} 2.03 \times 10^4 \\ 2.18 \times 10^4 \\ 2.25 \times 10^4 \\ 2.3 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Множитель напора:

$$H_{\text{ад.к2}} := \frac{L_{\text{ад.к}}}{u_2^2} \quad H_{\text{ад.к2}} = \begin{pmatrix} 0.694 \\ 0.585 \\ 0.53 \\ 0.473 \end{pmatrix}$$

Множитель напора $H_{\text{ад.к}}$ отличается от принятого ранее на Δ , что допустимо.

$$\Delta := \left(\frac{H_{\text{ад.к1}} - H_{\text{ад.к2}}}{H_{\text{ад.к1}}} \right) \cdot 100\% \quad \Delta = \begin{pmatrix} 0.84 \\ 2.47 \\ 3.62 \\ 5.4 \end{pmatrix} \%$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_{\text{к}} := \left(L_{\text{ад.к}} \cdot \frac{G_{\text{в}}}{1000 \cdot \eta_{\text{ад.к}}} \right) \quad N_{\text{к}} = \begin{pmatrix} 0.26 \\ 1.55 \\ 2.22 \\ 2.35 \end{pmatrix} \text{кВт}^6$$

⁶ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

2.4.5 Расчет турбины

Количества выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя:

$$G_{\Gamma} := \overrightarrow{\left[G_{\text{В}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \phi_{\text{II}} \cdot l_0} \right) \right]} \quad G_{\Gamma} = \begin{pmatrix} 0.013 \\ 0.07 \\ 0.098 \\ 0.102 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

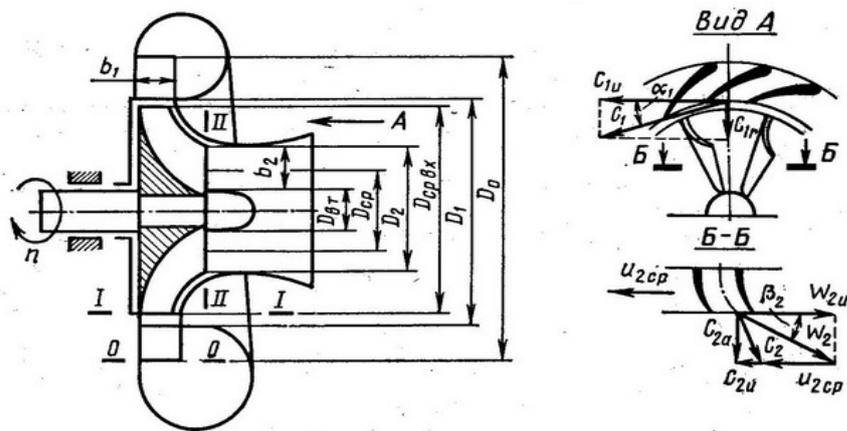


Рисунок 2.5 – Расчетная схема направляющего аппарата и колеса турбины

Давление в патрубке выпуска отработавших газов, зависящее от наддува, варьируется в четырёхтактном ДВС в пределах $p_p = (0.8 - 0.92)p_k$. Имея ввиду, что величина p_p намного больше давления p_t на входе в турбину:

$$\Delta_1 := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.7 \\ 0.8 \\ 0.8 \end{pmatrix} \quad p_p := \overrightarrow{\Delta_1 \cdot p_k} \quad p_p = \begin{pmatrix} 0.08 \\ 0.09 \\ 0.1 \\ 0.1 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Температура газа перед турбиной:

$m := 1.43$ - расширения в процессе впуска;

T_p – температура газа в выпускном патрубке.

$$T_T := \frac{\overline{\left[T_b \cdot \left[1 + \frac{p_p \cdot (m-1)}{p_b} \right] \right]}}{m} \quad T_T = \begin{pmatrix} 1.03 \times 10^3 \\ 1.25 \times 10^3 \\ 1.26 \times 10^3 \\ 1.15 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ К}$$

Противодавление за турбиной:

$$p_2 := 1.02 \cdot 0.1$$

$$p_2 = 0.102 \text{ МПа}$$

Показатель изоэнтропы принимаем равным: $k_{\Gamma} := 1.35$

Молекулярная масса газа перед турбиной:

$$\mu_{\Gamma} := \frac{|1 + \alpha \cdot \phi_{\Pi} \cdot 10| \cdot 28.96}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \phi_{\Pi} \cdot 10} \quad \mu_{\Gamma} = \begin{pmatrix} 7.69 \\ 7.69 \\ 7.69 \\ 7.69 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$$

Газовая постоянная для выпускных газов:

$$R := 8315 \quad R_{\Gamma} := \frac{R}{\mu_{\Gamma}} \quad R_{\Gamma} = \begin{pmatrix} 1.08 \times 10^3 \\ 1.08 \times 10^3 \\ 1.08 \times 10^3 \\ 1.08 \times 10^3 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$$

Следуя из того, что заранее был выбран тип ТК, выбираем из вычислений изобарную радиальную турбину с КПД: $\eta_{\Gamma} := 0.75$

Давление газа перед турбиной:

$$p_2 := 0.102 \text{ МПа}$$

$$p_T := \frac{p_2}{\left[1 - \frac{|k_{\Gamma} - 1| \cdot L_{\text{ад.к}} \cdot G_B}{\eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{ад.к}} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_T \cdot G_{\Gamma}} \right]^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}}} \quad p_T = \begin{pmatrix} 0.1055 \\ 0.1051 \\ 0.1051 \\ 0.1055 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Отношение $\frac{P_k}{P_T} = \begin{pmatrix} 1.2 \\ 1.2 \\ 1.2 \\ 1.2 \end{pmatrix}$ - справедливо для четырехтактных двигателей

2.4.6 Расчет направляющего аппарата (сопла)

«Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине:

$$L_{ад.т} := \left[L_{ад.к} \cdot \frac{G_B}{\eta_T \cdot \eta_{ад.к} \cdot G_T} \right] \quad L_{ад.т} = \begin{pmatrix} 2.79 \times 10^4 \\ 2.95 \times 10^4 \\ 3.02 \times 10^4 \\ 3.07 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{Дж}{кг}$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате:

$\rho_T := 0.5$ - степень реактивности

$$L_c := |1 - \rho_T| \cdot L_{ад.т} \quad L_c = \begin{pmatrix} 1.39 \times 10^4 \\ 1.48 \times 10^4 \\ 1.51 \times 10^4 \\ 1.53 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{Дж}{кг}$$

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом:

$\phi_c := 0.9$ - коэффициент скорости

$$c_1 := \phi_c \cdot \sqrt{2 \cdot L_c} \quad c_1 = \begin{pmatrix} 150.26 \\ 154.62 \\ 156.31 \\ 157.59 \end{pmatrix} \frac{м}{с}^7$$

Температура газа за направляющим агрегатом:

⁷ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

$$T_1 := \left[T_T - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_{\Gamma} \cdot \frac{R_{\Gamma}}{|k_{\Gamma} - 1|}} \right] \quad T_1 = \begin{pmatrix} 1.02 \times 10^3 \\ 1.25 \times 10^3 \\ 1.25 \times 10^3 \\ 1.15 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ К}$$

Число Маха

$$M_1 := \frac{c_1}{\sqrt{k_{\Gamma} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_1}} \quad M_1 = \begin{pmatrix} 0.12 \\ 0.11 \\ 0.12 \\ 0.12 \end{pmatrix}$$

$M_1 < 1$ т.е. поток газа дозвуковой и сопло турбины обязаны быть суживающегося типа.

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа перед рабочим колесом:

$\alpha_1 := 10^\circ$ - угол выхода потока из направляющего агрегата.

$$c_{1r} := \left| c_1 \cdot \sin \alpha_1 \right| \quad c_{1r} = \begin{pmatrix} 26.09 \\ 26.85 \\ 27.14 \\ 27.37 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$c_{1u} := c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad c_{1u} = \begin{pmatrix} 147.98 \\ 152.27 \\ 153.94 \\ 155.2 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \gg^8$$

Угол выхода потока на лопатки рабочего колеса:

С целью повышения КПД турбины принимаем $u_1 > c_{1u}$

$u_1 := 170 \text{ м/с}$ – окружная скорость на наружном диаметре колеса.

⁸ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

Принимаем: $c_{ад} = \begin{pmatrix} 201.59 \\ 208.9 \\ 212.08 \\ 214.45 \end{pmatrix} \frac{м}{с}$

$\beta_1 := 110.^\circ$ - УГОЛ ВХОДА ПОТОКА НА ЛОПАТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Условная адиабатическая скорость истечения газа:

$$c_{ад} := \sqrt{2 \cdot L_{ад.к}}$$

Параметры быстроходности турбины:

$$\chi := \frac{u_1}{c_{ад}} \quad \chi = \begin{pmatrix} 0.84 \\ 0.81 \\ 0.8 \\ 0.79 \end{pmatrix}$$

Относительная скорость потока перед колесом:

$$w_1 := \frac{c_{1r}}{\sin \beta_1} \quad w_1 = \begin{pmatrix} 27.77 \\ 28.57 \\ 28.89 \\ 29.12 \end{pmatrix} \frac{м}{с}$$

Наружный диаметр рабочего колеса:

Принимаем $n_T := n_K$

$$D_1 := 60 \cdot \frac{u_1}{3.141592 n_T} \quad D_1 = \begin{pmatrix} 0.055 \\ 0.048 \\ 0.045 \\ 0.042 \end{pmatrix} м$$

Потери энергии в направляющем агрегате:

$$\Delta L_c := \left[\left(\frac{1}{\phi_c^2} \right) - 1 \right] \cdot \frac{c_1^2}{2} \quad \Delta L_c = \begin{pmatrix} 2.65 \times 10^3 \\ 2.8 \times 10^3 \\ 2.87 \times 10^3 \\ 2.91 \times 10^3 \end{pmatrix} \frac{Дж}{кг}$$

Входной диаметр направляющего агрегата:

$$D_0 := D_{1_4} \cdot 1.3$$

$$D_0 = 0.06$$

Расширение в направляющем агрегате:

$$p_1 := \left[p_T \cdot \left(\frac{T_1}{T_T} \right)^{\frac{n_c}{n_c-1}} \right]$$

$$n_c := \frac{\left[\frac{k}{k-1} + \frac{L_c}{R_T \cdot |T_T - T_1|} \right]}{\left[\frac{k}{k-1} + \frac{L_c}{R_T \cdot |T_T - T_1|} \right] - 1} \quad n_c = \begin{pmatrix} 1.36 \\ 1.35 \\ 1.35 \\ 1.34 \end{pmatrix}$$

Давление газа на выходе из направляющего агрегата:

$$\frac{k}{k-1} + \frac{L_c}{R_T \cdot |T_T - T_1|} = \begin{pmatrix} 3.79 \\ 3.86 \\ 3.88 \\ 3.9 \end{pmatrix} \quad p_1 = \begin{pmatrix} 0.1045 \\ 0.1041 \\ 0.1042 \\ 0.1044 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

Плотность газового потока:

$$\rho_1 := \left(\frac{10^6}{p_1 \cdot R_T \cdot T_1} \right) \quad \rho_1 = \begin{pmatrix} 0.09 \\ 0.08 \\ 0.08 \\ 0.08 \end{pmatrix} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Ширина лопаток направляющего агрегата:

$$b_1 := \frac{G_T}{3.14 \cdot \rho_1 \cdot D_1 \cdot c_1 \cdot \sin |\alpha_1|} \quad b_{1_4} = 0.07 \text{ м}^9$$

2.4.7 Расчет рабочего колеса

Адиабатическая работа расширения газа в колесе турбины:

⁹ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

$$L_{p.k} := 0.45 \cdot L_{ад.т} \quad L_{p.k} = \begin{pmatrix} 1.25 \times 10^4 \\ 1.33 \times 10^4 \\ 1.36 \times 10^4 \\ 1.38 \times 10^4 \end{pmatrix} \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Внутренний диаметр:

$$D_2 := D_{1_4} \cdot 0.82 \quad D_2 = 0.03 \text{ м}$$

Втулочный диаметр:

$$D_{вт} := D_{1_4} \cdot 0.3 \quad D_{вт} = 0.013 \text{ м}$$

Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе:

$$D_{2cp} := \sqrt{\frac{D_2^2 + D_{вт}^2}{2}} \quad D_{2cp} = 0.03 \text{ м}$$

Ширина лопаток колеса на выходе:

$$b_1 := 0.012 \text{ м} \quad B := D_{1_2} \cdot 0.35$$

Ширина колеса:

$$B = 0.017 \text{ м}$$

Относительная скорость газа на выходе из рабочего колеса:

$\psi := 1.33$ -множитель скорости

$$D_{2cp.отн} := \frac{D_{2cp}}{D_1} = \begin{pmatrix} 0.48 \\ 0.54 \\ 0.58 \\ 0.62 \end{pmatrix} \text{ - относительный среднеквадратичный}$$

диаметр колеса на выходе.

$$w_2 := \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot L_{p.k} - u_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{2cp}}{D_1} \right)^2 \right]} \quad w_2 = \begin{pmatrix} 79.72 \\ 110.71 \\ 124.04 \\ 136.67 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Окружная скорость на диаметре:

$$u_{2cp} := 3.14 \cdot D_{2cp} \cdot \frac{n_T}{60} \qquad u_{2cp} = \begin{pmatrix} 81.41 \\ 91.88 \\ 98 \\ 104.91 \end{pmatrix} \frac{m}{c}$$

Величина абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_2 := \sqrt{w_2^2 - u_{2cp}^2} \qquad c_2 = \begin{pmatrix} 16.51j \\ 61.77 \\ 76.03 \\ 87.6 \end{pmatrix} \frac{m}{c}$$

Температура газа на выходе из колеса:

$\alpha_f := 0.01$ - множитель дисковых потерь.

$$T_2 := \left[T_1 - \frac{1}{R_T \cdot \frac{k_T}{k_T - 1}} \cdot \left[(1 - \alpha_f) \cdot u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right] \right]$$

$$T_2 = \begin{pmatrix} 1.02 \times 10^3 \\ 1.24 \times 10^3 \\ 1.25 \times 10^3 \\ 1.14 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

Адиабатический КПД турбины без учета потерь с выходной скоростью:

$$\eta_{ад.т.} := \frac{T_T - T_2}{T_T \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right]} \qquad \eta_{ад.т.} = \begin{pmatrix} 0.76 \\ 0.77 \\ 0.77 \\ 0.78 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{ад.т.} := \eta_{ад.т.} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{ад.т.}} \qquad \eta_{ад.т.} = \begin{pmatrix} 0.76 \\ 0.7 \\ 0.68 \\ 0.66 \end{pmatrix}$$

Адиабатический КПД турбины с учетом потерь с выходной скоростью

Общий КПД турбины:

$$\eta_{\text{ТК.мех}} := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.7 \\ 0.7 \\ 0.7 \end{pmatrix} \text{ - механический КПД ТК.}^{10}$$

$$\eta_{\text{T}} := \overrightarrow{\eta_{\text{ад.т.}} \cdot \eta_{\text{ТК.мех}}} \quad \eta_{\text{T}} = \begin{pmatrix} 0.46 \\ 0.49 \\ 0.47 \\ 0.46 \end{pmatrix}$$

КПД ТК:

$$\eta_{\text{ТК}} := \overrightarrow{\eta_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{ад.к}}} \quad \eta_{\text{ТК}} = \begin{pmatrix} 0.42 \\ 0.46 \\ 0.45 \\ 0.44 \end{pmatrix}$$

Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_{\text{T}} := \frac{L_{\text{ад.т.}} \cdot G_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{T}}}{1000} \quad N_{\text{T}} = \begin{pmatrix} 3.89 \\ 4.18 \\ 4.04 \\ 3.92 \end{pmatrix} \text{ кВт}$$

Мощность, развиваемая компрессором, соответствует мощности, развиваемой турбиной. Условие работоспособности выполнено.

2.5 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью

Подача недостаточного количества воздуха, из-за низкой частоты вращения коленчатого вала и маленькой мощности двигателя при работе поршневого ДВС является недостатком турбокомпрессора. При резком ускорении происходит неполноценный крутящий момент двигателя в интервале низких частот вращения коленчатого вала и отражается в его замедленном реагировании на измененные нагрузки при переходных

¹⁰ Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

процессах. Вследствие чего, производим расчет турбокомпрессора для режима максимального крутящего момента; в данном случае, этот режим соответствует частоте вращения коленчатого вала равной $n_m = 3400 \text{ мин}^{-1}$.

Существует еще одна проблема, которая возникает при работе турбокомпрессора - из-за быстрого снижения нагрузки на двигатель, вследствие инерционности компрессора, появляется избыточное давление, которое превышает расчетное. Во время этого обедняется горючая смесь, что допускает возникновение детонации, а это опасно для жизни. Следовательно, наддув без регулирования не подходит для использования на автомобильных бензиновых двигателях, при эксплуатации в обычных условиях.

Давление наддува нужно обязательно регулировать для защиты автомобильного двигателя с наддувом от возможных поломок и для изменения характеристик мощности, а так же динамических показателей. Регулировка наддува осуществляется разными способами, у каждого из них свои достоинства и недостатки. Регулировку соплового аппарата турбины, дополнительную камеру сгорания, перепуск части наддувочного воздуха, перепуск части отработавших газов и многое другое используют, как способ регулировки при низком наддуве.

При неизменном давлении наддува для регулировки используют перепуск части отработавших газов в обход турбины, это делают для увеличения допустимых пределов, а так же для перемены частоты вращения коленчатого вала.

Окончательное решение при выборе способа регулировки принимают из условий обеспечения надежности и простоты конструкции.

Исполнительное устройство включает в себя:

- исполнительный элемент - заслонка;
- управляющий элемент - барокамера;
- шток - привод клапана.

Калиброванной пружинной поджимается мембрана, к которой прикрепляется конец штока. В свою очередь мембрану герметично зажимают

по всему периметру металлической крышкой в форме колпака. Заслонка (или перепускной клапан) поджата пружинной, благодаря чему находится в закрытом состоянии. Между крышкой и мембраной находится полость, в которую подводится управляющее давление через канал от компрессора. Как только показатель давления становится достаточным, клапан переходит в открытое положение и выделяет небольшое количество газа. Чем больше сила пружины, тем больше давление наддува, которое может быть создано, следовательно, силой калиброванной пружины можно регулировать давление наддува. Так как эта регулировка предназначена для ограничения максимума давления наддува, то ее применяют исключительно, как основную регулировку, а не для регулировки во время работы двигателя. Соответственно, в целях безопасности, силу предварительного сжатия пружины надежно регулируют, а пружину пломбируют. При помощи болта регулировки, возможно изменять степень сжатия пружины, которая изменяет давление наддува и мощности.

2.6 Использование технологии микродугового оксидирования (МДО) для повышения надежности работы турбокомпрессора

Важность 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 имеет свойство достигать величины порядка 600 – 900 °С. Следовательно, эрозия поверхности турбины возникает при малейшем попадании воды в ОГ при полном сгорании. Соответственно материал, из которого делают турбины, должен состоять из тугоплавких легированных сталей, у которых высокая эрозийная стойкость. Двигатели с принудительным зажиганием, работающие на легком топливе имеют самые большие температуры ОГ, из-за особенностей рабочего процесса. Именно для этих видов ДВС работа турбины в жестких температурных условиях актуальна с надежной работой. Также в качестве материала для турбин

применяли титан и его сплавы. Но из-за высокой стоимости технологии получения и обработки таких турбин, и как следствие очень высокой стоимости этих турбокомпрессоров, цена намного превышает стоимость других турбокомпрессоров. Следовательно, необходимы технологии для создания недорогих турбин турбокомпрессора, которые будут отвечать требованиям надежности при работе в силовой установке. Один из способов, при котором выполнены указанные требования к турбине является применение технологий нанесения специальных покрытий на поверхность колеса турбины.

2.6.1 МДО покрытие

Микродуговое оксидирование (другие названия: микроплазменное, анодно-искровое, плазменно-электролитическое оксидирование) - один из самых перспективных методов поверхностной обработки поверхности материалов. Этот метод заключается в том, что при пропускании тока большой плотности через границу раздела металл-электролит создаются условия, когда напряженность на границе раздела становится выше ее диэлектрической прочности и на поверхности электрода возникают микроплазменные разряды с высокими локальными температурами и давлениями. Результатом действия микроплазменных разрядов является формирование слоя покрытия, состоящего из окисленных форм элементов металла основы и составляющих электролита. В зависимости от режима микроплазменного оксидирования и состава электролита можно получать керамические покрытия с уникальными характеристиками и широчайшим спектром применения.

К достоинствам покрытия методом МДО является

- возможное создание сверхпрочных покрытий с уникальными характеристиками;
- получение нескольких защитных характеристик в комплексе;
- почти бесконечный срок службы электролита;

- возможность обработки сложно-профильных деталей;
- высокая рассеивающая способность электролита (покрытие наносится в отверстия и полости с минимальными затруднениями);
- нет необходимости в специальной подготовке поверхности перед нанесением покрытия и механообработке после нанесения покрытия;
- получение разных покрытий на одном материале.

«МДО - покрытия представляют собой керамику сложного состава. Покрытие при микродуговом оксидировании образуется за счет окисления поверхности металла, при этом формируются оксидные и гидроксидные формы этого металла. С другой стороны покрытие растет за счет включения в его состав элементов из электролита. Элементы электролита входят в покрытие в виде солей, оксидов и гидроксидов сложного состава.»¹¹ При необходимости технология МДО позволяет ввести в покрытие любой нужный химический элемент. Чем больше времени производить обработку детали, тем больше элементов из электролита накапливается в поверхностном слое. Нижний слой покрытия, прилегающий к металлу-основе, состоит преимущественно из его оксидных соединений.

Толщина покрытий определяется несколькими основными факторами. Это природа электролита, материал сплава металла, режим обработки и время процесса. С помощью МДО возможно получать покрытие толщиной от долей до сотен микрометров. Необходимая толщина покрытия вычисляются по назначению и условиям эксплуатации. Для нанесения подслоя под окрашивание достаточно 5-10 мкм, для придания электроизоляционных свойств или высокой износостойкости необходимо 50-100 мкм. Декоративные свойства и антикоррозионные свойства в атмосферных условиях обеспечивают 20-40 мкм покрытия.

Пористость покрытий варьируется в интервале 5-50 %, размеры от 0,01

¹¹ А.М. Борисов, К.Е. Кирикова, И.В. Суминов. Измерение спектрального коэффициента отражения МДО-покрытий на алюминиевых сплавах. 15.04.2016. Ссылка на источник: <http://nuclphys.sinp.msu.ru>

до 10 мкм. Строение пор при толщине покрытия более 5-10 микрон сложное, разветвленное с множеством ответвлений и замкнутых пространств. Покрытия, которые не содержат пор получить невозможно, что определено природой процесса. Если есть необходимость, то пористость может быть снижена с помощью пропитки различными материалами или с помощью нанесения слоя полимера (красителя). Чаще всего применяется пропитка фторопластами и использование покрытия из полимерных порошковых красок. Редко бывает, когда пористость носит благоприятный характер. Когда покрытие работает на износ при использовании смазки, она попадает в поры покрытия и создает условия, при котором происходит медленное поступление в зону трения.

Покрытия применяют как износостойкие в разных узлах и агрегатах машин и механизмов. Поэтому очень распространенным стали изделия из алюминия, так как этот металл очень мягкий и сложный для обычных видов обработки. Сравнивая в испытаниях образцы с МДО - покрытием на алюминии и стального образца с нанесенным износостойкого слоя хрома, было выявлено, что удельная нагрузка при испытаниях составляла 0.64 Н/мм² и МДО - покрытия показали наименьший износ, особенно при повышенных температурах.

МДО - покрытия имеют высокую стойкость к термическим и термоциклическим нагрузкам. Покрытия могут без ограничений работать при температурах от -40 до + 60°С. Постепенно нагревая детали, термостойкость МДО - покрытия будет ограничиваться температурой плавления металла самой детали, так как эти значения для металла заведомо ниже, чем для керамики.

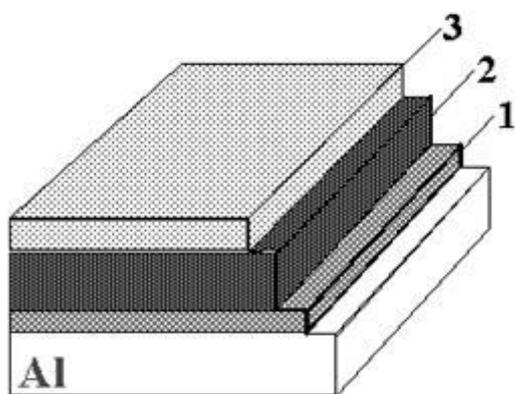
Во время обработки шероховатость поверхности увеличивается с течением времени. Реально получить покрытия с шероховатостью до 8 класса. Шероховатость зависит от материала сплава, состояния его поверхности и режима обработки.

Метод МДО позволяет получать покрытия, стойкие в атмосферных

условиях и в различных коррозионных средах - химически агрессивных растворах, парах, морской воде и пр. Так как МДО покрытие является керамикой сложного состава, то коррозионная стойкость материала покрытия очень велика. Защиту от коррозии металла-основы можно получить толщиной покрытия и регулированием количества и строения пор. Дополнительную защиту придает пропитка пор инертным материалом (чаще всего фторопластом). НПЦ Полюс (г.Томск) в 2003 году проведены ускоренные испытания по стандартным методикам алюминиевых образцов с полимерно-керамическим МДО - покрытием. Испытания (ГОСТ В 20.57.304-76, ГОСТ РВ 20.57.304-88) показали, что полученные покрытия могут эксплуатироваться как коррозионно-стойкие в течение 15 лет.

МДО - покрытия имеют отличное сцепление с металлом-основой, которое получается наличием переходного слоя на границе металл покрытие. Переходный слой формируется как внутрь металла, так и наружу, а также имеет профиль с множеством изгибов. В итоге получаем, сцепление покрытия с металлом, которое получается более прочным, чем само покрытие, и при нагружении не происходит отрыва покрытия по границе раздела металл-покрытие. Рассчитанные по результатам Scrach-тестирования значения адгезии достигают 350 МПа.

Твердость МДО - покрытий достигает 21 ГПа. Измерения производились при помощи прибора NanoHardnessTester, при нагрузке на индентор - 200 мН. Твердость покрытий рассчитывается, исходя из глубины проникновения индентора.



1 - тонкий переходный слой; 2 - основной рабочий слой, с максимальной твердостью и минимальной пористостью, состоящего из корунда (α - Al_2O_3); 3 - наружный технологический слой, обогащенного алюмосиликатами.

Рисунок 2.7 - Структура МДО - покрытия на алюминии

На сегодняшний день больше изучен технологический процесс нанесения МДО - покрытия на алюминий.

Для МДО - покрытий, получаемых на алюминиевых сплавах, характерны следующие данные:

- толщина до 400 мкм;
- микротвердость до 2500 кг/мм²;
- пробойное напряжение до 6000 В;
- теплостойкость выдерживает тепловой удар до 2500°С;
- коррозионная стойкость - 1-й балл по десятибалльной шкале.
- износостойкость на уровне твердых сплавов.
- пористость от 2 до 50% (регулируемая).

На рисунке 2.7 и 2.8 – представлена структура и фазовый состав МДО - покрытий на алюминии.

Но использование алюминиевых сплавов не подходит для изготовления турбин из-за низкой температуры плавления алюминиевых сплавов. Поэтому для получения МДО покрытия предлагается нанести на турбину методом газодинамического напыления тонкий слой до 300 мкм алюминиевого сплава, а затем провести микродуговое оксидирование полученного покрытия. Устройство, обеспечивающее газодинамическое напыление представлено на рисунке 2.9.



Рисунок 2.8 – Фазовый состав МДО - покрытия на алюминии

2.6.2 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.

«Основные элементы технологии. Технология нанесения покрытий включает в себя нагрев сжатого газа (воздуха), подачу его в сверхзвуковое сопло и формирование в этом сопле сверхзвукового воздушного потока, подачу в этот поток порошкового материала, ускорение этого материала в сопле сверхзвуковым потоком воздуха и направление его на поверхность обрабатываемого изделия. В качестве порошковых материалов используются порошки металлов, сплавов или их механические смеси с керамическими порошками. При этом путем изменения режимов работы оборудования можно либо проводить эрозионную обработку поверхности изделия, либо наносить металлические покрытия требуемых составов. Изменением режимов можно также менять пористость и толщину напыляемого покрытия.

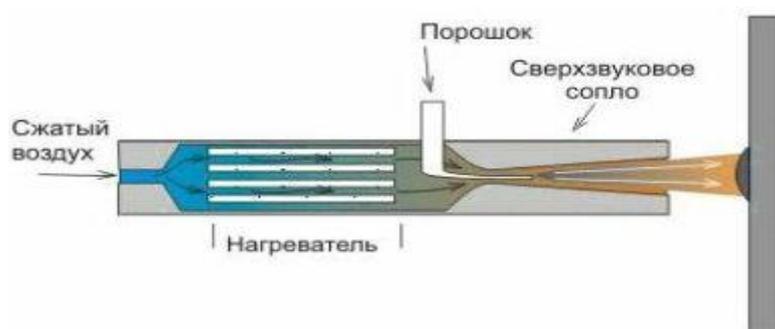


Рисунок 2.9 – Устройство, обеспечивающее газодинамическое напыление

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. Механизм формирования слоя напыления представлен на рисунке 2.10. В данном случае с твердой подложкой взаимодействуют частицы, находящиеся в нерасплавленном состоянии, но обладающие очень высокой скоростью.»¹² Ускорение частиц до нужных скоростей осуществляется сверхзвуковым воздушным потоком.

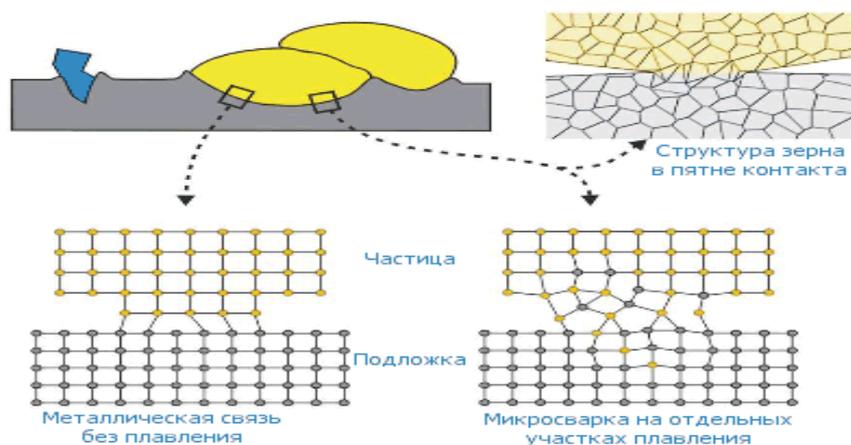


Рисунок 2.10 – Механизм формирования слоя напыления

«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.»¹³

¹² Международная студенческая научно-практическая конференция «Современные подходы в решении инженерных задач АПК», март, 2013 (1/11). Ссылка на источник: <http://www.ugsha.ru/>

¹³ Международная студенческая научно-практическая конференция «Современные подходы в решении инженерных задач АПК», март, 2013 (1/11). Ссылка на источник: <http://www.ugsha.ru/>

3 Безопасность и экологичность проекта

3.1 Технические требования и методы испытаний газового двигателя

Общие положения

Оборудование для ограничения выбросов опасных веществ.

Компоненты, влияющие на выбросы опасных газообразных веществ газовыми двигателями, обязаны быть смоделированы, изготовлены, смонтированы и установлены таким образом, чтобы в условиях постоянной работы двигатель соответствовал требованиям данным стандартам.

Функции оборудования для уменьшения выбросов.

Использование нерезультативных устройств и (или) нецелесообразных средств сокращения выбросов запрещено.

На двигателе или на ТС разрешено подключать второстепенное управляющее устройство. Его приводят в действие исключительно на короткий момент для того, чтобы обеспечить двигателю сохранность от неисправностей, убереечь устройства для подачи воздуха в двигатель, следить за дымностью и холодным запуском или прогревом. Также его приводят в рабочее состояние только сигналами бортовых устройств, для таких целей, как гарантия безопасности работы и возврат своим ходом в случае поломки.

Разрешается применять устройство, элемент, прибор или режим контроля двигателя, с помощью которых можно использовать усовершенствованный способ управления двигателем в сравнении с методом, который чаще используют при прохождении актуальных экспериментов в определении количества выбросов вредных веществ. Их применение снижает продуктивность способа сдерживания извержения вредных веществ. В остальных случаях эти средства являются бесполезными приборами.

Условиями работы приборов в стабильном и промежуточном режимах являются:

— высота над уровнем моря не больше 1000 м (или равном атмосферном давлении 90 кПа);

- температура окружающей среды от 283 до 333 К (10 °С - 30 °С);
- температура охлаждающей жидкости от 343 до 368 К (70 °С - 95 °С).

Особенные требования к электронным системам ограничения выбросов вредных веществ

Требования к документам

Предприятие-изготовитель дает пакет бумаг, в которых прописана вся информация об основных режимах и средствах, благодаря которым эти режимы позволяют достигать своих выходных параметров.

Бумаги предоставляют в двух экземплярах:

- официальный экземпляр бумаг, который предоставляют органу по сертификации при подаче заявки на сертификацию типа, должен включать в себя полное описание системы. Эти бумаги могут быть краткими при условии, что они показывают наличие всех параметров, предоставляющих рабочей картой выходных характеристик в зоне управления входными воздействиями на конкретный аппарат. Эти сведения прилагают к документам, предписываемым разделом 3 настоящего стандарта:

- второстепенный экземпляр документов, которые указывают свойства, изменяемые любым вспомогательным управляющим устройством, и граничные условия, в которых это устройство действует. Во втором экземпляре обязано присутствовать описание наглядной структуры, управляющей подачей топлива, способы сортировки по времени и этапы перестановки с режима на режим в каждом моменте работы.

Во второстепенном экземпляре документов обязаны быть мотивы эксплуатации дополнительных автономных агрегатов, а также второстепенные факты и сводки тестирований для показа операций, влияющих на извержение вредных веществ с отработавшими газами иными дополнительными автономными агрегатами, стоящих на двигателе или на ТС.

Этот второстепенный экземпляр должен быть обязательно

конфиденциальным и находиться у предприятия-изготовителя, но также он должен быть отдан для проверки при сертификации или в любое время в срок действия сертификата соответствия типа.

Чтобы постановить, что какой-либо агрегат, какой-либо способ является нерезультативным агрегатом или нецелесообразным способом уменьшения извержения вредных веществ, федерация по сертификации, дающие сертификат соответствия типа, имеет право требовать дополнительных скрининг - тестов на содержание NOx. Их можно произвести вместе с проверкой на сертификат или во время дополнительных процедур.

На выбор в качестве проб для скрининг - теста выбросов NOx возможно прибегнуть к неочищенным отработавшим газам и учитывать постановления международного стандарта ИСО 16183 [2].

Также, при подведении итогов нужно принимать к сведению прибавочный допуск 10 % актуального максимального показателя NOx.

3.2 Предельные значения выбросов вредных веществ

Для сертификации степень извержение опасных веществ обязана быть установлена по сводкам проверок, дающих возможность электронного впрыска топлива, схемой рециркуляции отработавших газов (РОГ) и (или) окислительными каталитическими нейтрализаторами. Число пагубных газообразных материалов и плохих частиц в извержениях, полученных при испытании двигателя, если это возможно, должно быть получено способом, описанным ниже. В нем находится список нужных систем анализа извержения не безопасных газообразных веществ и наносящих ущерб частиц и возможных способов получения проб опасных частиц. Федерация по сертификации допускает возможность использования иных систем или анализаторов, если будет доказано, что они имеют одинаковые показатели. Показатели, полученные в какой-либо иной экспериментальной лаборатории, считают допустимыми, если они соответствуют в пределах $\pm 5 \%$ с

показателями тестов, полученных при применении одной из прописанных тут стандартных методик. Для извержения опасных частиц в качестве стандартной методики, принимают исключительно методику, полного разбавления потока. Добавление в действующий стандарт какой-либо новой методики возможно, исключительно, если показания равнозначных выводов было получено из расчетов множественных межлабораторных тестов.

Таблица 3.1 – Предельные значения испытания [14]

Обозначение строки	Начало действия, год	Масса г/(кВт·ч)				Дымность, м ⁻¹
		Оксида углерода (CO)	Углеводородов (HC)	Оксидов азота (NOx)	Вредных частиц (PT)	
A	2004	2,1	0,66	5,0	0,10 0,13	0,8
B1	2005	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
B2	2008	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
C	-	1,5	0,25	2,0	0,02	0,15

Показания удельных масс оксида углерода, всех углеводородов, оксидов азота и опасных частиц, полученные в испытаниях, не могут быть выше показаний, перечисленных в таблице 3.1. Для газовых двигателей показания удельных масс оксида углерода, не имеющих метан углеводородов, метана, оксидов азота и плохих частиц не могут быть выше, перечисленных в таблице 3.1.

3.3 Установку двигателя на ТС проводят в соответствии со следующими требованиями

Уменьшение давления впуска не может быть выше уменьшения давления для двигателя, получившего сертификат соответствия типа.

Противодавление выпуска не может быть выше противодавления для двигателя, получившего сертификат соответствия типа.

Мощность, используемая дополнительными установками, нужными для работы двигателя, не может быть выше наивысшей мощности для двигателя, получившего сертификат соответствия типа.

3.4 Семейство двигателей

Нормы, распознающие категорию двигателей.

Категория двигателей соответственно определению изготовителя двигателя может быть назначена благодаря существенным показателям, которые присваиваются всем двигателям категории. Иногда возможно дополнение показателей. Эти факторы также нужно учесть для внесения в категорию двигателей со схожими показателями, обеспечивающие выбросы опасных веществ с отработавшими газами.

Двигатели относят к одной и той же категории двигателей, отталкиваясь на данный список важных показателей:

Цикл двигателя:

- двухтактный;
- четырехтактный.

Охлаждающие вещества:

- воздух;
- вода;
- масло.

ДВС газовые и с последующей переработкой отработавших газов характерна следующая закономерность числа цилиндров (при меньшем количестве цилиндров, чем у базового ДВС можно отнести к единой категории двигателей при условии, что в топливной системе установлен прибор, дозированно подающий топливо в разные цилиндры).

Разброс значений рабочего объема на один цилиндр по всем двигателям обязан быть в пределах 15 %.

«Вход воздуха:

- без наддува;
- с наддувом;
- с наддувом и охладителем нагнетаемого воздуха.

Виды камеры сгорания:

- предкамера;
- вихревая камера;
- неразделенная камера сгорания.

Клапаны и гнезда клапанов:»¹⁴

- головка цилиндра;
- блок цилиндров;
- картер.

Топливная система газовых двигателей:

- смеситель;
- впуск/ впрыск газа;
- впрыск жидкости.

Система зажигания газовых двигателей.

Иные показатели:

- круговорот отработавших газов;
- эмульсии;
- вторичный впрыск воздуха;
- система охлаждения заряда.

«Следующая переработка газов:

- трехкомпонентный нейтрализатор;
- окислительный нейтрализатор;
- нейтрализатор, снижающий токсичность;
- дожигатель;
- сажеуловитель.»¹⁵

3.5 Газовые двигатели

Базовый двигатель соответствующей категории нужно выбирают согласно качеству основного показателя, а конкретнее рабочего объема. При

¹⁴ ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

¹⁵ ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

ситуации, когда несколько двигателей обладают равными показателями определенного критерия, то выбор падает на двигатель, который соответствует большим дополнительным критериям:

- высшее количество подаваемого топлива в цилиндр при гармонике вращения коленчатого вала с номинальной мощностью;
- угол большего опережения зажигания;
- малая степень РОГ;
- нет компрессора.

При исключительных моментах федерация, имеющая право провести сертификацию, может принять решение, что наибольшая мощность выбросов вредных веществ с отработавшими газами для двигателей данной категории может быть использована при тестировании иного двигателя. В таком случае федерация, проводящая сертификацию, имеет право выбрать дополнительный двигатель для испытания в зависимости от его индивидуальных характеристик, которые указывают, что двигатель имеет высокий уровень опасных частиц, между двигателями конкретной группы.

3.6 Испытательные циклы ESC

3.6.1 Калибровки двигателя и динамометра

Нахождение частоты вращения двигателей А, В и С

Частоты вращения двигателя Д, Б и С обязаны быть исполнены изготовителем по следующей схеме:

Наивысшая гармоника вычисляется из расчетов 69.99% предельной полезной мощности $P(n)$. Наивысшая гармоника вращения, подходящая данному показателю мощности определяется по диаграмме.

Низшая гармоника вычисляется из расчета 49.99% предельной полезной мощности $P(n)$. Наименьшей частотой вращения, схожей по показателю с мощностью определяется по диагонали.

Частоты вращения двигателя вычисляются по следующим формулам:

$$\text{Частота } A = n_{lo} + 0,25(n_{hi} - n_{lo});$$

Частота В = $n_{lo} + 0,50(n_{hi} - n_{lo})$;

Частота С = $n_{lo} + 0,75(n_{hi} - n_{lo})$,

где n_{hi} – наибольшая частота вращения;

n_{lo} – наименьшая частота вращения.

Точность нахождения частот А, В и С подтверждается следующим методом:

— для наиточнейшего вычисления частот вращения n_{hi} и n_{lo} производят опыты вычисления мощности по стандартам ГОСТа. n_{hi} и n_{lo} определяют с помощью диаграммы мощности, когда как частоты двигателей А, В и С находят по уже представленным формулам;

— составляют типовые диаграммы при работе двигателя во всем диапазоне различных нагрузок при разных частотах. Изначально берут максимальную частоту вращения с нулевой нагрузкой, затем прогоняют на холостом ходу. При этом прибегая к результатам и засчитывая около шести исследований во всех диапазонах 1000 мин^{-1} и проверяя значение в точках $\pm 50 \text{ мин}^{-1}$ частоты вращения, равной мощности двигателя внутреннего сгорания. n_{hi} и n_{lo} определяют с помощью диаграммы мощности, когда как частоты двигателей А, В и С находят по уже представленным формулам.

После измерений выводим результаты гармоник А, В и С соответствующих $\pm 3 \%$ идентичных частот, заявляемых производителем, для определения отбросов опасных частиц необходимо применять эти заявленные фазы.

3.6.2 Определение диапазонов измерения динамометра

Нужно опытным путем выявить колебания значений крутящего момента с предельной нагрузкой, для выявления показаний момента при режимах с полезной мощностью.

Нужно принимать к сведению мощность, которую использует оборудование, приводимое от двигателя. Колебания показаний динамометра s , кВт, для всех режимов (но ни в коем случае при холостом ходе), выявляют

по формуле:

$$S = P(n) \cdot \frac{L}{100},$$

При условиях, связанных с получением полезной мощности применяется формула:

$$S = P(n) \cdot \frac{L}{100} + P(a) - P(b),$$

При измерениях не предусматривающих обеспечение полезной мощности:

где $P(n)$ - полезная мощность двигателя, кВт;

L - нагрузка, %;

$P(a)$ - мощность, отбираемая вспомогательным оборудованием, кВт;

$P(b)$ - мощность, отбираемая вспомогательным оборудованием.

3.6.3 Испытание ESC

По требованию изготовителя могут быть проведены подготовительные тестирования для сборки систем выпуска к двигателю для измерительного цикла.

Для забора проб в первую очередь производят обеспечение фильтрами.

Минимум за 60 минут до запуска тестирования все фильтры опускают в чашу Петри и помещают в нее, чтобы произвести взвешивание во время выравнивания. В конце выравнивания все фильтры устанавливают на весы и фиксируют вес сухого фильтра. И оставляют до следующего тестирования. Неиспользованный фильтр за 7 часов заново отправляют на переподготовку.

Далее подготавливаем приборы для тестирования.

Устройство и отборочные установки фиксируют согласно указанным стандартам. В случае использования разбавленных отработавших газов прикрепляют выходную трубу.

Запуск устройства разжижения газов.

Устройство разжижения газов подключают вместе с запуском

двигателя и нагревают, пока все показатели не перестанут колебаться на высоких скоростях оборотов соответственно показаниям производителя.

Запуск устройства забора пробников опасных веществ.

Устройство забора пробников опасных веществ включают и оно осуществляет все действия. Скопления опасных веществ в воздушной смеси находится путем впускания этого воздуха в фильтры.

Изменение показателей разжижения газов.

Разжиженная воздушная смесь может быть откорректировано путем сохранения температуры в пределах 327 К (53 °С) при разных тестированиях.

Произведение анализа.

Анализ отбросов опасных частиц ставятся в нулевую отметку.

Период тестирования.

Используя прибор для тестирования, приводим двигатель последовательно в 13 режимов, представленных в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – режимы, используемые при испытании двигателя

№	Частота вращения	Нагрузка в %	Множитель весомости	Времятестирования, мин
1	На холостом ходу	-	0,15	4
2	А	100	0,08	2
3	В	50	0,10	2
4	В	75	0,10	2
5	А	50	0,05	2
6	А	75	0,05	2
7	А	25	0,05	2
8	В	100	0,09	2
9	В	25	0,10	2
10	С	100	0,08	2
11	С	25	0,05	2
12	С	75	0,05	2
13	С	50	0,05	2

Порядок тестирования.

Тестирования проходят, в порядке, как в таблице.

Двигатель, работая в каждом режиме определенное время, достигая максимальных частот вращения и нагрузки в первые 20 с. Крутящий момент должен находиться в границах $\pm 2\%$ максимального крутящего момента для

частоты вращения, а частоту вращения в границах $\pm 50 \text{ мин}^{-1}$ от положенного значения.

По требованию заказчика порядок режимов испытания могут быть проведены дополнительно, для того чтобы накопилось большее количество опасных частиц на фильтре. Заказчик обязан подробно отчитаться по порядку проведения испытания, получению данных и расчетов. Но извержение газообразных частиц считают исключительно с первого цикла.

Показания анализаторов.

Показания анализаторов обязательно нужно зафиксировать или получить посредством похожей схемы отбора сведений в цикле, при испытаниях.

Отбор проб опасных частиц.

Для проведения процедуры испытаний следует использовать одну пару фильтров (основной и дополнительный фильтры). Множители весомости, записанные для определенных режимов за сеанс испытаний, обязаны учитываться через отборы проб, соответственно потоку ОГ, при прохождении всех режимов испытательного цикла. Регулировкой уменьшения потока при отборе пробы, времени затрачиваемого на этот процесс и соотношением разбавления выявляем продуктивные показатели весомости.

Время подбора анализа за один цикл можно проходить за 5 сек на 0,02 множитель весомости. Во всех режимах забор проб нужно проводить позже - процедуру отбора проб опасных частиц требуется прекращать не раньше, чем за 5 сек до завершения каждого режима.

Условия работы двигателя в процессе испытаний.

Во время прохождения каждого режима обязательно нужно фиксировать все данные. Обязательно требуется исполнять требования во время отбора проб опасных частиц в последнюю минуту каждого режима и нужно учитывать соответствия к частоте вращения двигателя и нагрузки.

Проверка содержания NO_x в проверочном диапазоне.

Нахождение NO_x в проверочном диапазоне нужно учитывать в конце последнего цикла. Двигатель нужно продержать 3 мин перед началом измерений во время 13 режима. Федерацией по сертификации выбираются контрольные точки областей, в которых требуется выполнить три измерения. На проведение каждого измерения отводится по 2 минуты.

Повторная проверка анализаторов.

По окончании испытания следует проверять показания поверочного и калибровочного газов. Если отличие в значениях не превысит 2% разницы между показаниями до и после для калибровочного газа, то результаты исследования засчитают подходящими.

3.7 Расчет выбросов вредных газообразных веществ

3.7.1 Оценка данных

Для получения итогов отбросов опасных газообразных веществ нужно получить средние сведения в течение 31 сек эксплуатации двигателя во всех циклах и по этим средним показаниям и подходящих сведений по тарированию найти скопление HC , CO и NO_x в каждом режиме. При условии предоставления равнозначных показателей, можно воспользоваться иными способами фиксации данных.

Способы проверки наличия NO_x в рамках контрольной области указанные выше можно использовать исключительно для NO_x .

3.7.2 Поправка на сухое/влажное состояние

Вычисленный концентрат доводят до мокрого вида с помощью формул, при условии, что концентрат не был определен в мокром виде.

$$\text{conc}(\text{wet}) = K_w \cdot \text{conc}(\text{dry}),$$

где $\text{conc}(\text{wet})$ – концентрат в мокром виде;

$\text{conc}(\text{dry})$ – концентрат в сухом виде.

Для неразжиженных ОГ:

$$K_{w,r} = (1 - F_{FH} \frac{GFUEL}{GAIRD}) - K_{w2},$$

$$F_{FH} = \frac{1,969}{\left(1 + \frac{G_{FUEL}}{G_{AIRW}}\right)}$$

Для смешенных ОГ:

$$K_{w,e,1} = \left(1 - \frac{HTCART \cdot CO_2\%(wet)}{200}\right) - K_{w1}$$

$$K_{w,e,2} = \left(\frac{1 - K_{w1}}{1 + \frac{HTCART \cdot CO_2\%(dry)}{200}}\right).$$

Для смешенной воздушной смеси:

$$K_{w,d} = 1 - K_w,$$

$$K_{w1} = \frac{1,608 Hd}{1000 + (1,608 Hd)}$$

Для воздушной смеси на входе:

$$K_{w,e} = 1 - K_{w,2} ,$$

$$K_{w2} = \frac{1,608 Ha}{1000 + (1,608 Ha)} ,$$

$$Hd = \frac{6,220 \cdot RdPd}{p_B - PdRd \cdot 10^2}$$

$$Ha = \frac{6,220 \cdot RaPa}{p_B - PaRa \cdot 10^{-2}}.$$

где H_a , H_d - масса воды, приходящаяся на 1 кг сухой воздушной смеси, г/кг, в смешенном воздухе/воздухе на входе;

« R_d , R_a - относительная влажность смешенного воздуха/воздуха на входе, %;

P_d , P_a - давление насыщенных паров смешенного воздуха/воздуха на входе, кПа;

p_v - общее барометрическое давление, кПа.»¹⁶

3.7.3 Поправка на влажность и температуру для NO_x

В связи с тем, что отбросы NO_x находятся в зависимости от внешних факторов окружающей среды, то концентрат NO_x нужно корректировать в зависимости от показателей внешних факторов. Применяем множитель поправки, который находим с помощью формулы:

¹⁶ ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

$$K_{H,D} = \frac{1}{1 + A(Ha - 10,71) + B(Ta - 298)},$$

где $A = 0,309 \text{ GFUEL/GAIRD} - 0,0266$;

$B = - 0,209 \text{ GFUEL/GAIRD} + 0,00954$;

Ta – температура воздуха К;

Ha – влажность воздуха на входе, при массе воды, приходящейся на 1 кг сухой воздушной смеси, г/кг, находим по формуле:

$$Ha = \frac{6,220 \cdot RaPa}{p_B - PaRa \cdot 10^{-2}},$$

где Ra - относительная влажность воздуха на входе, %;

Pa - давление насыщенных паров воздуха на входе, кПа;

p_B - общее барометрическое давление, кПа.»¹⁷

3.7.4 Расчет массовых расходов выбросов вредных веществ

Большое количество отбросов опасных веществ NOx_{mass} , CO_{mass} , HC_{mass} , г/ч, для всех циклов определяют используя выражения, в которых плотность ОГ принимается величиной $1,295 \text{ кг/м}^3$ с температурой 275 К (0^0 С) и давлением $101,5 \text{ кПа}$:

$$NOx_{mass} = 0,001587 NOx_{conc} K_{H,D} G_{EXHW};$$

$$CO_{mass} = 0,000966 CO_{conc} G_{EXHW};$$

$$HC_{mass} = 0,000479 HC_{conc} G_{EXNW};$$

где NOx_{conc} , CO_{conc} , HC_{conc} – усредненные концентрации, млн^{-1} , опасных частиц в смешанных ОГ во всех циклах.

Концентрат отбросов воздушных частиц, находят смешивая множество газов, применяя уравнения:

$$NOx_{mass} = 0,001587 NOx_{conc} K_{H,D} G_{TOTW};$$

$$CO_{mass} = 0,000966 CO_{conc} G_{TOTW};$$

$$HC_{mass} = 0,000479 HC_{conc} G_{TOTW}$$

где NOx_{conc} , CO_{conc} , HC_{conc} – усредненные концентрации, млн^{-1} , опасных частиц в смешанных ОГ во всех циклах.

¹⁷ ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

3.7.5 Расчет удельных выбросов вредных веществ

Удельные отбросы \overline{NOx} , \overline{COx} , \overline{HC} , г/(кВт·ч) находят для всех опасных воздушных частиц методом:

$$\overline{NOx} = \frac{\sum NOx_{mass} \cdot WFi}{\sum P(n)_i \cdot WFi};$$

$$\overline{CO} = \frac{\sum CO_{mass} \cdot WFi}{\sum P(n)_i \cdot WFi};$$

$$\overline{HC} = \frac{\sum HC_{mass} \cdot WFi}{\sum P(n)_i \cdot WFi}.$$

Показатель весомости (WF), учитывается в формулах, находящихся выше.

Вычисление отбросов с удельной величиной.

Отбросы NOx для всех устойчивых точек Z рассчитываются по формулам, указанным ниже:

$$NOx_{mass} = 0,001587 NOx_{conc, z} \cdot K_{H,D} \cdot G_{EXNW};$$

$$NOx_{z} = NOx_{mass, z} / P(n)_z.$$

Определение выбросов опасных частиц в режимах тестирования.

Отбросы с удельной величиной NOx во всех проверочных этапах вычисляются сглаживанием, учитывая четыре этапа тестированного режима. Они находятся в пределах конкретной области. В таких этапах (R, S, T и U) применяют такие термины, как:

Частота вращения (R) = Частота вращения (T) = nRT.

Частота вращения (S) = Частота вращения (U) = nSU.

«Нагрузка в процентах (R) = Нагрузка в процентах (S).

Нагрузка в процентах (T) = Нагрузка в процентах (U).»¹⁸

Отброс с удельной величиной NOx в конкретном проверочном этапе (точка Z) вычисляют по уравнениям:

¹⁸ ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

$$\begin{aligned}
E_Z &= E_{RS} + \left(E_{TU} - E_{RS} \right) \left(M_Z - M_{RS} \right) \left(M_{TU} - M_{RS} \right) \\
E_{TU} &= E_T + \left(E_U - E_T \right) \left(n_Z - n_{RT} \right) \left(n_{SU} - n_{RT} \right) \\
E_{RS} &= E_R + \left(E_S - E_R \right) \left(n_Z - n_{RT} \right) \left(n_{SU} - n_{RT} \right) \\
M_{TU} &= M_T + \left(M_U - M_T \right) \left(n_Z - n_{RT} \right) \left(n_{SU} - n_{RT} \right) \\
M_{RS} &= M_R + \left(M_S - M_R \right) \left(n_Z - n_{RT} \right) \left(n_{SU} - n_{RT} \right)
\end{aligned}$$

где E_R, E_S, E_T, E_U – отбросы с удельной величиной NO_x в отметке точки Z .

M_R, M_S, M_T, M_U – крутящий момент в отметке точки Z .

Сравнение показателей отбросов с удельной величиной NO_x .

Зафиксированный показатель отбросов с удельной величиной NO_x в отметке точки Z (NO_x, z) соотносят с аналогичным показателем E_z , с помощью уравнения:

$$NO_x, diff = 100(NO_x, z - E_z) / E_z$$

3.8 Состав отработавших газов двигателя и обеспечение экологических характеристик

Достигнуть полного сгорания топлива в цилиндрах двигателя невозможно даже получив избыток кислорода в ОГ. Большой выброс опасных веществ, происходит при худшем сгорании. С помощью катализатора достигают почти максимальной очистки отработавших газов, что приводит к лучшей защите окружающей среды. При малом расходе топлива, повышенной рабочей мощности и благоприятных условиях движения, возможно, добиться снижения выбросов опасных веществ в окружающую среду. Так же в отработавших газах присутствуют побочные вещества, которые наносят громадный вред окружающей среде, при попадании в атмосферу. Такие вредные компоненты, как окись азота, угарный газ и углеводород занимают 1-3% от отработавших газов. В тоже время следует наблюдать за совместной концентрацией угарного газа и углеводорода и так же за окисью азота в отношении к показателю избытка воздуха.

Азот, углекислый газ и водяной пар – это основная часть ОГ, которая не ядовита. На азот приходится почти 71% отработанного газа, за счет того,

что он не принимает участия в горении. Но также при малом количестве азота, начинается реакция с кислородом, что приводит к окислам азота. Практически 14% отработавших газов приходится на углекислый газ, который образуется при полном сгорании углерода. В то время как, кислород находящийся в топливе, при сгорании превращается в водяной пар, который в основном конденсируется при остывании.

Не считая основной части ОГ в них так же находятся токсичные компоненты.

Угарный газ, углеводороды и частично окисленные углеводороды образуются в результате неполного сгорания, в то время как окислы азота являются побочной реакцией с воздухом при любом процессе сгорания. Углеводороды состоят из несгоревших частей топлива или из вновь получившихся углеводородов. У низкокипящих алифатических углеводородов не существует запаха. В тоже время запах есть у циклических ароматических углеводородов, таких как:

- бензол;
- толуол;
- полициклические углеводороды.

По мнению экспертов, принято считать, что при долгом воздействии они могут вызвать рак. Также раковые заболевания могут вызвать частично окислившиеся углеводороды, такие как:

- альдегиды;
- кетоны;
- и многие другие.

Следовательно, необходимо улучшить условия для окружающей среды.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе произведена оценка возможности применения системы турбонаддува в двигателях существующих конструкции, на примере ВАЗ-1119. По результатам работ были сделаны следующие основные выводы:

- предложена и спроектирована система турбонаддува
- спроектирован двигатель на базе двигателя ВАЗ 1119 оснащенный системой турбонаддува;
- проведены расчеты, показавшие работоспособность двигателя в целом и систем в частности;
- предложенная система позволяет в среднем на 15-20 % уменьшить удельный эффективный расход топлива;
- проведено технико-экономическое обоснование, показавшее эффективность проекта;
- проведено исследование достигнутого уровня техники.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 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 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.
- 3 Ховах, М. С. Автомобильные двигатели [Текст] / М.С. Ховах; – М., Машиностроение, 1977.
- 4 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев; В 3-х т. Т. 2. – М., Машиностроение, 1978.
- 5 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев; В 3-х т. Т. 1. – М., Машиностроение, 1978.
- 6 Реферативный журнал «Двигатели внутреннего сгорания», 1999 – 2011.
- 7 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.
- 8 Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / К.Г. Попык; 2-е изд., перераб и доп. – М.: Высш. школа, 1970.
- 9 Асмус, Т. У. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями [Текст] / Т. У. Асмус и др.; Под ред. Кострова; - Машиностроение. 1988.
- 10 Сеть Интернет.
- 11 Воинов, А.Н. Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях [Текст]/ А.Н. Воинов; М.: - Машиностроение, 1965

12 А.М. Борисов, К.Е. Кирикова, И.В. Суминов. Измерение спектрального коэффициента отражения МДО-покрытий на алюминиевых сплавах. 15.04.2016. Ссылка на источник: <http://nuclphys.sinp.msu.ru>

13 Расчет режимов совместной работы турбокомпрессора и дизеля для грузового автомобиля полной массой 12 тонн, 2010. Ссылка на источник: <http://otherreferats.allbest.ru>

14 ГОСТ Р 41.49-2003, Правила ЕЭК ООН №49.-Издательство стандартов, 2009. Ссылка на источник: http://snipov.net/c_4702_snip_108114.html

15 Международная студенческая научно-практическая конференция «Современные подходы в решении инженерных задач АПК», март, 2013 (1/11). Ссылка на источник: <http://www.ugsha.ru> .

16 Wentworth J.T. SAE. Combust., Sci. Technol., 4, 970100. – 1970.

17 C. Sogaard, J. Schramm, T.K. Jensen, Reduction of UHC-emissions from natural gas fired SI-engine – production and application of steam reforming natural gas. SAE Technical Paper Series No. 2000-01-2823, 2000

18 J.E. Kirwan, A.A. Quader, M.J. Grieve, Advanced engine management using on-board gasoline partial oxidation reforming for meeting super-ULEV (SULEV) emissions standards. SAE Technical Paper Series No. 1999-01-2927, 1999

19 Johz F. Cassidy. Emissions and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen-gasoline mixture. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1977.

20 Mike Allen. Water-Powered Cars: Hydrogen Electrolyzer Mod Can't Up MPG. Popular Mechanics, August 7, 2008