

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра: Энергетические машины и системы управления^(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Альтернативные источники энергии транспортных средств

(направленность (профиль)/специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)**

на тему: Разработка тормозного стенда для испытаний силовых агрегатов

Студент

В.В. Хабибулин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

Аннотация

Название выпускной квалификационной работы: «Разработка тормозного стенда для испытаний силового агрегата». Данная выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки, введения, списка используемых источников, в том числе источников на иностранном языке, и чертежей на 7 листах формата А1.

В данной выпускной квалификационной работе был проведен анализ существующих силовых агрегатов, подходящих под концепцию Range Extender. Выполнена оптимизация и автоматизация силовой установки для простоты использования её в электротранспорте. Исходя из параметров ДВС была выбрана оптимальная методика испытания двигателя для динамометрического стенда и дальнейшего снятия внешней скоростной характеристики. Далее была выбрана оптимальная конструкция тормозящего устройства. В силу малого объема двигателя и, следовательно, его мощности необходимо спроектировать тормозящее устройство малого размера, чтобы уменьшить погрешность при снятии внешней скоростной характеристики. Проведен анализ известных конструкций гидравлических динамометров для испытаний двигателей внутреннего сгорания. Был проведен тепловой расчет малолитражного одноцилиндрового двигателя с водяным охлаждением, а также были проведены испытания двигателя. На основе полученных расчетов был спроектирован гидравлический тормоз и изготовлена мастер – модель.

Abstract

The title of the final qualification work: «Development of a brake test bench for powertrain testing». The final qualification work consists of an introduction, five chapters, a conclusion, a list of references, including foreign sources, and a graphic part on 7 sheets of A1 format.

In this final qualification work, an analysis of existing power units suitable for the Range Extender concept was carried out. Optimization and automation of the power plant for ease of use in electric transport has been performed. Based on the parameters of the internal combustion engine, the optimal method of testing the engine for the dynamometer stand and further removing the external speed characteristics was chosen. Next, the optimal design of the braking device was chosen. Due to the small volume of the engine and, consequently, its power, it is necessary to design a small braking device in order to reduce the error when removing the external speed characteristic. For the dynamometer stand and further removal of the external speed characteristic. The analysis of known designs of hydraulic dynamometers for testing internal combustion engines is carried out. The thermal calculation of a subcompact single-cylinder engine with water cooling was carried out, and the engine was also tested. Based on the calculations obtained, a hydraulic brake was designed and a master model was made.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Состояние вопроса	7
1.1 Перспективы развития электротранспорта.....	7
1.2 Перспективы развитияExtenderRange для электромобилей.....	10
2 Выбор концепции RangeExtender	Error! Bookmark not defined.
3 Испытание двигателей	Error! Bookmark not defined.
3.1 Испытание двигателей	Error! Bookmark not defined.
3.2 Методы нагрузки двигателей	29
3.3 Анализ тормозных устройств.....	Error! Bookmark not defined.
4Динамометрический стенд	34
4.1 Динамометр.....	34
4.2 Рекуперативное торможение	Error! Bookmark not defined.
4.3Гидравлика.....	37
4.4Типы гидравлических насосов.....	Error! Bookmark not defined.
4.5 Насосы с фиксированным рабочим объемом.....	Error! Bookmark not defined.
4.6Насосы с переменным рабочим объемом	40
4.7Лопастной насос.....	40
4.8Аксиально-поршневой насос	41
4.9 Радиально-поршневой насос	41
4.10Аэрация и кавитация	42
4.11Аэрация.....	42
4.12Кавитация	43
4.13Контроль температуры.....	Error! Bookmark not defined. 3
4.14 Способы охлаждения гидравлического масла.....	44
4.15Контроль загрязнения	45
4.16Виды загрязнений	45
4.17Последствия загрязнений	46
4.18 Контроль загрязнений.....	47

4.19	Фильтры напорной линии.....	47
4.20	Фильтры обратной линии.....	48
4.21	Автономные системы фильтрации.....	48
4.22	Резервуар.....	49
5	Расчетная часть.....	50
5.1	Тепловой расчет силового агрегата.....	50
5.2	Расчет параметров гидротормоза.....	58
	Заключение.....	68
	Список используемых источников.....	Error! Bookmark not defined.

Введение

Уже давно существует проблема выбросов углекислого газа. Из-за большого потока машин большое количество вредных выбросов скапливается в городской черте. В качестве решения этой проблемы власти городов таких как ограничивают въезд автомобилей с двигателем внутреннего сгорания в центр крупных городов. И также поощряют приобретение электромобилей. В России же основным сдерживающим фактором является высокая цена на электротранспорт.

Большая часть себестоимости электромобиля заключается в батареях. Тем самым чтобы уменьшить конечную стоимость продукта необходимо удешевить батарею, а, следовательно, и уменьшить пробег, что накладывает ограничение по расстоянию на его использование. Для решения проблемы высокой цены на электротранспорт была разработана концепция Rangeextender, что подразумевает под собой компактную генераторную установку на борту электротранспорта. Из-за простой схемы установки она может быть широко использована в электротранспорте.

Для точной настройки силового агрегата необходимо его нагрузить с помощью тормозного устройства.

был выбран одноцилиндровый мотор и усовершенствован путем установки инжекторной системы впрыска и электронной системы управления двигателем (ЭСУД). Для дальнейшей настройки и модернизации следует провести испытание двигателя с навесным оборудованием. Так как нагрузочный стенд, рассчитанный на нагрузку автомобильных силовых агрегатов имеет слишком большую погрешность, то для маломощного агрегата необходимо спроектировать новый тормозной стенд, чтобы более точно снять показания и настроить силовой агрегат.

1 Состояние вопроса

1.1 Перспективы развития электротранспорта

Долгосрочные прогноз развития мирового рынка электротранспорта, даже с учетом последствий COVID-19, является положительным [1]. Это объясняется, прежде всего, тем что основные затраты на проектирование, разработку новых перспективных технологий, а также затраты на технологическое обеспечение и запуск производств предприятия уже понесли. Отложенные в краткосрочной перспективе запуск производств некоторых моделей электромобилей, скорее всего, не повлияют на развитие электротранспорта в длительной перспективе. По оценкам специалистов [1,2] к 2025 году продажи электромобилей могут достигнуть величины 10% от мировых продаж легковых автомобилей, к 2030 году – 28 % и к 2040 году – 58%. На рисунке 1.1 представлены краткосрочный до 2023 года и долгосрочный до 2040 года прогнозы по выпуску электромобилей. Из рисунка можно видеть, что начиная с 2017 года лидером по производству электромобилей является Китай. На втором и третьем месте соответственно находится Евросоюз и США.

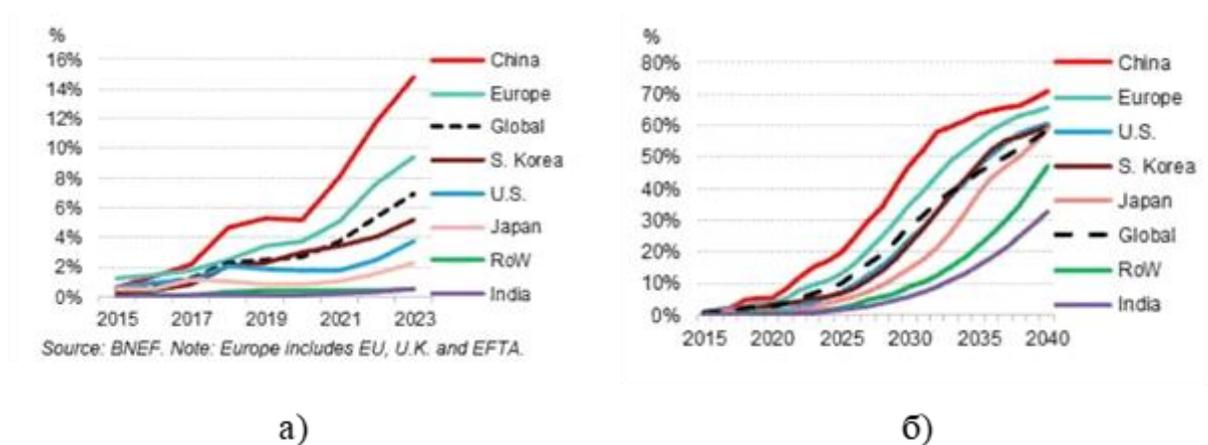


Рисунок 1.1 – Краткосрочный а) и долгосрочный б) прогноз выпуска электромобилей в мире [1]

Стоимость новых электромобилей и автомобилей с классическим двигателем внутреннего сгорания (ДВС) по прогнозам сравниваются к

середине 2020-х годов. Однако, из-за экономических и политических факторов, в различных странах эти сроки варьируются в довольно широком диапазоне, в частности в Японии эти сроки отодвигаются вплоть до 2030 года. Следует отметить, что наибольший прогресс по замещению автомобилей с ДВС наблюдается в сегменте грузовых и легких коммерческих автомобилей.

Рынок Китая и Европы в ближайшие 10 лет составят около 70% всех продаж электромобилей [1]. Интенсивное развитие этого направления в указанных странах обусловлено введением в Китае специальной кредитной программы на приобретаемые электромобили, а в Европе введением жестких мер и правил на ограничение выбросов CO₂ (углекислого газа). Кроме этого, в указанных странах действуют программы по ограничению использования традиционных автомобилей в городской черте. В частности, в Лондоне, Париже, Сеуле и других городах развивается политика Car-free. Программа предполагает различные варианты запрета автомобилей в городской среде [3]. В правилах предусмотрены зоны с низким уровнем выбросов или запретна транспорт оснащенный дизельными и бензиновыми двигателями. Вместо традиционных автомобилей предполагается использование общественного и электротранспорта. В других городах внедрена система ценообразования — с автомобилистов за проезд берут плату в часы пик, в переполненных городских районах или за транспорт, нарушающий нормы по выбросам. Ещё один вариант — ограничение движения автомобилей с определенными знаками: в один день запрещается ездить на машинах с четными номерами, в другой — с нечетными.

Продажи легковых автомобилей с двигателем внутреннего сгорания достигли пика в 2017 году. Сейчас продажи таких автомобилей уменьшается, но общий парк продолжит расти примерно до 2030 года [1].

К 2040 году на дорогах мира будет более 30% электромобилей, причем в Китае и Европе электромобилей будет более 50%.

На рисунке 1.2 представлены прогноз изменения соотношения различных автомобилей в мире (автомобилей с ДВС, автомобилей на топливных элементах и электромобилей).

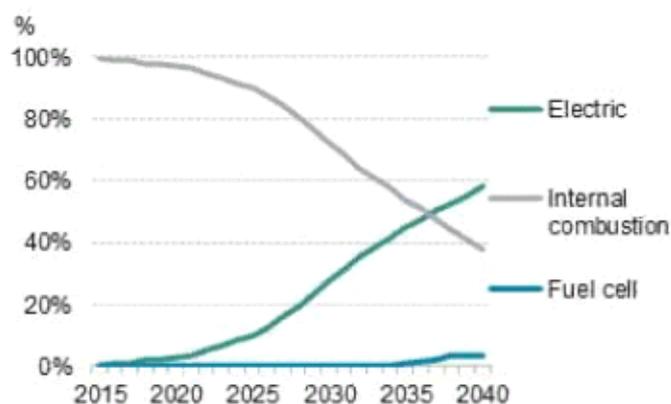


Рисунок 1.2 – Изменения соотношения в мире выпускаемых автомобилей с ДВС, автомобилей на топливных элементах и электромобилей

Таким образом, можно сделать заключение о том, что мировой рынок электромобилей ежегодно увеличивается причем в ближайшие 10 лет объем рынка будет сопоставим с рынком традиционных автомобилей.

Российский рынок электромобилей слабо развит. Согласно данным аналитического агентства «АВТОСТАТ» (см. рисунок 1.3), объем российского рынка электромобилей по итогам 9 месяцев 2019 года в общей сложности составил 2646 единиц. Десятая часть от этого количества пришлась на новые электрокары (261 шт.). Соответственно оставшиеся 90% - это электромобили с пробегом (2 385 шт.).

Сдерживающим фактором продаж в России явилось прежде всего дороговизна электромобилей и ограничения производственных мощностей производителей, поставляющие основной объем в страны Японии, США и Евросоюза. Рынок электромобилей в РФ от общего транспорта на данный момент составляет 0,01%. Тем не менее, рынок растущий и связан также с ограничениями наличия зарядной инфраструктуры (для его развития подписана дорожная карта с ПАО «Россети») и регуляторных факторов.



Рисунок 1.3 – Продажи электромобилей в РФ[4]

По прогнозам экспертов, также при снижении стоимости и увеличении хода электротранспорта на одной зарядке батареи ожидается рост продаж электротранспорта. При продаже электромобилей в ценовой категории менее 1 млн. руб. и пробегом более 500 км на одном заряде батареи эксперты предсказывают существенный рост продаж до 10% рынка, что соответствует текущей тенденции сегмента рынка электромобилей в ЕС. По данным экспертов при выполнении условий, описанных выше, рост сегмента возможен до 30- 60 тыс. электромобилей в год.

1.2 Перспективы развития ExtenderRange (удлинителей пробега) для электромобилей

Для массового развития производства электромобилей главным ограничением являются батареи, которые, в техническом плане, определяют значительно меньший пробег транспортного средства на одной зарядке по сравнению с традиционным автомобилем, который дополнительно снижается, ввиду падения емкости на 30-40% в условиях низких температур, требуют продолжительное время для их зарядки; в экономическом плане,

имеют высокую стоимость; с увеличением массы батарей происходит снижение общей эффективности транспортного средства.

Немаловажными ограничительными факторами также являются уровень развития инфраструктуры зарядных станций и ограниченность производства и доступности на планете драгоценных материалов, используемых при их производстве, в частности, кобальта и лития.

Стоимость батарей, по заявлениям автопроизводителей, может быть снижена в 1,5-2 раза к 2025 году с развитием объема их производства, а прогнозируемая себестоимость приблизится к 87 долл. США/кВтч [5].

Однако, повышение удельной емкости батарей остается пока нерешенным вопросом, требующего продолжительных временных рамок на проводимые исследования. На сегодняшний день будущее аккумуляторных батарей для гибридного и электротранспорта связывается в основном с литий-ионной технологией, которая бурно развивается в последние два десятилетия. Технология литий-ионного аккумулятора потенциально имеет возможность достижения удельной запасаемой энергии в 387-430 Вт·ч/кг [6,7]. Коммерчески производимые элементы достигают уровня в 200-250 Вт·ч/кг, перспективные к коммерциализации в 300-350 Вт·ч/кг.

Огромный интерес для производителей представляют исследования в области технологии литий-воздушных LiAir (Li_2O_2) и литий-серных Li-S аккумуляторов, практически возможный к настоящему времени уровень удельной запасаемой энергии, которых составляет 800 Вт·ч/кг (при теоретически возможной - 3463 Вт·ч/кг) и 600 Вт·ч/кг, соответственно.

Использование электролита в твердом состоянии, возможно, позволит в разработках преодолеть проблемы с перезарядкой менее дорогих материалов, таких как цинк, алюминий и сера. Это приведет к переходу на другую технологию аккумуляторных батарей и снизит их конечную стоимость, например, для цинко-воздушных до 30-40 долл. США/кВтч. [5].

Среднее ежедневное расстояние вождения в европейских странах составляет от 25 миль (Великобритания) до 50 миль (Польша) [8]. Кроме

того, только 19% автомобилей часто используются для поездок на дальние расстояния, но до 81% автомобилей используются для поездок на дальние расстояния. Это означает, что большинство автомобилей будут ездить на дальние расстояния, но нечасто [9]. Это подтверждается текущим трафиком, когда более 60% людей предпочитают путешествовать на автотранспорте на дальние расстояния (более 350 км). Социальный опрос также показывает, что только 35% семей имеют более одной машины, чтобы удовлетворить потребности всех диапазонов их поездок [10]. Противоречие между спросом на поездки и ежедневным использованием транспортного средства не может быть разрешено с помощью одного и того же современного электромобиля BEV, как минимум до 2030 года. Дополнительно следует отметить, что строительство зарядной инфраструктуры будет долгосрочным проектом, для реализации которого потребуются десятилетия, чтобы достичь нынешнего уровня бензиновой инфраструктуры.

Рассматриваемую задачу по увеличению пробега транспортного средства для нечастых длинных или продолжительных поездок, можно решить только имея дополнительный источник энергии на борту электромобиля – расширитель пробега (ExtenderRangeElectricVehicle, EREV). RangeExtender (дословно – «удлинитель пробега»), представляющий собой компактную генераторную установку, его установка на электромобиль превращает тем самым его в упрощенный вариант гибридного транспортного средства с энергоустановкой последовательной схемы.

В концепции использования RangeExtender на электрифицированном транспорте можно выделить следующие основные направления исследовательской деятельности в настоящее время:

- применение бортовых электрогенерирующих установок на базе топливных элементов.
- применение бортовых электрогенерирующих установок на базе двигателей внутреннего сгорания;

– применение бортовых электрогенерирующих установок на базе двигателей с внешним подводом теплоты;

Топливные элементы имеют больший КПД, чем двигатели внутреннего сгорания, более низкий уровень шума, они могут быть базой для создания энергоустановок с нулевым или близким к нулевому уровнями выбросам вредных веществ, которые могут работать на возобновляемых топливах. Следует учесть, что топливные элементы можно эффективно использовать в гибридных силовых установках в комбинации с аккумуляторными батареями, конденсаторными или другими накопителями, что дает возможность использовать топливные элементы с меньшей мощностью, но с большим КПД.

В 2018 году в мире насчитывалось 11,2 тыс. легковых автомобилей на топливных элементах, 55% и 26% из которых приходилось, соответственно, на США и Японию.

В 2019 году на совещании в Токио министрами по водородной энергетике была поставлена цель - 10 миллионов автомобилей на топливных элементах, 10 тысяч заправочных станций в течение 10 лет до 2030 года - цель «10-10-10». Данные объемы продаж FCEV будут соответствовать примерно 3% мировых продаж автомобилей в 2030 году, а также почти 36% в 2050 году.

Установлено, что для хранения энергии дешевле использовать технологию топливного элемента, чем аккумуляторную батарею, но для подачи электроэнергии дешевле использование уже аккумуляторной батареи. Совместное использование позволяет компенсировать некоторые недостатки, среди которых длительность заправки, запас хода (существующие решения позволили обеспечить запас хода – 400-600 км, компания Toyota нацелена на обеспечение пробега в 620 миль) и др.

Среди конкурирующих технологий получения электроэнергии с помощью топливных элементов технология с протонообменной мембраной имеет наилучшие характеристики для дорожных транспортных средств.

Топливные элементы с протонообменной мембраной (PEMFC) обладают высокой общей эффективностью, быстрым запуском, работают при низких температурах, нулевым выбросом регламентированных веществ, длительным сроком службы, простой конструкцией, небольшим объемом, наименьшим весом и устойчивы к коррозии [11, 12]. Однако стоимость протонообменной мембраны и платинового катализатора непомерно высока. По оценкам Департамента энергетики США коммерческая стоимость топливных элементов выпускаемых автомобилей на топливных элементах в настоящее время составляет 165 долл. США/кВт. Увеличение производства топливных элементов до 500 тыс. единиц в год может снизить их стоимость до 45 долл. США/кВт. Удельный показатели по мощности существующих конструкций составляет – 2,0-3,0 кВт/кг и до 3,5 кВт/л.

Фундаментальной проблемой в топливно-элементной технологии является получение и хранение топлива. Выбор способа хранения на борту водорода теснейшим образом связан с инфраструктурой получения и распределения топлива. Водород в существующих конструкциях автомобилей на топливных элементах (FCEV) хранится на борту в сжатом виде в баллонах под давлением 35-70 МПа или в криогенном сжатом состоянии при 35 МПа (BMW Group). По оценкам того же Департамента энергетики США коммерческая стоимость системы бортового хранения водорода при давлении 70 МПа в настоящее время составляет 21 долл. США/кВт, 52% стоимости которой определяется карбоновой нитью. Увеличение производства систем хранения до 500 тыс. единиц в год может снизить их стоимость до 15 долл. США/кВт. Удельный показатели по запасаемой энергии существующих коммерческих конструкций баллонов III-IV поколений (35-70 МПа) составляет – 1200-1800 Вт*ч/кг и 500-770 Вт*ч/л, для систем хранения жидкого водорода - 2000 Вт*ч/кг и 1200 Вт*ч/л [13].

Сегодня автомобили на топливных элементах стоят примерно на 70% дороже, чем BEV в сегменте больших легковых автомобилей с тем же

запасом хода. Таким образом, снижение стоимости самого автомобиля является ключом к обеспечению ценовой конкурентоспособности.

Более серьезной проблемой для автомобилей на топливных элементах, по сравнению с BEV, является отсутствие водородных заправочных станций и высокая стоимость заправки водородом, которая в настоящее время составляет в США от 13 до 16 долл./кг H_2 . Создание водородных инфраструктур требует огромных капитальных вложений.

С учетом рассмотренного, общая стоимость владения автомобилем на топливных элементах в сегменте городских легковых транспортных средств (A/B) примерно на 200% дороже, чем BEV автомобилем с тем же запасом хода, и может сравниться не ранее 2040 года [14].

Развитие FCEV требует значительного увеличения водородной инфраструктуры (заправки, производство и т.п.) и снижения стоимости транспортных средств за счет массового развития водородных технологий и может рассматриваться к коммерческому применению не ранее 2040 года.

По сей день двигатель внутреннего сгорания (ДВС) остается основным источником энергии в автомобиле, преобразуя химическую энергию сгорания топлива в механическую работу, популярность которого объясняется высокими энергетическими, экологическими и экономическими характеристиками, высокими ресурсными показателями и отлаженной технологией изготовления. Кроме того, ДВС обладает высокой устойчивостью работы в переходных режимах и в режимах со снятием частичной мощности, однако при малых нагрузках эффективность его использования снижается. В составе гибридных силовых установок ДВС работает, как правило, на оптимальных режимах, обеспечивающих минимальный расход топлива.

В качестве EREV автомобильная промышленность в настоящее время в преобладающих случаях рассматривает поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС). В то же самое время в 2022 году в качестве EREV компания Mazda планирует применить для серийного кроссовера роторно-

поршневой двигатель внутреннего сгорания, который обладает лучшими удельными характеристиками по массе, чем ПДВС.

В большинстве случаев для энергоустановок EREV используются бензиновые двигатели по причине большого опыта в их производстве, высоких оборотов, высокой мощности, отработанной системы нейтрализации отработавших газов и малого веса. Дизельные двигатели существенно тяжелее, дороже в производстве благодаря высокой стоимости системы топливоподачи и нейтрализации, а также высокой металлоемкости. Самое главное, что установки данного типа предназначены для резервного энергоснабжения электромобилей, а не в качестве первичных источников энергии, поэтому экономия топлива и экология отходят на второй план, уступая массогабаритным показателям, т.е. компактности установки и ее массе, ведь установка постоянно находится на борту и на ее перевозку тратится электрическая энергия.

Технология производства бензиновых ПДВС является самой массовой в мире, тем самым обеспечивая низкую стоимость производства двигателей, поэтому использование поршневого ДВС в качестве EREV будет наиболее приемлемым решением, исходя из сегодняшнего уровня развития техники и технологий в России.

Учитывая результаты прогнозных исследований, изложенные выше, тематика ExtenderRangeElectricVehicle на базе ПДВС является весьма актуальной сегодня, т.к. подобные генерирующие системы могут выступать в качестве основы бортовых энергоустановок не только электромобилей, но и гибридных транспортных средств, в том числе использующих технологию внешней подзарядки со всеми ее возможностями интеграции в состав централизованных или локальных электрических сетей.

В результате анализа рынка электромобилей было выявлено, что оптимальным решением задачи уменьшить стоимость электромобиля и, следовательно, сделать его доступнее – это использование концепции

RangeExtender.

2 Выбор концепции Range Extender

Практически все крупные европейские автопроизводители анонсировали отказ в ближайшее время от применения ДВС и переход на электродвигатели с применением тяговых батарей [2]. Российские автопроизводители (ВАЗ, КАМАЗ, ГАЗ) уже имеют в своей линейке электрические версии своих продуктов. Кроме уже устоявшихся автоконцернов многие стартапы пытаются создать свои конкурентные продукты (ZETTA, CML и др.), направленные на поддержание устойчивой мобильности при введении жестких законодательных мер, направленных на снижение токсичности и выбросов CO₂.

Однако для полного перехода на электротягу существует ряд серьезных препятствий, особенно на территории РФ. Основными негативными факторами являются:

- уровень развития инфраструктуры электростанций;
- климатические условия (достаточно длительный период времени с постоянными низкими температурами);
- большие расстояния между населенными пунктами.

Решением данных проблем может стать применение совместно с электродвигателем традиционного ДВС. При этом автопроизводители уже используют два варианта использования:

- ДВС как полноценный силовой агрегат, работающий в паре с электродвигателем попеременно, в зависимости от выбранного режима;
- ДВС используется как зарядное устройство для подзарядки тяговых батарей.

Первый вариант – ДВС, работающий в паре с электродвигателем – уже достаточно давно присутствует на рынке: Toyota (модели Prius и RAV4), Hyundai (модель Ioniq), Mitsubishi (модель Outlander PHEV), Lexus (модель RX450h) и некоторые другие, также о перспективных проектах в ближайшем будущем заявили компании Ford (модель Transit), Mercedes-Benz (модель eSprinter), УАЗ (Профи-гибрид).

Одна из концепций такого гибридного автомобиля представлена на рисунках 2.1 и 2.2.

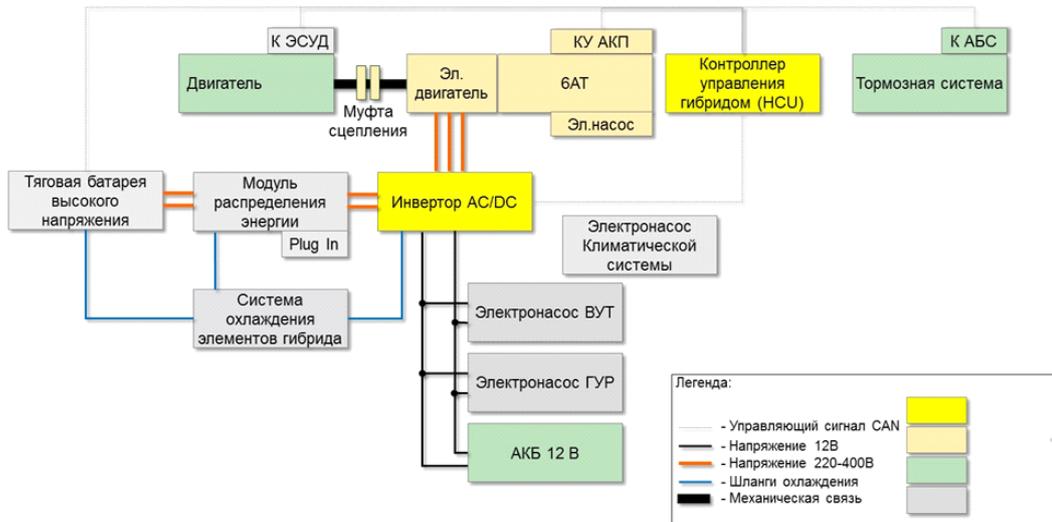


Рисунок 2.1 – Концепция гибридного автомобиля. Принципиальная схема основных компонентов ГСУ [16]

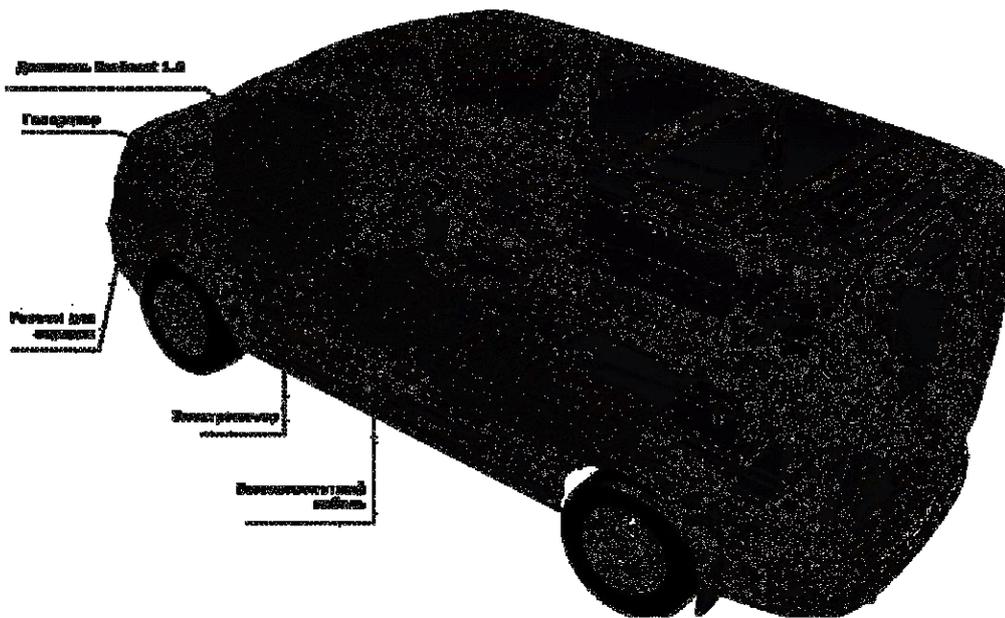


Рисунок 2.2 – Перспективная схема компоновки Ford Transit [15, 16]

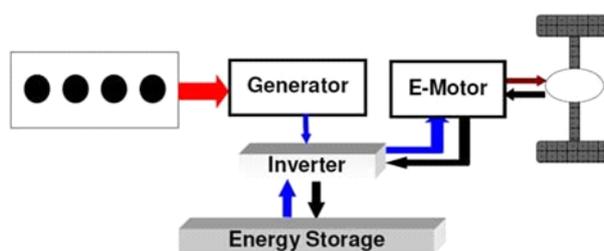
Такая конструкция позволяет эксплуатировать транспортное средство в любых климатических и экологических зонах, снизить расход топлива и выбросы CO₂, увеличить пробег. Но имеет и серьезные недостатки:

- увеличение массы автомобиля;
- снижение грузоподъемности, что достаточно критично для коммерческого транспорта;

- увеличение стоимости эксплуатации;
- увеличение стоимости продукта.

Второй вариант – применение ДВС как зарядного устройства для батарей – позволит решить данные проблемы, либо значительно снизить негативный эффект, сохранив положительные факторы.

Удлинитель пробега RangeExtender представляющий собой компактную генераторную установку. Установка RangeExtender на электромобиль превращает его в упрощенный вариант гибридного транспортного средства с энергоустановкой последовательной схемы. Принципиальная схема представлена на рисунке 2.3



Range-Extended Electric Vehicle

Рисунок 2.3 – Принципиальная схема RangeExtender

Сегодня существует несколько подходов при реализации концепции применения удлинителя пробега электромобиля RangeExtender. Первый подход: полученная энергия используется для подзарядки аккумуляторов транспортного средства. Другой подход - использование полученной энергии непосредственно для питания тягового электродвигателя транспортного средства. Указанные подходы имеют свои преимущества и недостатки. В частности, второй подход предполагает наличие на транспортном средстве ДВС значительной мощности.

Таблица 2.1 - прототипы электромобилей, использующих RangeExtender [2].

 <p style="text-align: center;">Hummer H3</p>	<p>Мощность электропривода: 200 кВт Емкость аккумуляторных батарей: 41 кВт ч Пробег автомобиля на аккумуляторных батареях: 40 миль (64 км) Мощность удлинителя пробега (RangeExtender): 100 кВт Общий пробег автомобиля с использованием удлинителя пробега (RangeExtender): 300 миль (480 км)</p>
 <p style="text-align: center;">Fiat 500</p>	<p>Мощность электропривода: 75 кВт Емкость аккумуляторных батарей: 12 кВт ч Пробег автомобиля на аккумуляторных батареях: 60 миль (96 км) Мощность удлинителя пробега (RangeExtender): 20 кВт Общий пробег автомобиля с использованием удлинителя пробега (RangeExtender): 200 миль (320 км)</p>
 <p style="text-align: center;">DodgeCaliber</p>	<p>Мощность электропривода: 125 кВт Емкость аккумуляторных батарей: 21 кВт ч Пробег автомобиля на аккумуляторных батареях: 40 миль (64 км) Мощность удлинителя пробега (RangeExtender): 75 кВт Общий пробег автомобиля с использованием удлинителя пробега (RangeExtender): 300 миль (480 км)</p>

В случае применения ДВС в качестве зарядного устройства от самого двигателя не требуются мощностные показатели. Возможно применение относительно маломощного и малообъемного двигателя, что положительно скажется на весовых показателях и возможностях компоновки в автомобиле. Режим работы двигателя в данном случае только один, без выхода на пиковые нагрузки. Это позволит применить оптимальные настройки и исключить из конструкции достаточно дорогостоящие элементы систем управления двигателем, гашения вибраций и детонаций, систем впуска и выпуска. Данная система может быть модульно установлена с небольшими доработками в практически любой электромобиль как дооборудование (опция).

В таблице 2.1 представлены прототипы электромобилей, использующих RangeExtender.

Ряд автоконцернов – в основном Европейские – BMW, AUDI - уже разрабатывают комплектации автомобилей с удлинителем пробега (RangeExtender) в заводской комплектации (рисунок 2.4, 2.5).

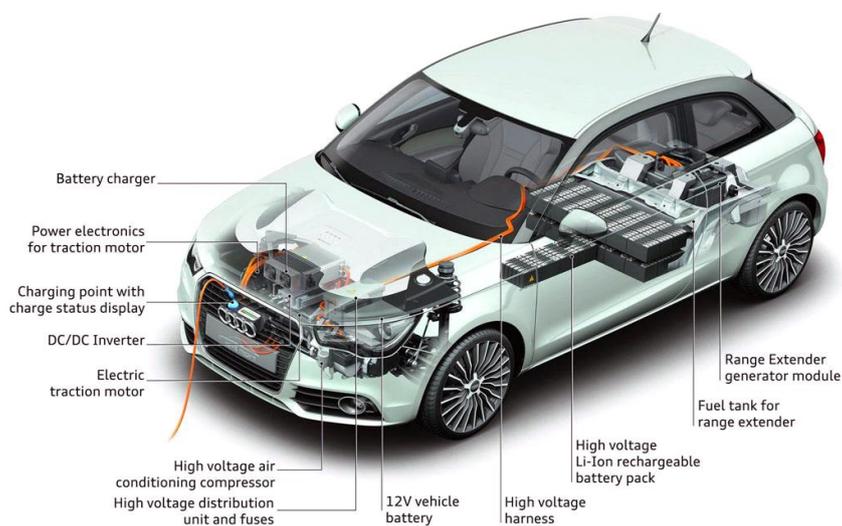


Рисунок 2.4 - Схема компоновки автомобиля AUDI A1 e- tron



Рисунок 2.5 - Схема компоновки автомобиля BMW i3

Таблица 2.2 – Характеристики выпускаемых серийно автомобилей [17,18]

AUDIA1 e-tron	Мощность электропривода: 85 кВт Емкость аккумуляторных батарей: 13,3 кВт ч Пробег автомобиля на аккумуляторных батареях: 50 км Мощность удлинителя пробега (RangeExtender): 25 кВт Общий пробег автомобиля с использованием удлинителя пробега (RangeExtender): 250 км
BMW i3	Мощность электропривода: 125 кВт Емкость аккумуляторных батарей: 22 кВт ч Пробег автомобиля на аккумуляторных батареях: 160 км Мощность удлинителя пробега (RangeExtender): 25 кВт Общий пробег автомобиля с использованием удлинителя пробега (RangeExtender): 300 км

Особенностью рассмотренных выше электромобилей является относительно большая энерговооруженность, что определяет значительную стоимость таких автомобилей.

Компания MAHLE начиная с 2010 года ведет разработки в направлении создания RangeExtender и оптимизации его работы в составе электромобиля [19, 20, 21, 22]. Концепция применения RangeExtender предложенная компанией представлена на рисунке 2.5.

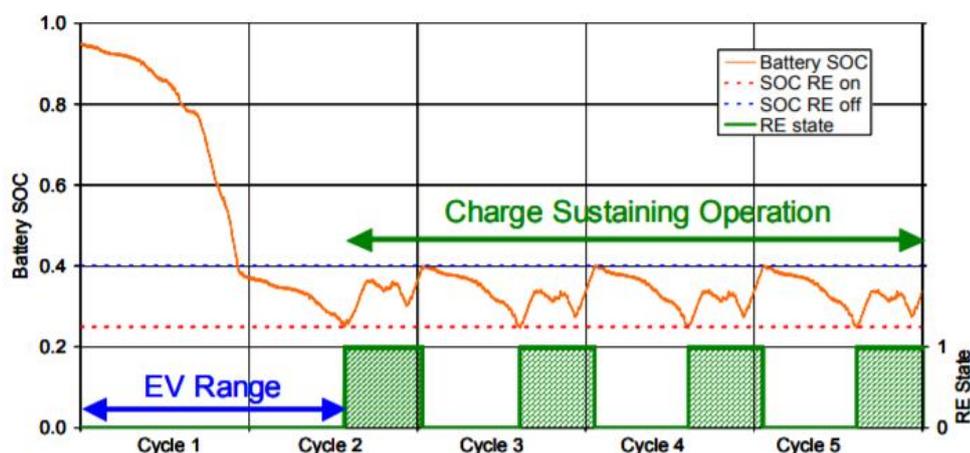


Рисунок 2.5 – Предложенная концепция компанией MAHLE [22]

При формировании концепции учитывались необходимая мощность для движения автомобиля с заданной скоростью (см рисунок 2.6). При этом принятыми параметрами было:

- масса транспортного средства - 1500 кг;
- максимальная скорость транспортного средства - 120 -160 км/ч
- пробег на аккумуляторных батареях - не менее 65 км;
- мощность электрического привода - не более 100 кВт
- емкость аккумуляторных батарей - 15,2 кВт ч.

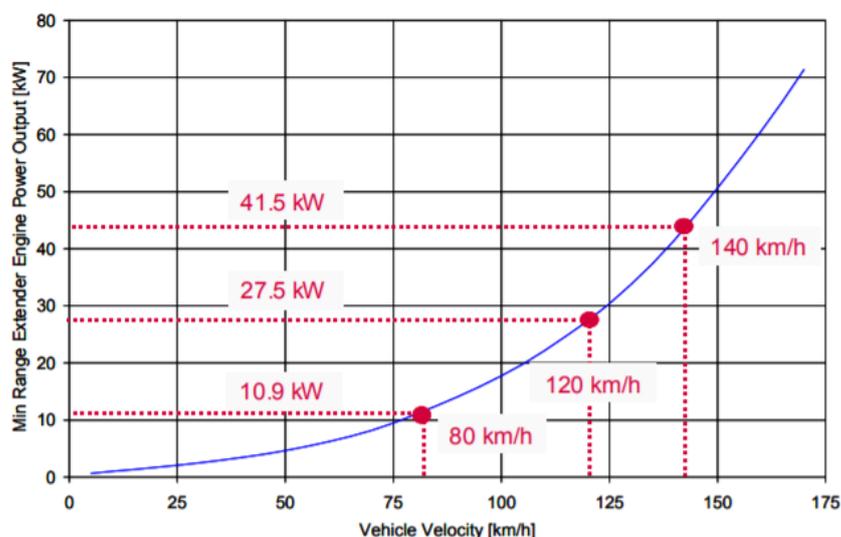
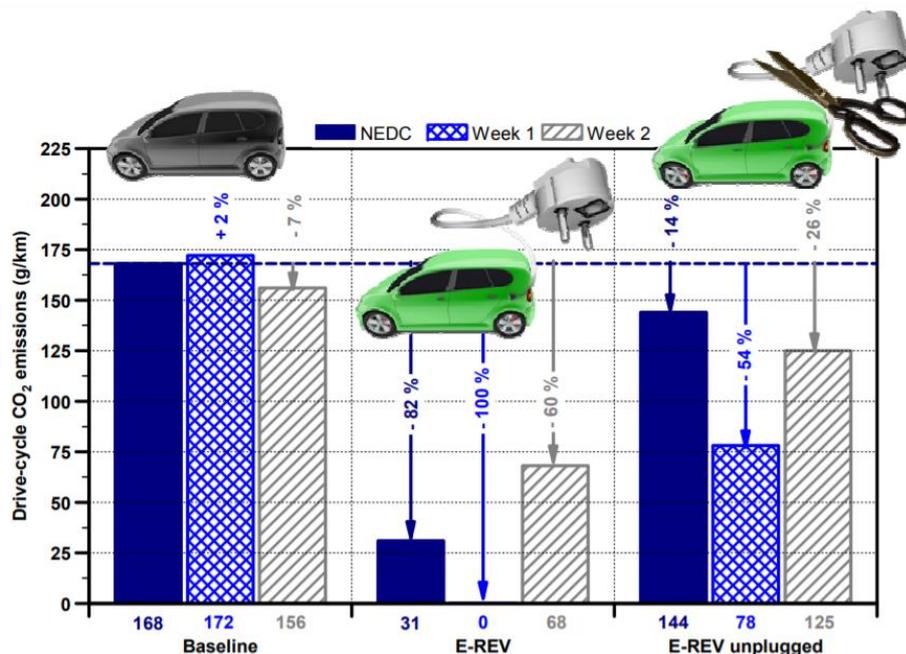


Рисунок 2.6 – Зависимость требуемой минимальной мощности Range Extender при движении с заданной скоростью [22].

По результатам проведенных исследований были получены следующие данные по снижению выбросов CO₂ (см. рисунок 2.7). На рисунке приняты следующие обозначения:

- NEDC (NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE) - данный ездовой цикл применяться с 1-го января 2000 года, описывает движение в городе и на трассе. В целом цикл NEDC рассчитан на прохождение дистанции в 11 км за время около 20 минут. Средняя скорость измерительного цикла составляет 33,6 км/ч; на протяжении всего цикла выполняется 12 остановок и разгонов;
- Week1 – это типовой цикл, имитирующий движение автомобиля в городе и пригороде, с двумя относительно короткими поездками в день (см. рисунок 2.8).

- Week2 – аналогичный цикл Week1, отличающейся большей длиной поездки и количеством поездок в день.



Baseline – автомобиль с бензиновым двигателем;
 E-REV – электромобиль с удлинителем пробега и возможностью зарядки аккумуляторных батарей от сети;
 E-REV unplugged - электромобиль с удлинителем пробега и без возможности зарядки аккумуляторных батарей от сети.

Рисунок 2.7 – Зависимость снижения выбросов CO₂ при различных условиях движения автомобиля [22].

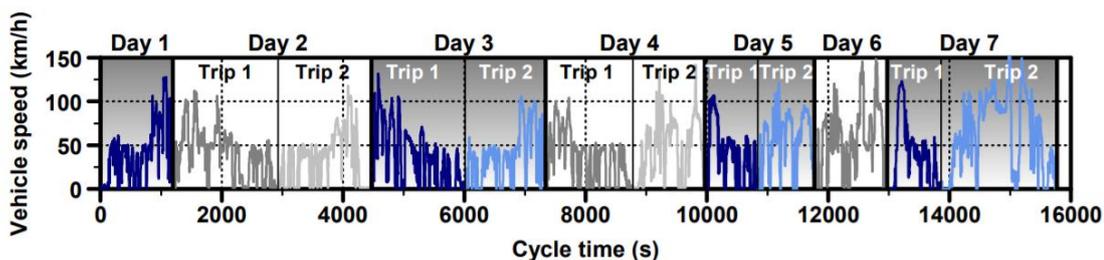
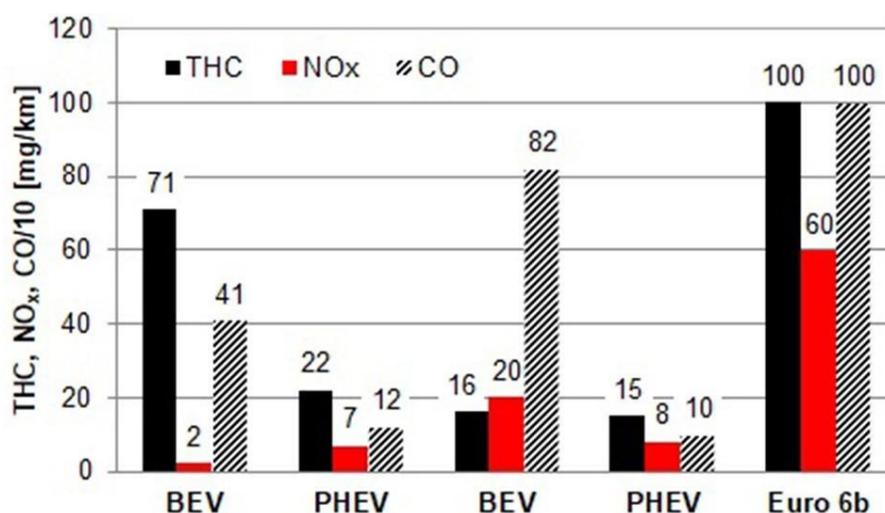


Рисунок 2.8 - Типовой цикл, имитирующий движение автомобиля в городе и пригороде, с двумя относительно короткими поездками в день

Однако, проведенные дополнительно исследования по оценке токсичности электромобиля (BEV, BatteryElectricVehicle) с удлинителем пробега и гибридным автомобилем (PHEV, Plug-inHybridElectricVehicle) группой ученых из Познаньского технологического университета

(PoznanUniversityofTechnology, Poland) пришли к несколько иным выводам [23].

Испытания по определению выбросов токсичных компонентов на автомобилях PHEV (Plug-inHybridElectricVehicle) и BEV (BatteryElectricVehicle), в которых двигатель внутреннего сгорания использовался в качестве расширителя пробега показали, что при движении автомобиля по циклу RDE (RealDrivingEmissions) автомобили выполнили требования правил ЕВРО 6b (см. рисунок 2.9). Автомобили PHEV в ходе испытаний показали себя, как более экологичный транспорт.



BEV (Battery Electric Vehicle) с расширителем пробега Range Extender
PHEV (Plug-in Hybrid Electric Vehicle)

Рисунок 2.9 - Сравнение выбросов токсичных компонентов [23]

Определенный интерес представляет доклад, представленный на конференции «Electromobility+» по теме «ElectricVehiclewithRangeExtenderas a SustainableTechnology» (Электрический транспорт с удлинителем пробега как жизнеспособная технология).



Рисунок 2.10 – Минимальный и максимальный годовой пробег автомобиля (Франция).



Рисунок 2.11 – Минимальный и максимальный годовой пробег автомобиля (Германия).

Основная цель доклада: оценка перспектив электромобилей с удлинителем пробега. В докладе рассматривались следующие вопросы:

- оптимизация соотношения размер/стоимость аккумуляторов;
- гарантированный пробег автомобиля.

На рисунках 2.10 – 2.13 представлены некоторые основные графики, представленные в докладе. В частности, на рисунке 2.10 2.11 представлены статистические данные по годовому пробегу автомобилей в таких странах как Германия и Франция.

Из рисунков 2.10 и 2.11 можно видеть, что максимальный ежедневный пробег электромобиля не превышает 300 км.

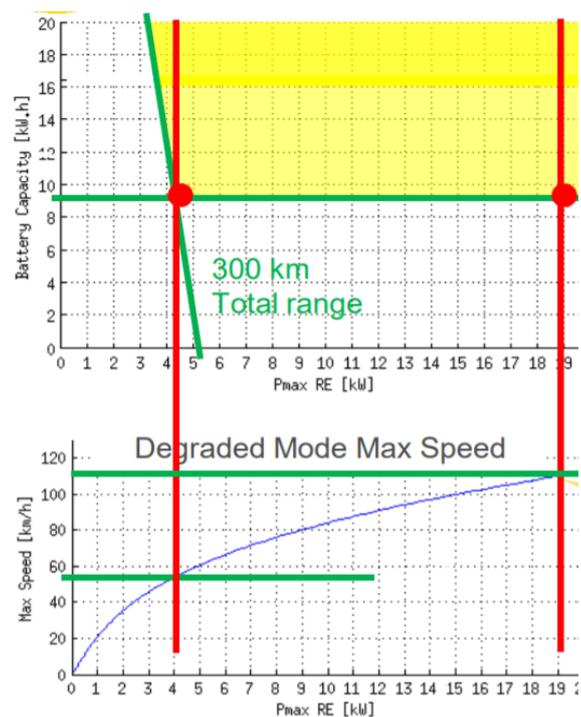
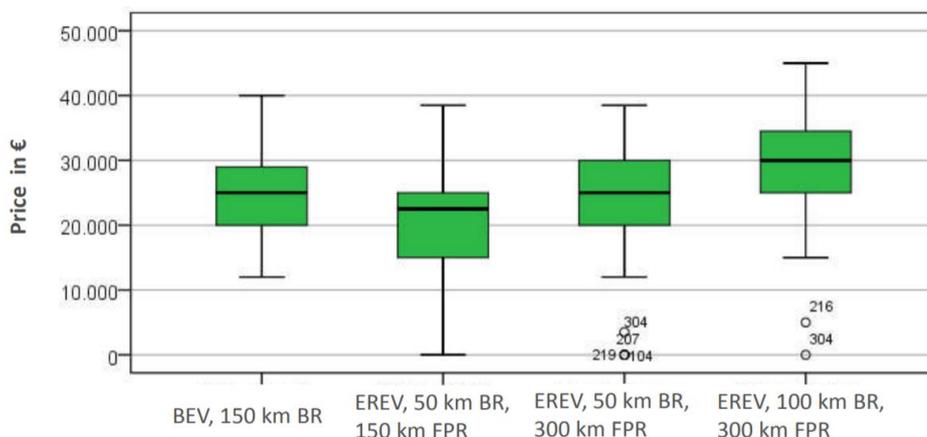


Рисунок 2.12 – Зависимость необходимой мощности RE от скорости движения и емкости аккумуляторных батарей (условие пробега электромобиля составляет 300 км)

На рисунке 2.13 представлено оценка стоимости электромобилей выполненных по различным схемам.



BEV – электромобиль без RE; EREV – электромобиль с RE;
FPR – общий пробег автомобиля; BR – пробег автомобиля на одном заряде аккумуляторов

Рисунок 2.13 - Оценка стоимости электромобилей [24]

Из представленного рисунка видно, что с точки зрения стоимости автомобиля с сохранением пробега 300 км является автомобиль:

- запас хода на аккумуляторных батареях – 50 км;
- RE обеспечивает дополнительный пробег электромобиля 100 км. (при мощности RE – 4-5 кВт) или 250 км. (при мощности RE -19 – 20 кВт).

Small Class	Reference BEV 	Cluster 2 ICE Cost Based 	Cluster 2 ICE Cost Based 
Battery Size (kW.h)	16	9	9
RE Size (kW)	-	5	5
Weight	1200	1159	1159
Yearly elec. Consumption (kW.h/y)	 771 / 904	628	767
Yearly gasoline Consumption (L/y)	-	52	49
12 years Total Cost (€)	 30820 / 32210	27070	28280
Purchase	29600	25150	25150
Energy during 12y	1200 / 2600	1920	3130

Рисунок 2.14 - Сравнение стоимости владения автомобиля, оснащенного RE [24]

Для иллюстрации на рисунке 2.14 представлено сравнение стоимости владения автомобиля, оснащенного RE по характеристика схожими с электромобилем типа ZETTA CityModule.

Таким образом, на основании рассмотренных выше материалов предлагается концепция удлинителя пробега (RE) основные параметры которой представлены в таблице 2.3

Таблица 2.3 – Параметры удлинителя пробега (RE)

	L7-024D/ L7-024D (RE)	L7-024/ L7-024 (RE)	L7-0241/ L7-0241 (RE)
Привод автомобиля	Передний	Передний	AWD 4x4
Мощность электрического привода, кВт	15	15	15
Емкость батарей, кВт ч	10/5	10/5	20/10
Мощность RE, кВт	3-5	5-7	5-7
Сухой вес RE, кг	-/70	-/100	-/100
Пробег, км	250	350	450

В результате анализа был выбран одноцилиндровый 4х тактный двигатель с водяным охлаждением, и с рабочим объемом 600 см³.

3. Испытание двигателей

3.1 Испытание двигателей

Испытание двигателей составляет заключительный и основной этап в создании и совершенствовании двигателей внутреннего сгорания. Для точной настройки силового агрегата rangeextender в виду его малого рабочего объема и крутящего момента необходимо рассчитать и спроектировать тормозное устройство под заданные характеристики двигателя.

3.2 Методы нагрузки двигателей

Проектирование двигателя начинают с определения основных его размеров: диаметра цилиндра и хода поршня. На последующем этапе проводят тепловой и динамические расчеты.

«Действительные нагрузки на двигатель определяются в результате реальных испытаний двигателя со всем навесным оборудованием, его механизмов, систем и отдельных частей. Для того, чтобы с большой точностью определить мощность, экономичность, токсичность и другие оценочные показатели двигателя, двс испытывают в стендовых и эксплуатационных условиях. В зависимости от назначения различают испытания: исследовательские; доводочные; приемочные (государственные); контрольные; приемо-сдаточные и эксплуатационные. Сообразно с характером испытаний их разделяют на две большие группы: научно-исследовательские и типовые, причем к типовым относят испытания, регламентируемые ГОСТами на испытания двигателей.

Исследовательские испытания проводят с целью совершенствования существующих двигателей, перехода на иную компоновку или тип двигателя, при разработке принципиально новых силовых агрегатов, отдельных систем, узлов и деталей, а также в случае апробирования новых конструкционных материалов, износостойких покрытий, при измерении условий работы двигателя, его форсировке, переводе на другие виды топлив, смазок и т.д. Чтобы подчеркнуть целевое назначение, иногда выделяют испытания

износные, пусковые, регулировочные, на токсичность и дымность, на безотказность или надежность и т.д.» [32]

«Исследовательские испытания проводят как в стендовых, так и в ходовых условиях в полном соответствии с детально разработанной методикой, согласованной и утвержденной в рамках установленных ведомственных правил. В методике четко формулируются цели и задачи исследования, фиксируются исходные параметры испытуемого объекта, обосновывается выбор испытательной установки и необходимой аппаратуры. Результаты таких испытаний используют для уточнения методов расчета элементов, механизмов и систем двигателя или выбора для них оптимальных конструкции.

Доводочные испытания проходят все вновь создаваемые или модернизируемые двигатели, отдельные их механизмы и системы. Цель испытаний состоит в проверке соответствия выбранных размеров двигателя и основных его оценочных параметров расчетными, выявления истинного взаимовлияния отдельных систем на развернутом двигателе, доводке двигателя в целом и всех его систем до уровня требований, установленных техническими заданием на проектирование. Доводочные испытания отдельных систем часто носят характер исследовательских испытаний.

Приемочные испытания двигателей новых и модернизированных конструкций проводят согласно ГОСТ 14846-69 после завершения всех доводочных работ, включая регулировочные испытания. При приемочных испытаниях снимают характеристики с целью определения: мощностных и экономических показателей, минимальных чисел оборотов вала под нагрузкой и на холостом ходу, расхода топлива на холостом ходу, механического к.п.д. и равномерности работы цилиндров.» [32]

Испытания на надежность (безотказность) регламентируются ГОСТами и состоят из последовательно повторяющихся циклов – трехчасовых для автомобильных и четырехчасовых для тракторных двигателей.

«По данным испытаний на определение мощностных и экономических показателей и результатам микрометража, проводимого перед началом и по окончании испытаний на надежность, определяют износ основных деталей и выявляют стабильность параметров двигателя.

Контрольные испытания серийных двигателей, согласно ГОСТам, проводят в комплексе с генератором, воздухоочистителем и другими агрегатами, необходимыми для работы их в условиях эксплуатации, но без вентилятора, глушителя шума выпуска и оборудования, предназначенного для обслуживания шасси. Различают два вида контрольных испытаний: кратковременные контрольные испытания и длительные контрольные испытания.

Кратковременные контрольные испытания проводят с целью проверки соответствия технико-экономических показателей их утвержденным техническим условиям. При испытании определяют мощностные и экономические показатели путем снятия скоростных и нагрузочных характеристик для автомобильных бензиновых двигателей и регуляторной характеристики для тракторных двигателей и автомобильных дизелей. Определяют степень неравномерности регулятора, равномерность работы цилиндров, механический к.п.д., расход топлива на минимальном числе оборотов холостого хода и угар масла.

Длительные контрольные испытания серийных двигателей проводят с целью проверки качества изготовления двигателей и одновременно установления соответствия их показателей техническим условиям. Кроме выполнения программы кратковременных испытаний или длительных контрольных испытаний определяют устойчивость работы двигателя, его пусковые качества, токсичность, надежность с обязательной разборкой двигателя для повторного микрометража основных деталей по ГОСТу.» [32]

«Перед повторным определением мощностных и экономических показателей допускается удаление нагара с поверхностей камеры сгорания, прочистка сопловых отверстий форсунок (в дизелях) и притирка клапанов.

Приемо-сдаточные испытания проходят все серийные двигатели, выходящие с завода. Испытания проводят на испытательной станции моторного цеха, куда двигатели поступают непосредственно со сборки. Двигатели устанавливают на стенды, подключают к общим коммуникациям станции и обкатывают по установленной программе. Если в процессе обкатки и последующей контрольной проверки обнаруживают неполадки, то его направляют на устранение дефектов, а за тем повторно испытывают.

Эксплуатационные испытания двигатели проводят специализированные научно-исследовательские организации и соответствующие лаборатории заводов-изготовителей с целью определения износа деталей двигателя и выявления его долговечности в различных климатических и дорожных условиях, а также уточнения эксплуатационных регулировок и норм расхода горюче-смазочных материалов.» [32]

3.3 Анализ тормозных устройств

Тормозные устройства классифицируются как шасси или моторные стенды, которые в дальнейшем могут описываться либо как инерционный, либо как тип нагрузки. Наиболее точными вариантами являются динамометры нагрузки, которые используют тип амортизатора – механический, электрический или гидравлический. Хотя электрические поглотители известны своими точными контрольными характеристиками, они часто очень дороги и недоступны для небольших компаний. Поглотитель воды является хорошей альтернативой, которая обеспечивает высокую плотность мощности, позволяя системе быть относительно небольшой, повышая мобильность и снижая требования к пространству. Кроме того, поскольку подача энергии осуществляется с помощью жидкости под давлением, вблизи двигателя нет высокоточных электрических цепей. Это значительно снижает любые электромагнитные помехи с датчиками низкого напряжения и тока, которые могут быть на двигателе, такими как датчики давления или акселерометры. Ротор соединен

с испытательным двигателем создавая насосное действие воды и направляя поток по лопастям статора в тороидальной вихревой схеме и создавая реакцию крутящего момента через поглотители корпус. Скорость изменения углового момента воды напрямую связана с поглощающим моментом ротора. На момент поглощения также влияет трение вдоль поверхностей стенок и лопаток, а также турбулентное течение. Поглощенный крутящий момент преобразуется в тепло и отводится сливной водой. В общем случае крутящий момент поглотителя воды можно рассматривать как пятую силовую функцию диаметра ротора, а мощность-как третью силовую функцию ротора диаметр, но более точный расчет тормозных характеристик может быть получен только с помощью 3D-анализа поля вязкого внутреннего потока. К недостаткам водопоглотителей относятся нелинейное (в основном сверхлинейное) поведение, а также колебания измеряемого крутящего момента из-за колебаний в потоке воды, требующие сложной конструкции ротора. Из-за этих недостатков водопоглотители не рекомендуются для динамических испытаний и моделирования дорог, хотя некоторые примеры передовых систем управления водопоглотителями существуют и работают на достаточном уровне для более низких бюджетные испытательные установки.

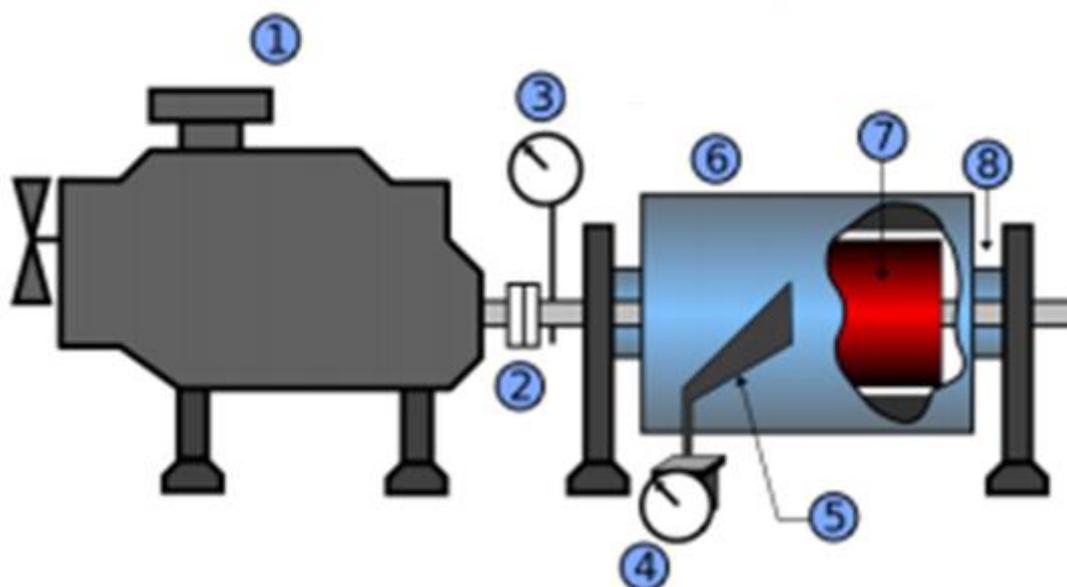
Для целей концепции RangeExtender: подбор уже готового силового агрегата, доработка, автоматизация и снятие внешней скоростной характеристики. Оптимальным была выбором является испытание двигателя на нагрузочном стенде.

4 Динамометрический стенд

4.1 Динамометр

Динамометр – это механическое устройство, которое измеряет крутящий момент данного агрегата. Две основные классификации динамометров-абсорбционные (пассивные) и универсальные (активные). Пассивные динамометры приводятся в действие или приводятся в движение заданным входом. Активные динамометры могут управлять системой, а также приводиться в действие. Имея множество применений, они были использованы в различных областях, начиная от медицинской области для мониторинга мышечной силы заживающих конечностей и заканчивая автомобильной областью для изучения крутящего момента двигателей и приводов при различных угловых скоростях. Для задач основное внимание будет уделяться динамометрам, которые измеряют крутящие моменты двигателей и приводных механизмов. Распространенным динамометром, используемым в промышленности, является динамометр двигателя, где он соединен с коленчатым валом двигателя. Затем динамометр прикладывает сопротивление, или нагрузку к двигателю с различными угловыми скоростями. Нагрузка может быть приложена с помощью различных тормозов, включая электрический тормоз, водяной тормоз или фрикционный тормоз. На рис. 4.1 показана простая схема этого процесса. В этой системе динамометр установлен в подшипниках, что позволяет ему вращаться. Это вращение предотвращается вращающим рычагом с прикрепленной шкалой измерения силы, обычно тензометрическим датчиком. Когда динамометр нагружает двигатель, рычаг крутящего момента испытывает силу. Эта сила, умноженная на расстояние от центра его вращения, равна крутящему моменту двигателя. При известных крутящем моменте и угловой скорости мощность системы может быть рассчитана из произведения этих двух значений. Цель динамометра двигателя состоит в том, чтобы исследовать производительность двигателя. Эти системы, как правило, универсальны, так

что производительность можно анализировать, управляя нагрузкой и управляя нагрузкой; пассивный и активный циклы соответственно. Динамометр шасси похож на динамометр двигателя, но собирает свои данные через вращение шин автомобиля. Эти испытания могут быть проведены для оценки топливной эффективности транспортного средства в различных имитационных ситуациях. Например, на рис. 4.2 показан график движения ЕРА, который имитирует транспортное средство, подверженное условиям вождения в городской местности. В любой из этих моментов времени на графике динамометр может изменять нагрузку для имитации холма и подъема или спуска транспортного средства. Другие предлагаемые графики движения имитируют вождение по шоссе и городское вождение тяжелых транспортных средств (ЕРА).



1 - двигатель; 2 - муфта; 3 - тахометр; 4 - весы; 5 - рычаг передачи момента; 6 - корпус; 7 - ротор; 8 - подшипник.

Рисунок 4.1 -Схема гидравлического динамометра

На рисунке 4.1 изображена простая схема гидротормоза. Динамометр шасси похож на динамометр двигателя, но собирает свои данные через вращение шин автомобиля. Эти испытания могут быть

проведены для оценки топливной эффективности транспортного средства в различных имитационных ситуациях. Например, на рис. 4.2 показан график движения ЕРА, который имитирует транспортное средство, подверженное условиям вождения в городской местности. В любой из этих моментов времени на графике динамометр может изменять нагрузку для имитации холма и подъема или спуска транспортного средства. Другие предлагаемые графики движения имитируют вождение по шоссе и городское вождение тяжелых транспортных средств (ЕРА).

Моментная диаграмма городского вождения

протяженность 1369 секунды – дистанция=12 км. – средняя скорость=31,5 км/ч



Рисунок 4.2 - График езды по циклуЕРА

4.2 Рекуперативное Торможение

Гидравлические системы доказывают свою эффективность для гибридных транспортных средств благодаря их высокому соотношению мощности и веса. Например, рассмотрим систему под названием HydraulicPowerAssist (НРА), разработанную FordMotorCompany и EatonCorporation. Во время процесса торможения используется гидравлический насос для поглощения кинетической энергии транспортного средства при его замедлении. Вытесненная насосом гидравлическая жидкость поступает в накопительный резервуар-гидроаккумулятор. Гидравлическая жидкость сжимает газ в гидроаккумуляторе, накапливая энергию и замедляя движение автомобиля.

Когда автомобиль начинает разгон, насос можно повернуть вспять, а аккумуляторы помогут обеспечить подачу энергии. Утверждается, что эта система может хранить 80% потерянных транспортных средств. Другая форма рекуперативного торможения, популярная в гибридных автомобилях, использует накопление электрической энергии. Когда автомобиль тормозит, колеса приводят в действие электродвигатель/генератор для зарядки аккумулятора. Эта батарея высвобождает накопленное электричество, когда акселератор повторно применяется и становится движущим агентом. Это похоже на гидравлическую тормозную систему, в которой аккумулятор может быть приравнен к аккумулятору, а насос-к электрогенератору.

4.3 Гидравлика

Гидравлика - это применение преобразования механической энергии с использованием несжимаемой жидкости и возврата ее к механической работе. Существует несколько важных преимуществ гидравлических систем, включая переменную скорость, быструю обратимость, высокую пропускную способность управления и высокое соотношение мощности и веса.

4.4 Типы гидравлических насосов

Гидравлические насосы преобразуют механическую энергию в гидравлическую, перемещая жидкость высокого давления через систему. Как правило, насос является основным устройством управления потоком в любом контуре, и большинство насосов работают по тому же принципу. Они генерируют поток, всасывая жидкость на входе и выпуская при более высоком давлении на выходе. Гидравлическая мощность насоса определяется расходом, обеспечиваемым расходом и рабочим давлением. Обычно используется следующая формула:

$$\text{Гидравлическая мощность} = \text{Давление(Па)} \times \text{Расход} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{мин}} \right)$$

Объемные насосы можно разделить на две категории: насосы с фиксированным рабочим объемом и насосы с переменным рабочим объемом.

В насосах с фиксированным рабочим объемом насос подает фиксированный объем жидкости за каждый оборот. Это определяется как объем насоса и обычно сообщается как в in^3/rev . Насосы с переменным объемом предназначены для того, чтобы выход жидкости за оборот можно было изменять во время работы насоса.

4.5 Насосы с фиксированным рабочим объемом

Насосы с фиксированным рабочим объемом имеют объем, который не может быть изменен без замены некоторых внутренних компонентов насоса. Шестеренчатые насосы выпускаются только с фиксированным рабочим объемом. Эти насосы дешевле и, следовательно, широко используются. Утечка в некоторых шестеренных насосах высока, и эта утечка будет увеличиваться по мере износа насоса с течением времени. Внешний шестеренный насос показан на рис. 4.3. Одна шестерня, называемая ведущей шестерней, приводится в движение входным валом, который приводит в движение вторую шестерню, известную как ведомая шестерня. Как зацепляются шестерни, создается частичный вакуум, позволяющий жидкости проникать в промежутки между зубами. Когда шестерни вращаются, жидкость переносится по корпусу к выходу. Жидкость не может вернуться на вход, так как промежутки между зубьями уже заполнены зубьями зубчатого зацепления. Дизайн прост и недорог. Очевидно, что существуют возможности для утечки по всему корпусу. Объем для этих типов насосов составляет от 1 см³ до 200 см³. Шестеренные насосы популярны своей простотой и надежностью.

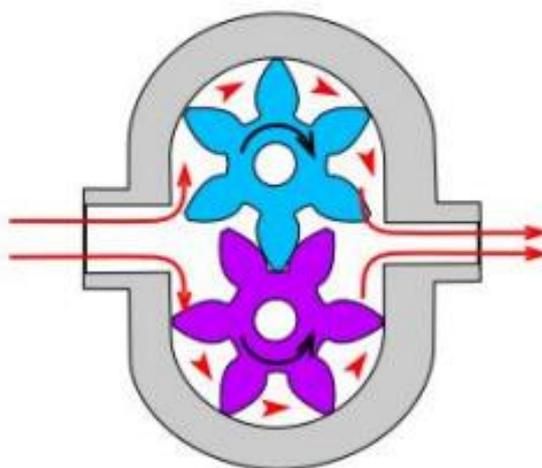


Рисунок 4.3 - Внешний шестеренчатый насос

Геороторный (шестеренный) насос, один из наиболее распространенных внутренних шестеренных насосов, как показано на рис. 4, имеет внутреннюю приводную шестерню и внешнюю ведомую шестерню. Внутренняя ведущая шестерня имеет на один зуб меньше, чем ведомая шестерня 7. Когда внутренняя шестерня вращается, она приводит в движение внешнюю шестерню. Между зубьями зубчатого колеса создаются камеры уменьшающегося объема, что создает насосное действие.

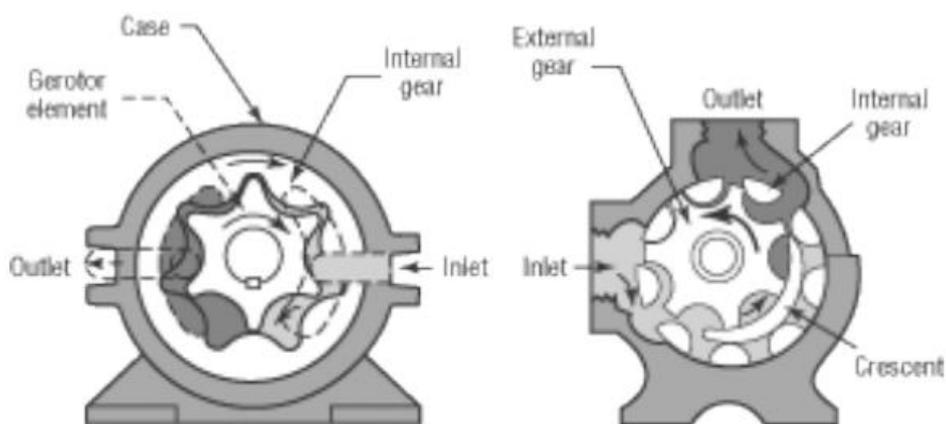


Рисунок 4.4 - Геороторный насос

Несмотря на то, что они являются насосами с фиксированным рабочим объемом, существует два способа, с помощью которых шестеренчатые насосы могут обеспечивать изменение расхода. Первый – это изменение размеров зубчатых колес путем замены существующих на новые. Второй способ заключается в изменении скорости вращения ведущей шестерни.

4.6 Насосы с переменным рабочим объемом

В отличие от насосов с фиксированным рабочим объемом, насосы с переменным рабочим объемом способны генерировать различные перемещения, как следует из названия. Они более универсальны, чем насос с фиксированным рабочим объемом, поскольку при изменении рабочего объема характеристики контура изменяются за счет изменения расхода. Однако эти насосы, как правило, дороже, чем насос с фиксированным рабочим объемом.

4.7 Лопастной насос

Лопастной насос, как показано на рис. 4.5, имеет ряд лопастей, которые скользят взад и вперед в пазах. В этих пазах есть пружины, которые выталкивают лопасти до тех пор, пока наконечник не соприкоснется с кулачковым кольцом. Между соседними лопастями и кулачковым кольцом образуется камера. По мере вращения ротора объем камеры уменьшается. Жидкость поступает в камеру, когда она максимальна, и выходит, когда она минимальна. Это изменение размера камеры создает насосное действие

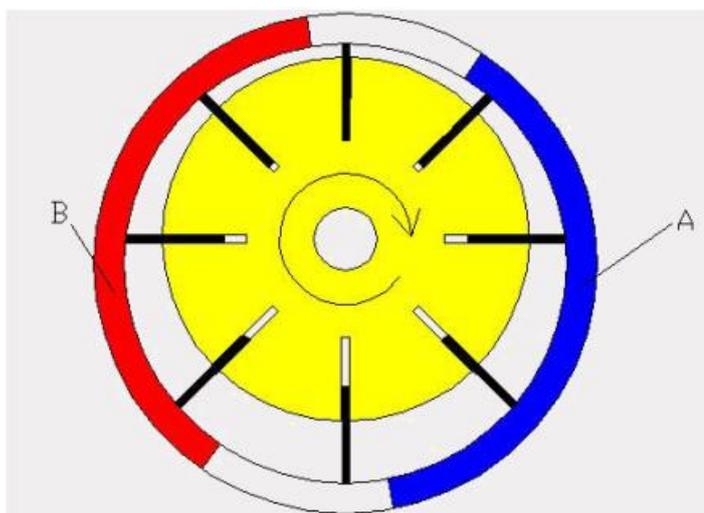


Рисунок 4.5 - Лопастной насос

4.8 Аксиально-поршневой насос

Аксиально-поршневой насос, как показано на рис. 6, имеет ряд цилиндров, установленных параллельно оси вращения. Поршни вставляются в цилиндры сферическими концами, установленными в башмаке. Башмак удерживается на перекошенной пластине пружиной в блоке цилиндров. Когда перекошенная пластина находится под углом к валу, она перемещает поршни назад и вперед в цилиндрах по мере вращения всего блока цилиндров. При правильной конструкции жидкость будет поступать в цилиндр во время первого поворота на 180° , а затем вытесняться во время последнего поворота на 180° .

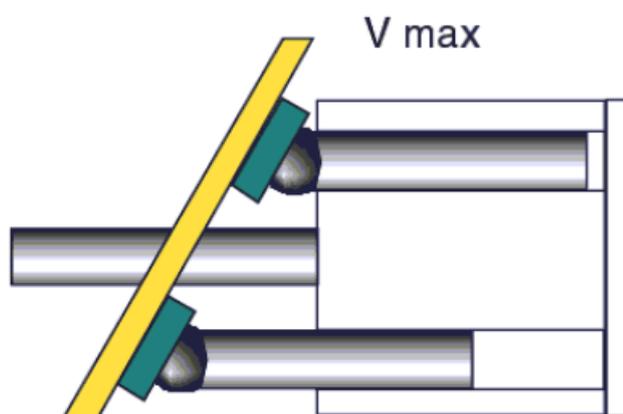


Рисунок 4.6 - Аксиально-поршневой насос

4.9 Радиально-поршневой насос

Радиально-поршневой насос, как показано на рис. 7, аналогичен аксиально-поршневому насосу, за исключением того, что цилиндры установлены радиально вокруг оси вращения. Когда вал вращается, шатуны толкают поршни вперед и назад в цилиндрах, развивая насосное действие. Они используются для высоких давлений и небольших потоков. Нормальное давление до 650 бар

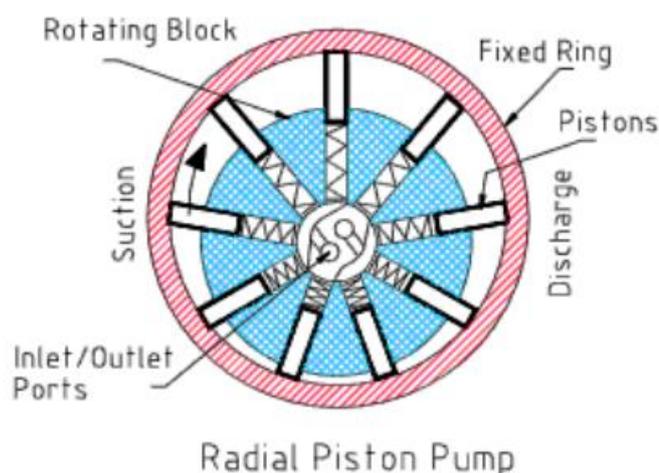


Рисунок 7. Радиально-поршневой насос

4.10 Аэрация и кавитация

Аэрация и кавитация-это два явления, которые часто приводят к отказу насоса. Аэрация вызвана поступлением воздуха в систему и наиболее разрушительна при прохождении через насос. Кавитация – это процесс, при котором происходит понижение давления до значения, при котором происходит понижение температуры кипения жидкости ниже температуры перекачиваемой среды. Вследствие этого начинается её испарение в потоке с образованием пузырьков. Эти пузырьки под действием увеличивающегося давления, по ходу пути, начинают конденсироваться, и происходит моментальное схлопывание, которое сопровождается гидравлическими ударами с высвобождением энергии. Такой гидравлический удар существенно снижает срок службы насосов.

4.11 Аэрация

Аэрация происходит, когда воздух поступает на вход насоса вместе с гидравлической жидкостью. Воздух поступает либо из-за утечки во впускных трубопроводах, либо из-за низкого уровня жидкости в резервуаре. Воздух также может смешиваться с жидкостью, возвращающейся из гидравлической системы или из-за турбулентности в резервуаре. Низкое давление на входе приводит к расширению пузырьков воздуха. Когда жидкость находится под

давлением, пузырьки разрушаются. Это вызывает взрыв и высвобождает большое количество энергии, поскольку каждый пузырь образует микрострую. Это приведет к быстрой эрозии внутренних компонентов насоса

4.12 Кавитация

Разница между кавитацией и аэрацией заключается в том, что пузырьки пара образуются в жидкости на входе, а не в жидкости, в которой уже есть воздух, когда она приближается к входу. Пузырьки образуются на входе из-за чрезмерно низкого давления на входе для используемой жидкости. Попав в насос, пузырьки наносят такой же ущерб, как и аэрация. Распространенной причиной кавитации является ограничение потока гидравлической жидкости на входе в насос. В таблице 1 приведены причины аэрации и кавитации

Таблица 4.1: Причины аэрации и кавитации

Причины возникновения кавитации	Причины возникновения аэрации
Засоренный или ограниченный фильтр	Низкий уровень жидкости в резервуаре
Высокая вязкость жидкости	Неисправное уплотнение вала насоса
Низкая температура жидкости	Линия возврата выше уровня жидкости
Засоренный дыхательный клапан резервуара	Неправильное сбивание с толку в резервуаре
Входной канал насоса слишком мал	Неисправный фитинг на входе насоса
Насос слишком высоко над резервуаром	Неисправное уплотнение на входе насоса
Насос слишком далеко от резервуара	Неправильная конструкция резервуара
Слишком много соединений во входной линии насоса	
Свернутый шланг перед входной линией насоса	
Ограничение проходного сечения на входную линию насоса	
Отказ насоса наддува	

4.13 Контроль температуры

Рабочая температура постоянно выше 71°C способствует химическим реакциям, которые изменяют свойства гидравлической жидкости. Воздействие высокой температуры включает в себя: окисление масла, образование нерастворимых смол, лаков и кислот, износ уплотнений, потерю смазывающей способности и изменение вязкости.

Десны и лаки забивают отверстия и вызывают прилипание клапанов. Кислота поражает металлические поверхности и вызывает коррозию. Наиболее значительным эффектом высокой температуры является снижение вязкости и, следовательно, снижение смазывающей способности. В какой-то момент происходит контакт металла с металлом, что приводит к повреждению. Рекомендуется, чтобы гидравлические системы были спроектированы для работы при температуре менее 60°C в наихудших условиях окружающей среды.

4.14 Способы охлаждения гидравлического масла

Поскольку ни одна система никогда не может быть эффективной на 100 процентов, тепло является распространенной проблемой. Для охлаждения гидравлического масла используются два типа теплообменников: кожухотрубные и оребренные. Кожухотрубный теплообменник представляет собой теплообменник масло-вода, а оребренная труба-теплообменник масло-воздух. Оболочка и трубка имеют ряд трубок внутри закрытого цилиндра. Масло течет по маленьким трубкам, а жидкость 11, получающая тепло (вода), течет по трубкам. Эти обменники могут быть однопроходными или двухпроходными [2]

Воздухоохладители, такие как теплообменник с ребристыми трубками, обычно используются, когда вода недоступна для охлаждения. В теплообменнике с ребристыми трубами жидкость перекачивается через трубки, которые соединены с ребрами, которые передают тепло наружному воздуху. Для увеличения теплопередачи в охладитель часто добавляют вентилятор. Охладители воздуха менее эффективны, чем охладители воды, и, как правило, менее эффективны при высоких температурах окружающей среды. Стоимость установки выше, чем у охладителей воды, однако эксплуатационные расходы, как правило, меньше.

4.15 Контроль загрязнения

Существует много знаний о предотвращении и борьбе с накоплением загрязняющих веществ. Несмотря на эти знания, по оценкам, более 80% отказов гидравлических систем происходят из-за плохого состояния жидкости. Загрязнитель-это любой материал в гидравлической жидкости, который оказывает вредное влияние на производительность жидкости в системе. Проще говоря, загрязнением является любое постороннее вещество, которое наносит вред гидравлической или смазочной жидкости системы. Они могут быть газообразными, жидкими или твердыми.

4.16 Виды загрязнений

Существует четыре источника загрязнения гидравлических жидкостей.

- 1) Встроенное загрязнение: Загрязнение, оставшееся в системе при ее создании.
- 2) Загрязненное новое масло: Загрязнение, которое вводится во время производства и обработки масла.
- 3) Попадание загрязнений: Загрязняющие вещества, которые попадают в систему из окружающей среды. Загрязняющие вещества попадают вместе с воздухом, поступающим в резервуар через крышку дыхательного аппарата или в шток цилиндра. Кроме того, если система каким-либо образом открыта, существует вероятность попадания загрязнений. Может также произойти во время обслуживания или технического обслуживания.
- 4) Внутреннее загрязнение: Частицы, удаленные из внутренних компонентов, могут циркулировать в системе до тех пор, пока они не будут удалены. Это также известно как цикл генерации износа. В таблице 2 показаны тип и причина некоторых внутренних загрязнений [3].

Таблица 4.2: Причины внутреннего загрязнения

Тип	Причина
Истирание	Измельчение частиц между движущимися поверхностями
Эрозия	Высокоскоростные частицы, ударяющиеся о поверхности
Адгезия	Контакт металла с металлом
Усталость	Повторное напряжение поверхности
Кавитация	Высокий вакуум на входе насоса
Коррозия	Инеродная субстанция в жидкости
Аэрация	Пузырьки газа в жидкости, подаваемый воздух на вход насоса

4.17 Последствия загрязнения

Твердое загрязнение препятствует передаче электроэнергии, блокируя или затыкая небольшие отверстия в таких устройствах, как клапаны. Клапан, пораженный таким образом, непредсказуем и небезопасен. Загрязнение также может образовывать осадок на стенках резервуара и мешать процессу охлаждения. Это приведет к повышению рабочей температуры.

Наиболее серьезным воздействием загрязнения на систему является потеря смазки. Это может произойти несколькими способами. Частицы могут собираться в механических зазорах и блокировать поток смазочной жидкости в промежутки между движущимися частями. Это называется заиливанием. Заиливание может привести к неправильному смещению клапанов, ухудшению производительности насоса и увеличению тепла в системе за счет снижения эффективности насоса.

Особое беспокойство вызывает воздействие загрязнения на насос. Это дорогой компонент со многими поверхностями, которые могут быть покрыты шрамами, разрушены или химически изменены. Жизненный цикл большинства насосов определяется удалением очень небольших количеств материала. Загрязнение может привести к увеличению утечки через увеличенные зазоры, повышению рабочих температур, увеличению химических реакций между металлом и жидкостями, что приведет к ухудшению производительности насоса.

4.18 Контроль загрязнения

Основным компонентом для контроля загрязнения является фильтр. Основной целью фильтрации является предотвращение попадания загрязняющих веществ. Весь воздух, поступающий в резервуар, должен быть отфильтрован, так как гораздо легче удалить загрязнения из воздуха, а не из жидкости. Вся жидкость поступает в резервуар также должен быть отфильтрован. Лучший способ сделать это - с помощью тележки для переноса. Здесь есть насос, фильтр и подача жидкости. Насос перекачивает жидкость в резервуар через фильтр, таким образом улавливая любые загрязнения в сменной жидкости перед входом в резервуар. В гидравлических системах существует три области для размещения фильтра: напорная линия, возвратная линия и контур фильтрации с отключенным контуром или почечным контуром

4.19 Фильтры напорной линии

Фильтр напорной линии считается устройством контроля загрязнения “шлюза” для системы. Однако он не защищает насос от любых загрязнений, которые возвращаются в резервуар из системы. Фильтры напорной линии не должны использоваться отдельно и всегда должны использоваться в системах сервоприводов или пропорциональных клапанов для защиты этих продуктов от любых частиц износа, которые могут образовываться насосом во время работы.

Существует ряд фильтров, предназначенных для установки в напорную линию. Этот тип фильтра может использоваться там, где компоненты системы менее устойчивы к загрязнению, чем насос, или для защиты нижестоящих компонентов от загрязнения, создаваемого насосом. Фильтры напорной линии должны выдерживать рабочее давление системы, а также пульсации насоса.

4.20 Фильтры обратной линии

Фильтры обратной линии-это устройство для контроля загрязнения всей системы. Они также могут улавливать мелкие частицы до того, как жидкость вернется в резервуар. Фильтры обратной линии наиболее эффективны, когда через фильтр каждую минуту проходит не менее 20 процентов общего объема системы. Они необходимы в системе с высокоэффективными компонентами, которые имеют очень близкие зазоры. Необходимо позаботиться о том, чтобы размер фильтра обратной линии соответствовал максимальному потоку, который он будет испытывать. Если фильтр обратной линии не имеет правильного размера, он может порваться, загрязняя жидкость в резервуаре. Фильтры с полным обратным потоком должны иметь достаточную емкость для обработки максимального обратного потока при минимальном перепаде давления. Полный поток означает, что весь поток, генерируемый системой, пройдет через фильтрующий элемент.

4.21 Автономные системы фильтрации

Производительность фильтра оптимизирована при постоянном потоке, относительно свободном от колебаний давления. Это один из компромиссов для фильтров напорной и обратной линий. Одним из способов оптимизации производительности фильтра является замена фильтра в основной системе на автономную систему рециркуляции, в которой фильтр подвергается меньшему количеству переменных. Автономные системы фильтрации желательны, когда условия эксплуатации являются суровыми и необходимое качество фильтрации в системе трудно получить

Автономный циркуляционный насос всегда следует использовать, когда система с компенсацией давления находится в режиме ожидания в течение длительного периода времени. Во время работы в режиме ожидания жидкость не проходит через фильтры напорной или обратной линии, и загрязнение, генерируемое насосом, поступает непосредственно в резервуар. Автономная система будет очищать жидкость во время этой фазы. Он также

может быть запущен перед запуском системы для очистки жидкости в резервуаре и снижения уровня загрязнения во время запуска. Автономные системы фильтров могут быть размещены в системе там, где это удобно для обслуживания

4.22 Резервуары

Резервуары выполняют несколько функций, помимо удержания подачи жидкости в систему. Передавая отработанную энергию через свои стенки, резервуар действует как теплообменник. Резервуар также позволяет захваченному воздуху подниматься и выходить, в то время как твердые загрязнения оседают на дно, действуя в качестве аэратора и кондиционера жидкости. Это функции, которые также могут быть предоставлены системе методами, не связанными с резервуаром. Резервуар также может использоваться в качестве платформы для поддержки насоса, двигателя и других компонентов, экономя площадь пола.

Большой резервуар желательно использовать для охлаждения и отделения загрязнений. Как минимум, резервуар должен быть достаточно большим, чтобы вместить всю жидкость в системе, и поддерживать достаточно высокий уровень жидкости, чтобы предотвратить эффект вихря при впускном отверстии. Эффект вихря на входном отверстии вызовет аэрацию. Для промышленного использования используется общее правило калибровки:

$$\text{Размер резервуара} = \text{насос} \frac{\text{литры}}{\text{минуту}} \times 2 \text{ или } \times 3$$

Проанализировав схемы тормозных устройств, был выбран гидротормоз в силу своей дешевизны и простоты подключения и использования.

5 Расчетная часть

5.1 Тепловой расчет силового агрегата

Состав топлива по АИ-92-К4(К5) по ГОСТ 32513 или марки АИ-95-К4(К5) по ГОСТ 32513 [25].

Элементарный средний состав и молекулярная масса топлива [26]:

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

Низшая теплота сгорания топлива.

$$\begin{aligned} H_U &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51 \times (9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж} / \text{кг} = \\ &= 43930 \text{ кДж} / \text{кг} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмольвозд/кг топл};$$

$$I_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} + 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл};$$

Примем коэффициент избытка воздуха из диапазона $\alpha = 1$.

$$M_1 = \alpha \cdot l_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль гор. см/кг топл.} \quad (5.1.2)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K=0,5$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 L_0 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл}; \quad (5.1.3)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } CO / \text{кг топл}; \quad (5.1.4)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл}; \quad (5.1.5)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл}; \quad (5.1.6)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл}; \quad (5.1.7)$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \text{ кмоль пр. сг/кг топл.} \quad (5.1.8)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Состав и общее количество продуктов сгорания.

M, кмоль/кг топл.	n, об/мин			
	1500	3000	4500	6000
M_1	0,53	0,53	0,53	0,53
M_{CO_2}	0,07	0,07	0,07	0,07
M_{CO}	0	0	0	0
M_{H_2}	0	0	0	0
M_{N_2}	0,41	0,41	0,41	0,41
M_{H_2O}	0,07	0,07	0,07	0,07
M_2	0,55	0,55	0,55	0,55

Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Давление окружающей среды: $P_0 = 0.1 \text{ МПа}$

Температура окружающей сред: $T_0 = 293 \text{ К}$

Принятые значения температуры и давления остаточных газов приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Значения температуры и давления остаточных газов

n, об/мин	1500	3000	4500	6000
$T_r, \text{ К}^\circ$	950	1000	1100	1200
$P_r, \text{ МПа}$	0,1064	0,1150	0,1294	0,1495

Расчет процесса впуска. Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k); \text{ кг/м}^3, \quad (5.1.9)$$

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

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростными режимами работы двигателя и при условии качественной обработки внутренней поверхности впускной системы можно принять $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,8$ и $\omega_{вп} = 70 \text{ м/с}$.

Тогда: $A_n = \omega_{вп} / n_N$

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_0 \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа.} \quad (5.1.10)$$

Давление в конце впуска: $p_a = p_0 - \Delta p_a$,

Коэффициент остаточных газов. При определении γ_r для двигателя принимается коэффициент очистки $\varphi_{оч} = 1$, и коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме $\varphi_{доз} = 1,1$.

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r} \quad (5.1.11)$$

$$Температура в конце впуска: T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (5.1.12)$$

$$Коэффициент наполнения: \eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_0} (\varphi_{доз} \varepsilon p_a - \varphi_{оч} p_r) \quad (5.1.13)$$

Результаты расчетов параметров свежего заряда на впуске приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Параметры свежего заряда на впуске.

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
Δp_a , МПа	0,002	0,0082	0,0184	0,0326
p_a , МПа	0,1	0,09	0,08	0,07
$\varphi_{доз}$	1,0	1,1	1,1	1,1
γ_r	0,036	0,040	0,047	0,065
T_a , К°	325	328	335	352
η_v	0,94	0,97	0,84	0,65

Процесс сжатия. Средний показатель адиабаты сжатия K_I при степени сжатия $\varepsilon = 9,7$ (степень сжатия определялась как среднестатистическая величина типовых двигателей внутреннего сгорания рабочим объемом от 250 см³ до 650 см³) и рассчитанных значениях T_a определяется по графику, а средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше K_I .

$$Давление в конце сжатия: p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (5.1.14)$$

$$Температура в конце сжатия: T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (5.1.15)$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,600 + 0,002638t_c \quad (5.1.16)$$

где $t_c = T_c - 273 \text{ C}^0$;

б) остаточных газов

$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$ - определяется методом экстраполяции

в) рабочей смеси

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^{t_c} \right] \quad (5.1.17)$$

Подсчитанные по приведенным формулам значения параметров, характеризующих состояние рабочей смеси в конце процесса сжатия приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4– Параметры конца сжатия

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
n_l	1,375	1,376	1,376	1,377
P_c , МПа	2,23	2,09	1,86	1,54
T_c , К	769	770	787	828
t_c , °С	496	497	514	555
$(mc_v)_{cc}$, кДж/кг	21,909	21,912	21,958	22,066
$(mc_v)_{oz}$, кДж/кг	24,235	24,232	24,196	24,108
$(mc_v)_{pc}$, кДж/кг	22,000	22,000	22,060	22,190

Процесс сгорания. Коэффициент молекулярного изменения горючей $\mu_0 = M_2 / M_1$ и рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$.

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива:

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (5.1.18)$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см}} = (H_u - \Delta H_u) / [M_1 (1 + \gamma_r)] \quad (5.1.19)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_z} = (1 / M_2) [M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{vCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_z}] \quad (5.1.20)$$

Величина коэффициента использования теплоты ξ_z принимается в соответствии с рекомендациями в диапазоне от 0,70 до 0,95.

Температура в конце видимого процесса сгорания $\xi_z H_{\text{дэд.м}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc''_v)_{t_0}^{t_z} t_z$.

откуда $T_z = t_z + 273 = 2440,6 + 273 = 2713,6K$;

Максимальное давление сгорания теоретическое: $p_z = p_c \mu T_z / T_c$ (5.1.21)

Максимальное давление сгорания действительное: $p_{zd} = 0,9 \cdot p_z$ МПа (5.1.22)

Степень повышения давления: $\lambda = p_z / p_c$ (5.1.23)

Результаты расчетов по приведенным выше формулам приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Параметры процесса сгорания.

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
μ_o	1,052	1,052	1,052	1,052
μ	1,050	1,050	1,050	1,049
ΔH_u , кДж/кг	0	0	0	0
H_{pc} , кДж/кмольраб.см	80360	80376	79809	78493
ξ	0,85	0,95	0,93	0,80
t_z , °С	2511	2726	2681	2402
T_z , К	2784	2999	2954	2675
P_z , МПа	8,47	8,56	7,33	5,21
P_{z0} , МПа	7,62	7,70	6,60	4,69
λ	3,80	4,09	3,94	3,39

Процессы расширения и выпуска. Средний показатель адиабаты расширения k_2 определения по номограмме 1,27 при заданной степени сжатия для соответствующих значений α и T_z :

Давление и температура в конце процесса расширения: $p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$ и

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (5.1.24)$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (5.1.25)$$

Значения давления и температуры в конце расширения, а также уточненные значения температуры остаточных газов приведены в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Температура и давление в конце процесса расширения, температура остаточных газов

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
n_2	1,254	1,254	1,250	1,25
P_b , МПа	0,49	0,50	0,43	0,30
T_b , К°	1563	1684	1674	1516
T_r , К°	939	1035	1123	1196
Δ	- 1,12	3,50	2,13	-0,34

Температура остаточных газов, принятая в расчете, не превышает 5% погрешности.

Параметры двигателя и рабочего цикла. Индикаторные параметры рабочего цикла.

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{МПа}; \quad (5.1.26)$$

Среднее индикаторное давление: $p_i = \varphi \cdot p_i'$ МПа,

где коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi = 0,95$

Индикаторный коэффициент полезного действия: $\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v}$; (5.1.27)

Индикаторный удельный расход топлива: $g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}$ г/(кВт·ч) (5.1.28)

Значения индикаторных параметров рабочего цикла приведены в таблице 3.7.

Таблица 5.7 – Индикаторные параметры рабочего цикла

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
p_i' , МПа	1,29	1,33	1,13	0,77
p_i , МПа	1,22	1,26	1,08	0,73
η_i	0,37	0,37	0,37	0,32
g_i , г/кВт·ч	220	220	222	253

Эффективные показатели двигателя. Для определения среднего давления механических потерь необходимо оценить среднюю скорость поршня. В бензиновых двигателях средняя скорость поршня обычно

составляет величину, не превышающую 20 м/с, при частотах вращения двигателя до 6000 об/мин [26, 27, 28] при этом, как правило выполняется условие $S/D \leq 1$, то есть двигатели являются короткоходными. Ход поршня одноцилиндровых двигателей с принудительным зажиганием редко превышает величину 90 мм. Среднее давление механических потерь для таких типов двигателей определяется как:

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{П.СР}, \quad (5.1.28)$$

где v_n , средняя скорость поршня.

$$\text{Среднее эффективное давление: } p_e = p_i - p_M \text{ МПа}; \quad (5.1.29)$$

$$\text{Механический к.п.д.: } \eta_M = p_e / p_i \quad (5.1.30)$$

$$\text{Эффективный к. п. д.: } \eta_e = \eta_i \eta_M \quad (5.1.31)$$

$$\text{Эффективный удельный расход топлива: } g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}. \quad (5.1.32)$$

Рассчитанные по приведенным формулам значения эффективных показателей сведены в таблицу 3.8.

Ориентировочные значения литровой мощности двигателей с принудительным воспламенением и незначительным форсированием составляют величину порядка 25 – 30 кВт/л [27].

Таблица 5.8 – Эффективные показатели

n , об/мин	1500	3000	4500	6000
V_n , м/с	4,5	9,0	13,5	18
p_M , МПа	0,08	0,14	0,19	0,24
p_e , МПа	1,14	1,13	0,89	0,49
η_M	0,93	0,89	0,83	0,67
η_e	0,35	0,33	0,31	0,22
g_e , г/кВтч	236	245	267	375

Отсюда получим ориентировочные значения рабочих объемов

двигателей V_h при выбранных частотах вращения: $V_h = \frac{30\tau N_e}{p_e n}$, л. (5.1.33)

Эффективная мощность двигателя определим исходя из следующих предположений:

- коэффициент полезного действия генератора составляет величину 0,75-0,85;
- мощность RE определённая из анализа необходимой потребляемой мощности составляет в зависимости от принятой концепции 3-5 кВт или 5-7

кВт. Крутящий момент: $M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n}$ Нм (5.1.34)

Часовой расход топлива: $G_T = N_e g_e \cdot 10^{-3}$: кг/ч (5.1.35)

Полученные результаты расчетов представлены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Результаты теплового расчета

Вариант	Мощность RE, кВт	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения двигателя, мин ⁻¹	Рабочий объем двигателя, V_h , см ³	Крутящий момент M_e , Нм	Часовой расход топлива G_T , кг/ч
1	3 - 5	4-6	1500	350-450	38,22	1,42
2	5-7	6-9	1500	500-650	57,32	2,12
3	3 - 5	4-6	3000	250 -350	19,11	1,47
4	5-7	6-9	3000	350-500	28,66	2,21
5	3 - 5	4-6	4500	200-250	12,74	1,60
6	5-7	6-9	4500	250 -350	19,11	2,40
7	3 - 5	4-6	6000	250-350	9,55	2,25
8	5-7	6-9	6000	350-450	14,33	3,38

В таблице 5.10 представлены двигатели с заданными параметрами.

Таблица 5.10 - Двигатели с заданными параметрами

Мощность RE, кВт	Класс ТС	Вариант	Рабочий объем двигателя, V_h , см ³	Производитель	Марка ДВС
3-5	L7	1	249,0	Lifan	177MM
		2	249,6	Zongshen	ZS177
		3	292	Loncin	YF300
		4	248,8	Bajaj	Dominar
5-7	L7, M1, N1	1	349,5	Lifan	263MP
		2	377,7	Zongshen	ZS400GY
		3	450,3	Zongshen	NC450
		4	373,0	Bajaj	Dominar
		5	600	Gaokin	GK194MS

5.2. Расчет параметров гидротормоза

Классическая теория для турбомашин дает стандартное уравнение крутящего момента $T = kN^2D^5$, что очень удобно для характеристики геометрически подобных машин, как только определено число мощностей, K .

На практике было обнаружено, что влияние скорости и диаметра варьируется в зависимости от различных показателей. Рао рассудил, что индекс диаметра должен быть больше 5 из-за снижения относительной шероховатости что подтверждается Рейном, который дает эмпирическую зависимость $TkN^{1.8}D^{5.1}$ несколько марок динамометра Рао также обнаружили, что индекс скорости изменяется от 1,01 до 2,13, в среднем равнясь 1,62, и пришли к выводу, что влияние падения и эффектов трения должно изменяться со скоростью.

Общим теоретическим подходом был метод средней обтекаемости (или траектории потока), который использует внутренний и внешний эффективные радиусы и равномерное распределение скорости, как показано на рис. 2. 1, для прогнозирования крутящего момента с помощью

$$T = \dot{m}(V_{\theta O}R_{EO} - V_{\theta I}R_{EI}) \quad (5.2.1)$$

Где

\dot{m} = массовый расход

$V_{\theta O}, V_{\theta I}$ = входящая и выходящая тангенциальные скорости воды

R_{EO}, R_{EI} = входящая и выходящая тангенциальные скорости воды

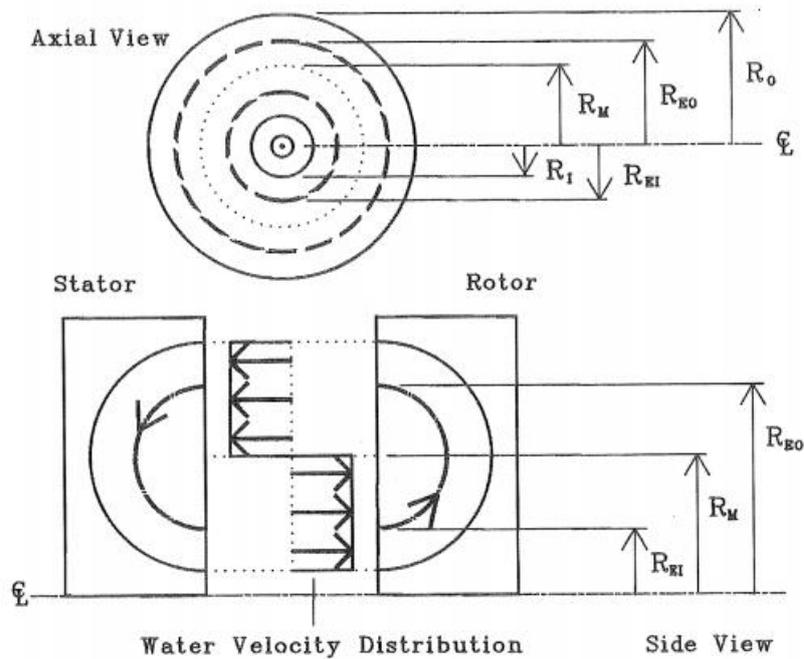


Рисунок 5.2.1 - Равномерное распределение скоростей и эффективная геометрия радиусов
 Для удовлетворения требований непрерывности центр траектории потока R_m , определяется путем уравнивания областей, доступных для массового потока (исключая толщину лопасти для простоты), чтобы получить

$$R_M = \sqrt{\frac{R_O^2 + R_I^2}{2}} \quad (5.2.2)$$

Расположение внутреннего и внешнего эффективных радиусов, обычно получаемых при аналогичном применении к каждой области потока.

$$R_{EO} = \sqrt{\frac{R_O^2 + R_M^2}{2}} \quad \text{и} \quad R_{EI} = \sqrt{\frac{R_I^2 + R_M^2}{2}} \quad (5.2.3)$$

Эти радиусы также были рассчитаны путем уравнивания переноса кинетической энергии воды, Рейн [6], что приводит к более сложным выражениям для R_O . Он использует линейную распределенную модель скорости для водяного вихря.

Равномерное распределение скоростей имеет нереалистичный разрыв в центре, в то время как Исихара [40] и Нумазава [41] наблюдали плавные потоки вокруг рабочего контура в условиях срыва. Этот плавный поток может быть представлен вихрем с постоянной угловой скоростью. Что

приводит к линейному распределенному потоку, см. Рис.5.2.2, как используется Уитфилд, Уоллес, Сивалингэм и Рейн. Скорость потока пропорциональна линейному расстоянию от центра вихря. По уравнению скоростей притока и оттока массы статора определяется радиус центра вихря. В качестве введения в применение интегрированного одномерного введения в применение интегрированного одномерного подхода получен вихревой центр полностью заполненной осевой лопастной машины с нулевой толщиной лопасти и сравнивается с таковым для приведенной выше теории среднего пути потока. Общее выражение для интересующего количества выводится для струйной трубки, как показано на рис.5.2.2, а затем интегрируется с поверхности стакана машины либо в центр вихря (условие полного заполнения), либо на границу раздела воздух-вода (условие частичного заполнения). В этом случае определяется массовый расход, поэтому для приближения к трубе потока выводится вихревой центр полностью заполненной осевой лопастной машины с нулевой толщиной лопасти и сравнивается с таковым для приведенной выше теории среднего пути потока. Общее выражение для интересующего количества выводится для струйной трубки, как показано на рис.5.2.2, а затем интегрируется с поверхности стакана машины либо в центр вихря (условие полного заполнения), либо на границу раздела воздух-вода (условие частичного заполнения). В этом случае массовый расход определяется, поэтому для трубки потока

$$\begin{aligned} d\dot{m} &= \text{density} \times \text{flow velocity} \times \text{flow area} \\ &= \rho \times \omega(r - R_M) \times 2\pi r dr \end{aligned}$$

Интеграция через входное отверстие,

$$\dot{m}_I = \int_{R_M}^{R_O} 2\pi\rho\omega(r - R_M) r dr = 2\pi\rho\omega \left[\frac{1}{3}R_O^3 - \frac{1}{2}R_MR_O^2 + \frac{1}{6}R_M^3 \right] (5.2.4)$$

Аналогично для оттока статора,

$$\dot{m}_I = 2\pi\rho\omega \left[\frac{1}{3}R_1^3 - \frac{1}{2}R_MR_1^2 + \frac{1}{6}R_M^3 \right] (5.2.5)$$

Приравнивание доходности притока и оттока

$$R_M = \frac{2}{3} \left[\frac{R_O^3 - R_I^3}{R_O^2 - R_I^2} \right] \quad (5.2.6)$$

Это можно сравнить с уравнением(2.2) для машины FrudeF020 ($R_o = 102.5$ мм, $R_j = 43.5$ мм), что дает разницу чуть более 2%. Хотя сама по себе эта разница невелика, она распространяется на все остальные расчеты. например, крутящий момент зависит от R_M до пятой степени, поэтому его определение должно быть точным для выбранного подхода.

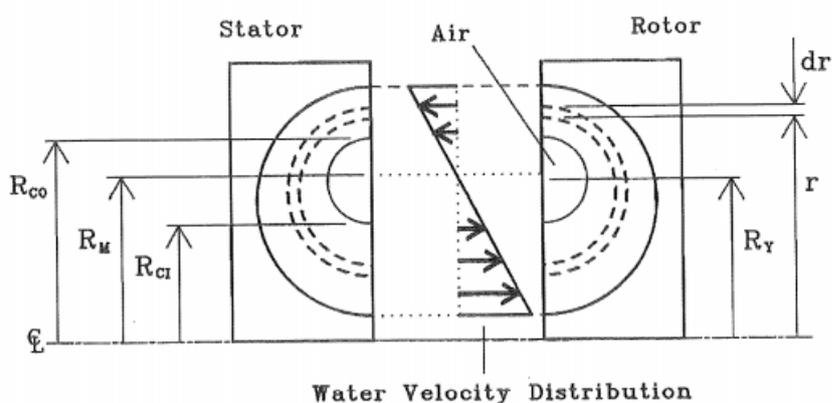


Рисунок 5.2.2 - Линейный распределенный поток и Геометрия рабочей области

Применение линейного распределения скоростей приводит к диаграммам скоростей для полнороторной машины, как показано на рис.5.2.3. Величины относительных скоростей указаны на диаграмме. Но направления в каждой точке, возможно, нуждаются в некотором уточнении. В точке 1, когда вода просто покидает статор, относительная и абсолютная скорости находятся вдоль поверхности лопасти. Между статором и ротором (точка 2) абсолютная скорость и скорость относительно статора продолжают под углом выхода статора, в то время как скорость относительно ротора зависит от вращательного движения. Войдя в ротор в точке 3, относительная скорость теперь находится вдоль поверхности ротора, и изменение направления абсолютной скорости определяется относительной и вращательной скоростями. На выходе из ротора (точка 4) относительная скорость по-прежнему находится вдоль поверхности, а вращение способствует направлению абсолютной скорости. Между компонентами

относительная скорость ротора продолжается под углом выхода ротора, в то время как статор видит абсолютную скорость, которая продолжается под тем же углом, что и в точке 4, как и скорость относительно нее.

При входе в статор абсолютная и относительная скорости остаются совпадающими, но их направление изменилось на угол входа в статор.

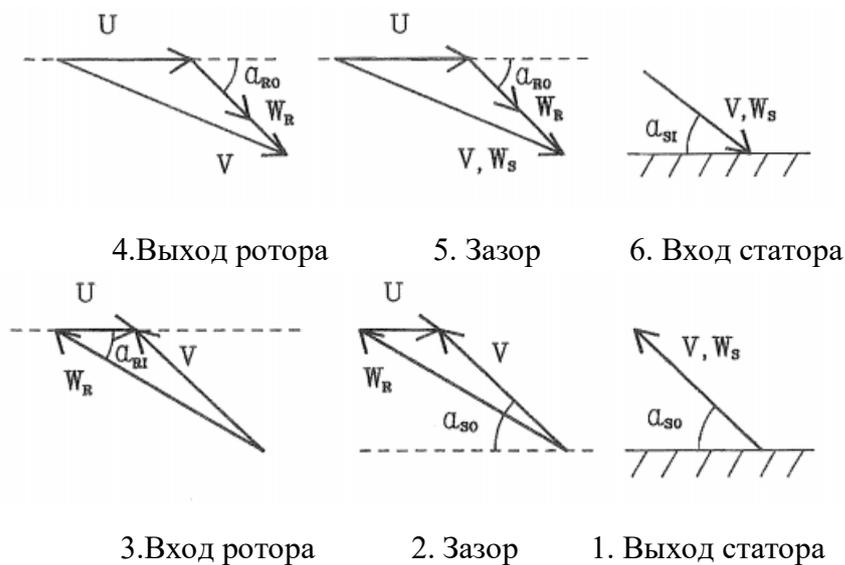


Рисунок 5.2.3: Полные диаграммы скорости динамометра Ротора

Из-за того, что динамометр обычно работает в условиях частичного заполнения, а лопасти значительно толще, чем у гидротрансформатора или гидравлической муфты, допуск на эти два фактора будет включен в теорию с самого начала. Сивалингам пришел к выводу, что толщина лопасти 1.5 мм влияет на прогноз крутящего момента примерно на 3-4%. Однако лопасти динамометра значительно толще для того же диаметра машины, поэтому засорение области потока значительно. Для определения центра вихря используется принцип сохранения массы применяется к статору в разделе 2.3 с включением толщины лопастей и не осевых лопастей в отличие от уравнения (5.2.6). Развиваемый крутящий момент получается из сохранения углового

момента воды, протекающей через ротор машины. Потребляемая мощность динамометра поглощается водой, этот процесс преобразования энергии 20

представлен в модели тремя механизмами: потери на падение из-за изменения скорости между ротором и статором;

потери на трение вдоль лопастных и тороидальных поверхностей; и вторичные потеря циркуляции, вызванная турбулентностью в потоке воды от криволинейного пути потока и лопастей, нарушающих идеальный спиральный поток. В разделе показано, что эти уравнения потерь энергии и уравнение крутящего момента используются в применении сохранения энергии для определения угловой скорости водяного вихря. Перед выводом уравнений для динамометра исходные предположения приведены ниже.

1. Поток воды моделируется вынужденным вихрем постоянной угловой скорости в плоскости лопасти машины, что приводит к профилю скорости линейного распределения.

2. Центр вихря определяется для полного заполнения водой и считается инвариантным по мере изменения заполнения.

3. Рабочий отсек воспринимается как дающий круговой путь потока воды. На практике это примерно верно для большинства углов лопастей, хотя иногда они становятся эллиптическими.

4. Границы между воздухом и водой различны, поэтому модель имеет дело только с однофазным несжимаемым потоком, хотя на самом деле вода сильно аэрирована.

5. Сдвиг вихря проходящими лопастями не включен. Однако турбулентность, которую это вызывает, связана с потерей вторичной циркуляции.

6. Углы лопастей измеряются от плоскости ротора в направлении прямого вращения, а положительные скорости в направлении вращения ротора.

7. Трение диска и механические потери не включены.

8. Эффект внезапного изменения площади зазора между ротором и статором не учитывается. хотя, если бы исследовались машины шлюзовых ворот, возможно, потребовалось бы некоторое рассмотрение этого вопроса.

9. При анализе оттока воды в дренажное кольцо и каналы всегда заполнены водой.

Выходная мощность вала динамометра отсутствует, поэтому вся мощность, подаваемая на ротор, должна передаваться в рабочую жидкость для поддержания или сохранения энергии. Этот перенос осуществляется методами диссипации энергии, описанными выше, и приводит к образованию вихрей в жидкости и повышению температуры жидкости.

Входная мощность

$$\dot{P}_I = \tau \omega_P \quad (5.2.7)$$

Где

τ = крутящий момент динамометра

ω_P = угловая скорость ротора

Как крутящий момент, так и мощность рассеивания энергии являются функциями

процента заполнения жидкостью. угловые скорости жидкости и ротора. так в (5.2.18), получено представление уравнения Эйлера

$$\tau = K_1 \omega \omega_P + K_2 \omega^2 \quad (5.2.8)$$

Где

K_1, K_2 = коэффициенты, зависящие от геометрии и заполнения

ω = угловая скорость воды

$$P_L = (K_{11} + K_{14}) \omega \omega_P^2 + (K_{12} + K_{15}) \omega^2 \omega_P + (K_{13} + K_{16} + K_F + K_{SC}) \omega^3 \quad (5.2.9)$$

Где

$K_{\#IS}$ = коэффициенты потерь, зависящий от геометрии и заполнения

Приравнивание мощности ввода и мощности рассеивания энергии дает

$$\omega^2 (K_{13} + K_{16} + K_F + K_{SC}) + \omega \omega_P (K_{12} + K_{15} - K_2) + \omega_P^2 (K_{11} + K_{14} - K_1) = 0 \quad (5.2.10)$$

что легко решается для угловой скорости вихря жидкости. (J), используя квадратичную формулу. В общих чертах это дает результат в виде

$$\omega = \omega_p fn(K) (5.2.11)$$

Где

$fn(K)$ = комбинация геометрии и коэффициентов, зависящих от заполнения, следовательно, для данной геометрии машины и заполнения жидкостью угловая скорость воды прямо пропорциональна угловой скорости ротора.

Центр вихря определяется применением принципа

сохранения массы к статору и считается инвариантным по

мере заполнения жидкостью при полном заполнении приток массы к статору и отток из него являются

равны, а влияние входных и выходных отверстий для жидкости несущественно. В этом случае массовый поток

имеет общее выражение струйная трубка, полученное для него, которое затем интегрируется

Массовый поток между ротором и статором для струйной трубки, как правило, равен.

$dm = \text{плотность} \times \text{осевая скорость потока} \times \text{площадь осевого потока}$

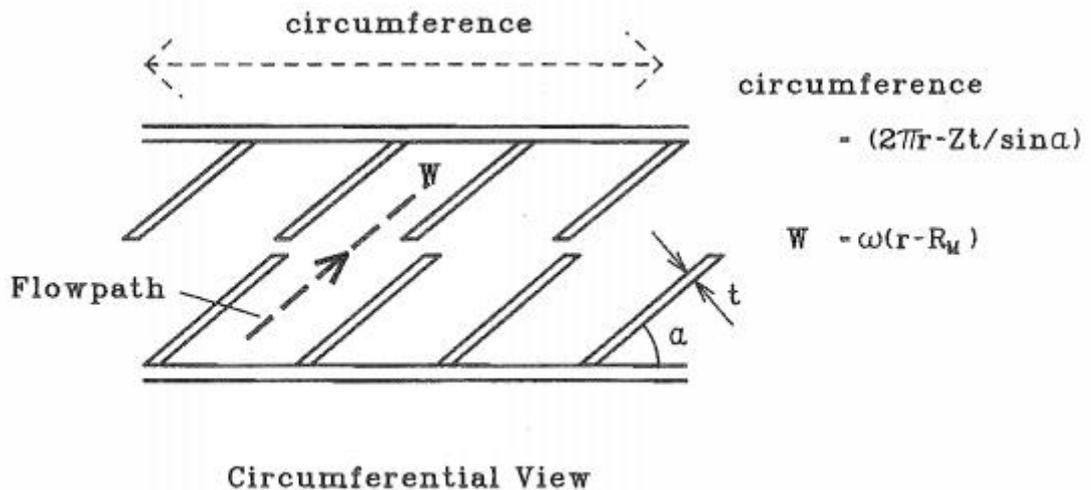


Рисунок 5.2.4: Влияние лопасти на площадь потока

Учитывая блокировку лопастей, площадь осевого потока, доступная окружность, умноженная на толщину трубки потока (см. рис.5.2.4)

$$dA = \left(2\pi r - \frac{Zt}{\sin \alpha} \right) dr \quad (5.2.12)$$

Где

$Z =$ номер лопасти

$t =$ толщина лопасти

$\alpha =$ угол лопасти

и скорость осевого потока равна

$$W_A = \omega(r - R_M) \sin \alpha \quad (5.2.13)$$

Следовательно, скорость обмена элементарной массой между компонентами равна

$$d\dot{m} = \rho W_A \left(2\pi r - \frac{Zt}{\sin \alpha} \right) dr \quad (5.2.14)$$

Поэтому приток элементарных частиц к статору равен

$$d\dot{m}_{SI} = \rho \omega (r - R_M) \sin \alpha_{SI} \left(2\pi r - \frac{Z_S t}{\sin \alpha_{SI}} \right) dr \quad (5.2.15)$$

Где

$Z_S =$ номер лопасти статора

$\alpha_{SI} =$ входной угол статора

Это интегрировано от центра вихря к поверхности чашки,

$$\dot{M}_{SI} = \int_{R_M}^{R_O} \rho \omega (r - R_M) \sin \alpha_{SI} \left(2\pi r - \frac{Z_S t}{\sin \alpha_{SI}} \right) dr \quad (5.2.16)$$

что дает

$$\dot{M}_{SI} = \rho \omega \sin \alpha_{SI} \left[2\pi \left(\frac{1}{3} r^3 - \frac{1}{2} r^2 R_M \right) - \frac{Z_S t}{\sin \alpha_{SI}} \left(\frac{1}{2} r^2 - r R_M \right) \right]_{R_M}^{R_O}. \quad (5.2.17)$$

Аналогично для оттока из статора,

$$\frac{2}{3} \pi (R_O^3 \sin \alpha_{SI} - R_I^3 \sin \alpha_{SO}) - \frac{1}{2} Z_S (R_O^2 - R_I^2) = \pi \sin \alpha_{SI} \left(R_M R_O^2 - \frac{1}{3} R_M^3 \right) - \pi \sin \alpha_{SO} \left(R_M R_I^2 - \frac{1}{3} R_M^3 \right) - Z_S R_M (R_O - R_I) \quad (5.2.18)$$

Это можно решить для R_M , используя метод Ньютона-Рафсона для нахождения корня.

Если угол лопасти статора равен для входного и выходного уравнения (5.2.12)

Упрощается до

$$R_M = \frac{\frac{2}{3} \sin \alpha_{SO} (R_O^3 - R_I^3) - \frac{1}{2} Z_{St} (R_O^2 - R_I^2)}{\pi \sin \alpha_{SO} (R_O^2 - R_I^2) - Z_{St} (R_O - R_I)} \quad (5.2.19)$$

который также может быть использован в качестве начального значения для итерации, если лопасти динамометров искривлены (например, неравные углы входа и выхода).

В результате расчетов подобран двигатель под заданные цели и спроектирован гидротормоз малого размера с целью уменьшить погрешность при снятии внешне скоростной характеристики.

Заключение

1. По итогам анализа решений проблемы загазованности городов можно сделать вывод, что концепция RangeExtender является перспективным направлением. Также с помощью этой концепции возможно существенно снизить конечную стоимость электротранспорта.
2. Исходя из выбранных параметров силового агрегата, был проведен тепловой расчет двигателя и выбран оптимальный метод нагрузки силового агрегата.

Список используемых источников

- 1 ГОСТ 32513-2013 Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия (Переиздание) – Москва – Изд. Стандартиформ, 2014 – 12с.
- 2 Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1984.
- 3 Какие города отказываются от машин и зачем это нужно [Электронный ресурс] // Евгений Делюкин, 26.09.2018 //URL: <https://vc.ru/future/46544-kakie-goroda-otkazyvayutsya-ot-mashin-i-zachem-eto-nuzhno> (дата обращения: 15.10.2020)
- 4 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980.
- 5 М. С. Ховаха. Автомобильные двигатели – М., Машиностроение, 1977.
- 6 Мелисаров, В.М. Тепловой расчёт и тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива : учебное пособие / В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 128 с. – 100 экз. ISBN 978-5-8265-0875-6
- 7 Немцы представили новое поколение гибрида Audi A1 e-tron. Леонид Попов (дата обновления: 13.06.2013) [Электронный ресурс] // URL: <https://www.drive.ru/news/audi/51b9bf8e94a656ca1d000039.html?amp=1> (дата обращения: 05.10.2020)
- 8 Передача поликлиновым ремнем: Методические указания к лабораторно - практич. занятиям для студентов, изучающих дисциплины: «Механика», «Техническая механика», «Детали машин и основы

конструирования» / Юж.- Рос. гос. техн. ун-т (НПИ).- Новочеркасск: ЮРГТУ, 2003 – 10 с.

9 Рынок электромобилей в России за 9 месяцев 2019 года [Электронный ресурс] // Автостат, 11.11.2019 // URL: <https://www.autostat.ru/infographics/41715/> (дата обращения: 15.10.2020)

10 Система охлаждения. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине СД.Ф.02.01 – Типаж подвижного состава и устройство автомобиля для студентов специальности 150200 – Автомобили и автомобильное хозяйство/ Быков А.В. – Улан-Удэ, 2002. – 28 с.

11 Толстоногов А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания. Учеб. пособие./ Сам. гос. аэрокос. ун-т. Самара, 2002. 208с.

12 Электро-компакт BMW i3 // URL: https://auto.ironhorse.ru/bmw-i3_3360.html (дата обращения: 05.10.2020).

131. Tyson, Madeline, Charlie Bloch. Breakthrough Batteries: Powering the Era of Clean Electrification. Rocky Mountain Institute, 2019. URL: <http://www.rmi.org/breakthrough-batteries>.

14 Bassett, M., Fraser, N., Brooks, T., Taylor, G. et al., “A Study of Fuel Converter Requirements for an Extended-Range Electric Vehicle,” SAE Int. J. Engines 3(1):631-654, 2010, doi: 10.4271/2010-01-0832.

15 Bassett, M., Hall, J. et al., The Development of a Range Extender Electric Vehicle Demonstrator, SAE Technical Paper 2013-01-1469, 2013, <https://doi.org/10.4271/2013-01-1469>

16 Bassett, M., Hall, J., OudeNijeweme, D., Darkes, D. et al., “The Development of a Dedicated Range Extender Engine,” SAE Technical Paper 2012-01-1002, 2012, doi: 10.4271/2012-01-1002.

17 Bassett, M., Thatcher, I., Bisordi, A., Hall, J. et al., “Design of a Dedicated Range Extender Engine,” SAE Technical Paper 2011-01-0862, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0862.

18 Department for Transport GOV UK National Travel Survey: England 2017. Available online: URL: https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/729521/national-travel-survey-2017.pdf (accessed on 5 October 2020)

19 European Commission EUROPA. Driving and Parking Patterns of European Car Drivers—A Mobility Survey. Available online: URL: <https://setis.ec.europa.eu/related-jrc-activities/jrc-setis-reports/driving-andparking-patterns-of-european-car-drivers> (accessed on 10 October 2020).

20 Ford Transit Custom Plug-In Hybrid Breaks Cover In The UK // URL: <https://fordauthority.com/2017/09/ford-transit-custom-plug-in-hybrid-breaks-cover-in-the-uk/> (accessed on 5 October 2020)

21 Ford запускает испытания первого в мире серийного гибридного фургона TransitCustomPHEV в Валенсии (дата обновления 14.05.2018) [Электронный ресурс] // URL: <https://vanlife.ru/news/world/Ford/ford-zapuskayet-ispytaniya-pervogo-v-mire-serijnogo-gibridnogo-furgona-transit-custom-phev-v-valensii/> (дата обращения: 05.10.2020)

22 Handbook of Hydrogen Storage. Edited by Michael Hirscher Copyright 2010 WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim ISBN: 978-3-527-32273-2

23 Lijewski, P et al., Exhaust emissions generated under actual operating conditions from a hybrid vehicle and an electric one fitted with a range extender, Transportation Research Part D 78 (2020) 102183, 2020 <https://doi.org/10.1016/j.trd.2019.11.012>

24 M. Barghamadi, A. Kapoor, C. Wen. (2013). A Review on Li-SBatteries as a High Efficiency Rechargeable Lithium Battery. Journal of The Electrochemical Society, т. 160, № 8, pp. A1256-A1263.

25 M. Cheng, M. Tong. (2017). Development Status and Trend of Electric Vehicles in China. ChineseJournalofElectricalEngineering, T. 3, № 2.

26 MOST, «Application Guidelines of New Energy Vehicle Pilot Project in 2017» 9 10 2016. URL: <http://www.most.gov.cn/mostinfo/xinxifenlei/fgzc/gfxwj/gfxwj2016/201610/W020161014555125786252.pdf> (accessed on 5 October 2020)

27 P. Bruce, S. Freunberger, L. Hardwick, J.-M. Tarascon. (2012) Li-O₂ and Li-S batteries with high energy storage. *Nature Materials*, т. 11, № 1, pp. 19-29.

28 Path to hydrogen competitiveness: A cost perspective, 2020 URL: <https://hydrogencouncil.com/en/path-to-hydrogen-competitiveness-a-cost-perspective/>(accessed on 5 October 2020)

29 RochdiTrigui. EVREST: Electric Vehicle with Range Extender as a Sustainable Technology EEVC 2015, EU project day on eMobility, Dec 2015, BRUXELLE, Belgium. 25 p

30 The Electric Vehicle Outlook is Bloomberg NEF // 2020 Bloomberg Finance L.P. URL: <https://about.bnef.com/electric-vehicle-outlook> (accessed on 15 October 2020)

31 TNS SOFRES EP TENDER. Available online: <https://tbb.innoenergy.com/wp-content/uploads/2015/11/EPTender.pdf> (accessed on 10 October 2020)

32 Wolschendorf, J., Rzemien, K., and Gian, D., "Development of Electric and Range-Extended Electric Vehicles Through Collaboration Partnerships," *SAE Int. J. Passeng. Cars - Electron. Electr. Syst.* 3(2):215-219, 2010, <https://doi.org/10.4271/2010-01-2344>