



**ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет**

**Институт механизации и технического сервиса**

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

«УТВЕРЖДАЮ»

и.о.Зав. кафедрой

/Хафизов Р.Н./

« 16 » 05 20 20 г.

### ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту Сайфутдинову Булату Рамилевичу

Тема ВКР Проектирование трактора тягового класса 1,4 с разработкой адаптивных опор двигателя

—  
утверждена приказом по вузу от «22» мая 2020 г. № 178

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 09.06.2020 г.

3. Исходные данные \_\_\_\_\_

— 1. Литературные источники по теме ВКР; \_\_\_\_\_

— 2. База данных патентов; \_\_\_\_\_

— 3. Интернет ресурсы \_\_\_\_\_

—  
4. Перечень подлежащих разработке вопросов \_\_\_\_\_

— 1. Анализ состояния вопроса; \_\_\_\_\_

— 2. Технологический раздел; \_\_\_\_\_

— 3. Конструкторский раздел \_\_\_\_\_

— 4. БЖД \_\_\_\_\_

5. Экономика

5. Перечень графических материалов

1. Анализ состояния вопроса;

2. Патентный поиск;

3. Сборочный чертеж конструкции;

4. Рабочие чертежи деталей;

5. Технологическая часть;

6. Экономическая часть

6. Консультанты по ВКР

Раздел (подраздел)	Консультант
1. Анализ состояния вопроса	Халиуллин Ф.Х.
2. Технологический раздел	Халиуллин Ф.Х.
3. Конструкторский раздел	Халиуллин Ф.Х.
4. Графическая часть	Халиуллин Ф.Х.

7. Дата выдачи задания

### КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
1	Анализ состояния вопроса	25.05.2020г.	
2	Технологический раздел	28.05.2020г.	
3	Конструкторский раздел	30.05.2020г.	
4	БЖД	03.06.2020г.	
5	Экономика	06.06.2020г.	
6	Графическая часть	09.06.2020г.	

Студент  (Сайфутдинов Б. Р.)

Руководитель ВКР  (Халиуллин Ф.Х.)

## АНОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Сайфутдинова Б.Р. на тему: «Проектирование трактора тягового класса 1,4 с разработкой адаптивных опор двигателя».

Записка состоит из пояснительной записки на 107 листах машинного текста и графической части на 9 листах формата А1.

Пояснительная записка состоит из введения, 7 разделов, заключения, списка использованной литературы и включает рисунки, таблицы, спецификации.

При выполнении первой части выпускной квалификационной работы производится: анализ литературных источников и анализ состояния вопроса.

Во второй главе производится тепловой расчет двигателя.

В третьей главе производится тяговый, динамический и экономические расчеты трактора.

В четвертом разделе производится патентный поиск, описание разрабатываемой конструкции, производится расчет параметров гидроопор.

В пятом разделе приведены анализ и разработка вопросов безопасности жизнедеятельности на производстве проектируемого трактора при чрезвычайных ситуациях.

В шестом разделе рассчитывается и экономически обосновывается рекомендации по улучшению производственного процесса и конструкции.

Записка заканчивается выводом.

## ВЕДЕНИЕ

Работа энергетических установок мобильных транспортных средств сопровождается частым изменением нагрузочного и скоростного режимов работы. Доля таких изменений в общем балансе времени определяется условиями эксплуатации транспортного средства. Это приводит не только к ухудшению мощностных и экономических показателей энергетической установки, но и вызывает дополнительные механические нагрузки на его механизмы и агрегаты в результате появления колебательных движений самой установки. Одним из возможных путей уменьшения отрицательного влияния условий эксплуатации мобильных машин на режимы работы энергетических установок является создание адаптивных опор, а также точек их размещения.

На большинстве автомобилей силовой агрегат крепится с помощью резинометаллических опор к кузову автомобиля. Уменьшение жесткости опор с целью снижения уровня вибрации автомобиля может вступать в противоречие с требованиями малых перемещений двигателя под действие максимальных сил и моментов.

Повышение жесткости опор силового агрегата ведет к нежелательному повышению его собственных частот колебаний. Необходимо отметить, что снижение уровня шума и вибрации двигателя позволяет повысить работоспособность и производительность труда автомобиля, снизить утомляемость пассажиров, повысить надежность транспортного средства.

## 1. Анализ литературных источников.

### **1.1. Анализ состояния вопроса.**

В современном мире проблеме снижения вибрации и шума различных машин и автомобильного транспорта уделяется серьезное внимание как у нас в стране, так и за рубежом. Отрицательное влияние данных факторов проявляется не только в потерях мощности, перерасхода топлива и снижения ресурса всего силового агрегата, но и в ухудшении условий эксплуатации данного силового агрегата человеком.

Двигатель является основным источником шума и вибрации автомобильного транспорта. Это связано как с цикличностью происходящих в нём процессов, так и со степенью уравновешенности двигателя, особенностями кривошипно-шатунного механизма.

В настоящее время применяемые опоры двигателя имеют постоянные характеристики, а именно жесткость и коэффициент демпфирования, которые подбираются массогабаритными параметрами самой конструкции, так и режимами работы силовой установки в эксплуатационных условиях.

Однако режимы работы двигателя имеют очень широкий диапазон изменения, как в скоростном, так и нагрузочном плане. Это приводит к тому, что опоры, которые показали себя более или менее удовлетворительно в одних условиях, в других дают результаты не только уменьшающие колебания силового агрегата, но иногда даже усиливающие это явление. Поэтому решением данной проблемы является создание опор, у которых характеристики будут регулироваться в зависимости от режимов работы двигателя и от параметров колебательной системы.

Силовой агрегат крепится при помощи трех или четырех опор. Наиболее распространено закрепление двигателя в трех точках. Эффективная шумоизоляция на холостом ходу и гашение толчков и ударов на скорости – это

основные функции опор. На автомобилях разных производителей двигатель закреплен по-разному, но крепления должны быть надежны настолько, чтобы не допускать значительных смещений двигателя в процессе эксплуатации. Современные опоры двигателя – резинометаллические и гидравлические.

Тракторы и автомобили работают при разных нагрузочных режимах, преобладающими являются переменные нагрузки. В зависимости от этих режимов количество теплоты, поступающей в жидкость системы охлаждения двигателя, варьируется, т.е. является переменным. Расходы жидкого и воздушного теплоносителей, поверхность охлаждения радиатора при проектировании систем охлаждения принимаются из расчета того, чтобы обеспечивался заданный температурный режим двигателя при режиме номинальной мощности. Таким образом, при работе двигателя в частичных режимах параметры системы охлаждения будут также примерно соответствовать режиму наибольшего нагружения. Некоторое снижение производительности водяного насоса и постоянно включенного вентилятора имеет место вследствие уменьшения па частичных режимах частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Вместе с тем внешние факторы, и прежде всего температура окружающей среды, оказывают существенное влияние на температурный режим системы охлаждения. Номинальные параметры системы охлаждения в совокупности с внешними факторами могут приводить к тому, что температурный режим будет ниже заданного, а в зимний период возможно переохлаждение двигателя. В условиях повышенных температур окружающей среды (выше расчетных) в совокупности с максимальными нагрузочными режимами возможен перегрев двигателя. Следовательно, в системе охлаждения необходимо иметь устройства регулирования температурного режима, способные оказывать воздействие на систему охлаждения в зависимости от влияния внешних факторов. Добиться такого воздействия на температурный режим и тем самым регулировать количество теплоты, переносимое охлаждающей жидкостью к радиатору и отводимое от него

потоком воздуха, можно изменяя массовый расход охлаждающей жидкости и потока воздуха.

Оптимальной является система охлаждения, которая обеспечивает расход воздуха через сердцевину радиатора в зависимости от теплового состояния двигателя и таким образом автоматически регулирует и поддерживает заданную температуру охлаждающей жидкости, температуру основных деталей двигателя в допустимых пределах, создавая условия нормального протекания рабочего процесса при наименьших энергетических затратах.

Температурный режим двигателя при разных нагрузках и в различных климатических условиях должен находиться в допустимом диапазоне отклонений. Мощность, экономичность и надежность двигателя в значительной степени зависят от способности системы охлаждения стабильно поддерживать необходимую температуру. Тракторы в течение года эксплуатируются в разнообразных климатических условиях при нагрузках и скоростях, изменяющихся в широких пределах. В каждом из этих случаев требуется обеспечивать заданную эффективность работы системы охлаждения. Для поддержания теплового состояния двигателя отвод теплоты системой охлаждения должен автоматически регулироваться. К настоящему времени разработай ряд способов автоматического регулирования и поддержания заданного теплового состояния двигателя. Все эти способы основываются на изменении расхода воздушного теплоносителя, проходящего через радиатор.

Системы автоматического регулирования вентиляторных установок позволят выключать вентилятор из работы при прогреве двигателя, малой загрузке и низкой окружающей температуре, когда температурный режим двигателя ниже заданного. Выбор оптимального режима работы двигателя (с максимальной отдачей при наименьших затратах топлива) в комплексе с автоматическим регулированием работы вентилятора позволит задать наиболее экономичный режим работы моторной установки. Для этого необходимо правильно подбирать вентиляторы к

двигателям, рассчитывать и проектировать воздушные тракты, капоты моторных установок, обеспечивать качественную сборку и эксплуатацию этих узлов.

Более совершенным и наиболее приемлемым для двигателей является регулирование производительности вентилятора по термостатическому методу, т.е. в зависимости от температуры, например, охлаждающей жидкости на выходе из головки блока двигателя или воздуха из блока охлаждения. Этот метод обеспечивает более точное поддержание теплового состояния двигателя в заданных пределах при одновременном снижении затрат мощности на привод вентилятора.

Благодаря автоматическому терморегулированию поддерживается оптимальная по расходу топлива температура охлаждающей жидкости, сокращается продолжительность прогрева двигателя в 1,5...2,0 раза, появляется возможность эксплуатировать его при оптимальных с точки зрения износа температурах охлаждающей жидкости и смазочного масла. На сегодняшний день известны различные конструкции автоматически управляемых вентиляторов.

Производительность водяного насоса — величина постоянная, нерегулируемая, зависящая только от частоты вращения коленчатого вала. Первым способом регулирования температурного режима охлаждающей жидкости, применяемым практически на всех тракторных и автомобильных двигателях жидкостного охлаждения, является ее циркуляция по малому и большому кругу рубашки охлаждения. Такая циркуляция осуществляется с помощью термоклапана термостата. Он является регулирующим устройством в жидкостной системе охлаждения и обеспечивает при запуске двигателя движение жидкости по малому кругу до заданного значения температуры жидкости. В зависимости от положения клапана жидкость проходит через радиатор в полном объеме, частично или вообще не проходит. В последнем случае жидкость из головки блока двигателя, минуя радиатор, возвращается в водяной насос. На рис. 2.1 показан температурный режим дизеля Д-243 с термостатами

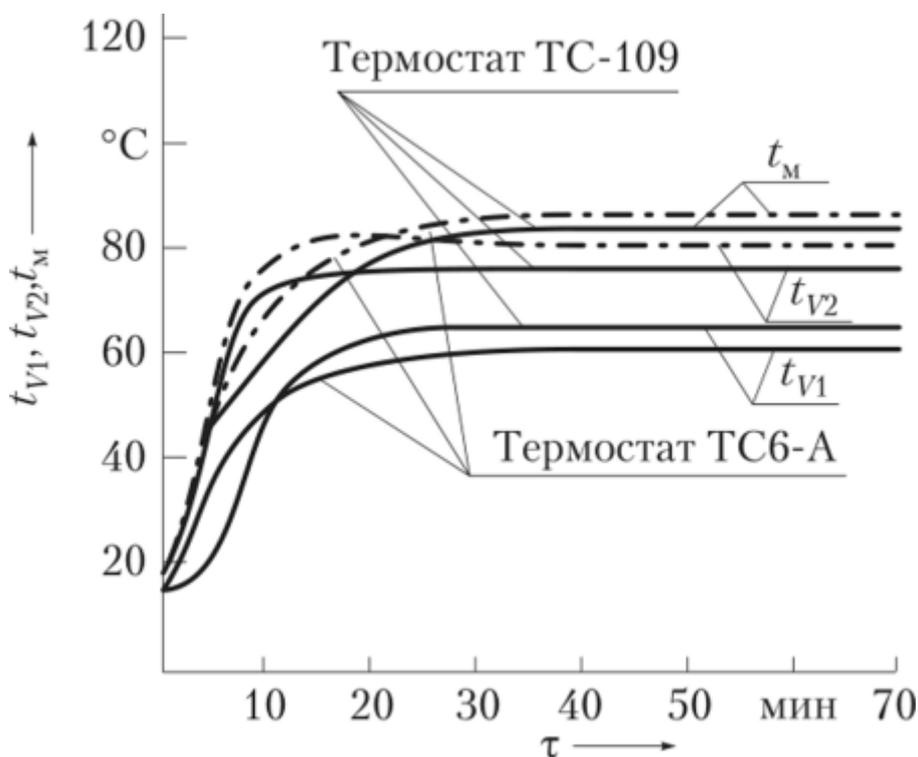


Рисунок 2.1 - Температурный режим дизеля Д-243 с термостатами

После того как термостат открывается, регулирование потока жидкости через радиатор малоэффективно и не обеспечивает поддержания теплового состояния двигателя в заданных пределах. Этим объясняется необходимость регулировать температурный режим охлаждающей жидкости другими способами. Одним из таких способов является изменение расхода воздушного теплоносителя через радиатор.

Регулировать температурный режим двигателя, изменяя поток воздуха, пропускаемого через радиатор, можно несколькими способами:

- используя жалюзи или шторку, устанавливаемые перед радиаторами;
- меняя угол установки лопастей вентилятора;
- выключая вентилятор;
- меняя частоту вращения вентилятора.

Рассмотренные конструктивные решения регулируют или полностью прекращают подачу воздуха к радиаторам. В этом случае температурный режим двигателя становится управляемым. Кроме того, при управлении вентилятором уменьшаются или полностью исключаются энергетические затраты на его привод.

Конструктивно наиболее простой способ регулирования температурного режима двигателя — дросселирование проходного сечения воздушного тракта осуществляется упомянутыми жалюзи или шторкой, устанавливаемыми в зоне всасывания перед радиаторами двигателя. Жалюзи дросселируют проходное сечение потока воздуха равномерно по всей площади радиатора, уменьшая или увеличивая поток охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор. Шторка дросселирует проходное сечение воздушного тракта полным или частичным перекрытием фронтальной поверхности радиатора. Дросселирование поперечного сечения воздушного тракта позволяет регулировать работу вентиляторной установки количественным методом.

Характеристика вентиляторной установки при регулировании ее работы жалюзи или шторкой представлена на рис. 2.2.. Перекрывая поперечное проходное сечение радиатора, увеличиваем сопротивление для прохода воздуха.

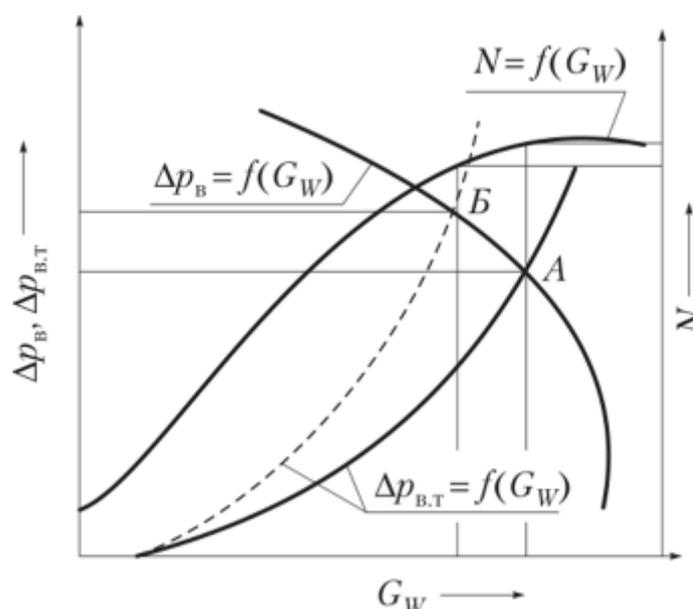


Рисунок 2.2 - Характеристика вентиляторной установки при регулировании воздушного потока жалюзи или шторкой

Характеристика вентиляторной установки при регулировании воздушного потока жалюзи или шторкой жалюзи или шторках зависимость  $\Delta p_B = f(G_W)$  пересекается с характеристикой вентилятора  $\Delta p_{B.T} = f(G_W)$  в точке А. При перекрытии проходного сечения характеристика воздушного тракта занимает

новое положение и пересекается с характеристикой вентилятора в точке Б, показывая, что расход воздуха через воздушный тракт уменьшился и одновременно увеличилось сопротивление.

Анализ энергетических затрат свидетельствует об уменьшении потребляемой мощности на привод вентиляторной установки при таком методе регулирования температурного режима. Однако уменьшение производительности вентиляторной установки более интенсивно, чем экономия мощности.

При перекрытии проходного сечения воздушного тракта частота вращения вентилятора сохраняется, а это означает, что потребляемая мощность расходуется на холостое прокручивание вентилятора. Жалюзи и шторка используются при низкой температуре охлаждающей жидкости после запуска и малой нагрузке двигателя, а также при низких температурах окружающей среды. Время прогрева двигателя при закрытой шторке сокращается, температура жидкости возрастает: например, дизель Д-243 при температуре окружающей среды  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  прогревается через 12 минут до температуры охлаждающей жидкости  $67\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В последующем интенсивность повышения температуры заметно снижается (рис. 2.3).

При достижении температуры в системе охлаждения заданного значения жалюзи или шторка открываются, увеличивая массовый расход воздуха через радиатор.

Управление шторкой или жалюзи путем перекрытия части или всего радиатора снижает поток воздуха к радиатору, но при этом вентилятор продолжает вращаться с прежней частотой, затрачивая мощность. Такой способ не экономичен. К тому же отсутствие на сельскохозяйственных тракторах автоматических систем управления шторкой не позволяет постоянно обеспечивать заданный температурный режим двигателя. Наличие субъективного фактора отрицательно сказывается и на температурном режиме двигателя, и на работе трактора, так как водителю постоянно приходится следить за показаниями приборов, регистрирующих температуру охлаждающей жидкости.

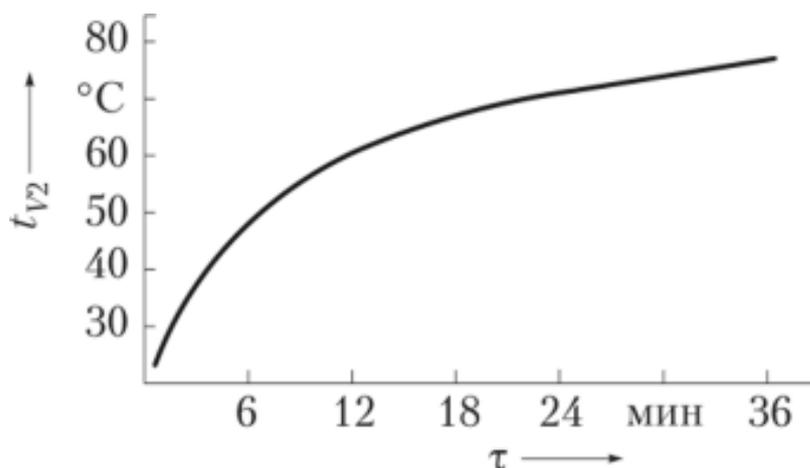


Рисунок 2.3 - Температура охлаждающей жидкости дизеля Д-243 при закрытой шторке

При достижении температуры в системе охлаждения заданного значения жалюзи или шторка открываются, увеличивая массовый расход воздуха через радиатор.

Управление шторкой или жалюзи путем перекрытия части или всего радиатора снижает поток воздуха к радиатору, но при этом вентилятор продолжает вращаться с прежней частотой, затрачивая мощность. Такой способ не экономичен. К тому же отсутствие на сельскохозяйственных тракторах автоматических систем управления шторкой не позволяет постоянно обеспечивать заданный температурный режим двигателя. Наличие субъективного фактора отрицательно сказывается и на температурном режиме двигателя, и на работе трактора, так как водителю постоянно приходится следить за показаниями приборов, регистрирующих температуру охлаждающей жидкости.

Системы автоматического регулирования температурного режима двигателя дросселированием проходного сечения воздушного тракта нашли применение на автомобилях («ЗИЛ», «Камине», «Фольксваген» и т.д.) и не используются на тракторах. Устанавливаемые на тракторах жалюзи и шторки имеют ручной механический привод управления тягами или тросом.

Регулирование потока воздуха может осуществляться скоростным и термостатическим методом. При скоростном методе регулирования на производительность вентиляторной установки влияет скоростной режим двигателя. Производительность в этом случае меняется при изменении частоты вращения вентилятора. Такой метод регулирования не получил широкого применения в системах охлаждения двигателей, но используется в промышленных вентиляторных установках. Более совершенным и наиболее приемлемым для тракторных и автомобильных двигателей является термостатический метод, при котором производительность вентилятора регулируется в зависимости от температуры, например, охлаждающей жидкости на выходе из головки блока двигателя или воздуха на выходе из блока охлаждения. Этот метод позволяет более строго поддерживать тепловое состояние двигателя в заданных пределах при одновременном снижении затрат мощности на привод вентилятора.

Термостатическое регулирование производительности вентилятора осуществляется посредством изменения угла установки лопастей рабочего колеса, частоты вращения, путем отключения вентилятора, а также применяется и при дросселировании прохода воздуха к сердцевине радиатора. При выборе параметров термостатического метода регулирования в качестве критериев могут выступать оптимальный температурный режим системы охлаждения, экономия топлива, уровень шума вентилятора или общий уровень шума трактора, автомобиля, износ отдельных деталей двигателя.

Выбор параметров по оптимальной температуре затруднителен, поскольку каждая точка двигателя имеет свою температуру. Температура в отдельных точках двигателей зависит от их положения относительно внешнего и внутреннего потоков тепла. Температуры точек двигателя, связанных с внешним потоком тепла, с небольшими допущениями позволяют оценивать температурный режим в целом. Одной из таких точек может быть выход охлаждающей жидкости из головки блока двигателя.

Сопоставление параметров рабочих процессов различных по конструкции двигателей в функции их температур приводит к выводу, что экономичность зависит от типа охлаждения и определяется температурой основных деталей. Обобщая экспериментальные данные, можно заключить, что уменьшение удельного расхода топлива на каждые  $10^\circ$  повышения температуры охлаждающей жидкости в интервале от  $60$  до  $100^\circ\text{C}$  составляет  $1...5$  г/кВт · ч. При последующем увеличении температуры охлаждающей жидкости до  $110... 120^\circ\text{C}$  удельный расход стабилизируется, а затем начинает возрастать вследствие заметного уменьшения коэффициента наполнения до  $0,78...0,74$ . Применение автоматического терморегулирования позволяет поддерживать оптимальную по расходу топлива температуру охлаждающей жидкости.

Уровень шума вентилятора двигателя примерно сопоставим с характеристикой вентилятора, а интенсивность уровня звука соответствует шестой степени частоты вращения вентилятора. Автоматическое регулирование частоты вращения вентилятора приводит к заметному уменьшению шумности двигателя.

Применение автоматического терморегулирования сокращает продолжительность прогрева двигателя в  $1,5...2,0$  раза, позволяет эксплуатировать его при оптимальных с точки зрения износа температурах охлаждающей жидкости и смазочного масла.

Рассмотренные ранее конструкции приводов позволяют обеспечивать автоматическое регулирование в зависимости от температуры охлаждающей жидкости, производительности вентиляторной установки и поддерживать заданный температурный режим двигателя. В настоящее время известны различные конструкции автоматически регулируемых вентиляторов.

Одним из способов управления вентилятором в целях обеспечения заданного температурного режима двигателя является регулирование производительности вентилятора при неизменной частоте вращения, что достигается изменением угла установки лопастей рабочего колеса. Уменьшение осевой скорости потока воздуха при уменьшении угла установки лопастей снижает производительность

вентилятора при одновременном уменьшении энергетических затрат на привод. При изменении угла установки лопастей КПД вентилятора не остается постоянным. Отношение КПД при фактическом угле установки лопастей к расчетному составляет  $\eta_{\text{факт}}/\eta_{\text{расч}} = (1-4) \cdot \gamma^4$

Характеристика вентиляторной установки при регулировании угла установки лопастей представлена на рис. 1.107. При изменении положения лопастей точка А согласования сопротивления воздушного тракта  $\Delta p_{\text{ВТ}} = f(G_w)$  и вентилятора  $\Delta p_{\text{В}} = f(G_w)$  перемещается в точку Б. При этом производительность вентилятора и затраты мощности на привод уменьшаются. При снижении температуры охлаждающей жидкости угол установки лопастей уменьшается и может быть равным нулю, производительность вентилятора также приближается к нулю. Возврат лопастей в расчетное положение осуществляется автоматически. Мощность на привод не исключается полностью, так как и в «нулевом» положении лопастей вентилятор вращается с заданной частотой. Потери на трение в приводе, завихрения воздушного потока приводят к ощутимым затратам мощности на привод вентилятора при его холостом ходе.

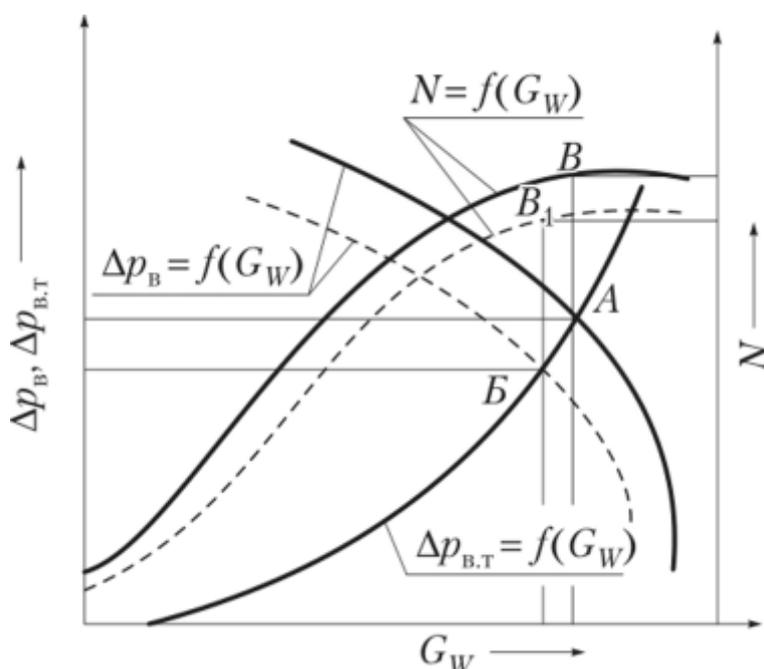


Рисунок 2.4 - Характеристика вентиляторной установки при изменяющемся угле установки лопастей

Другим способом является изменение частоты вращения, полное или частичное отключение вентилятора и прекращение его вращения, что осуществляется с помощью фрикционной, вязкостной, электромагнитной, гидродинамической муфт, а также гидростатического привода и отдельных электродвигателей по сигналу термодатчика. Эти устройства в приводе вентилятора позволяют бесступенчато регулировать частоту его вращения от минимального до максимального значения или полностью выключать вентилятор.

Повышение экономичности вентиляторных установок тракторов при эксплуатации имеет важное значение. Так, снижение мощности на привод вентилятора на 1 % приведет к экономии топлива в хозяйствах только по тракторам «БЕЛАРУС» примерно на 30 %. Это может быть достигнуто благодаря повышению КПД самих вентиляторов и даже в большей мере вентиляторных установок в результате обеспечения надлежащего взаимодействия вентиляторов с двигателем и воздушным трактом. На привод вентилятора затрачивается до 3,5 % мощности двигателя, отключение вентилятора при малой нагрузке трактора и низких температурах окружающей среды, когда температурный режим двигателя ниже заданного, позволит экономить топливо, затрачиваемое на привод вентилятора. На рис. 1.108 приведена нагрузочная характеристика дизеля Д-245 трактора «БЕЛАРУС» при работе с вентилятором и без него. Из графика следует, что при работе дизеля с вентилятором удельный расход топлива на 6,8...8,2 г/кВт • ч выше, чем при работе без вентилятора, что в пересчете на мощность составляет 2,2 кВт.

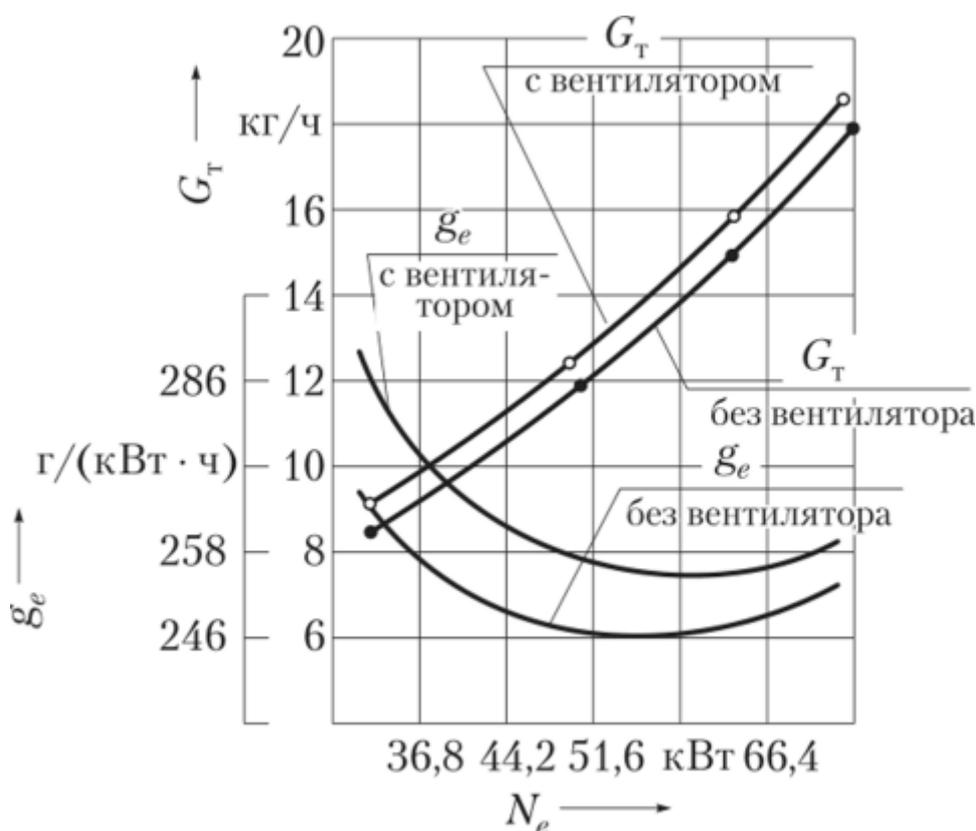


Рисунок 2.5 - Зависимость  $G_T = (N_e)$  и  $g_e = (N_e)$  дизеля Д-245 без вентилятора и с четырехлопастным вентилятором 0456 мм

Кроме того, постоянное вращение вентилятора может привести к переохлаждению двигателя, как следствие — к снижению его мощностных и экономических показателей. Эффективным и экономически целесообразным способом снижения расхода воздуха через радиатор в период прогрева двигателя и при работе его на частичных режимах, в условиях низких климатических температур является отключение вентилятора.

Для регулирования теплового состояния дизеля Д-260.1 используют автоматически управляемую вязкостную муфту, под воздействием которой вентилятор включается при температуре охлаждающей жидкости 80...85 °С и отключается при снижении температуры до 70...75 °С. Исследования фрикционной муфты на дизеле Д-245 показали, что при работе дизеля в режиме мощности 29,4...51,5 кВт в течение 12 ч в случае принудительного включения вентилятора часовой расход топлива на 0,2...0,5 кг/ч больше, чем при автоматическом

регулировании вентилятора (рис. 1.109). Установлено, что прогрев дизеля с автоматическим режимом работы вентилятора при температуре окружающей среды  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  составляет 10 мин. При работе дизеля с нагрузкой 22...29 кВт при окружающей температуре  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  количество включений составляет 30 в час, время работы после каждого включения — от 0,50...0,66 мин, что равно 21,4...27,4 % от времени работы двигателя. При работе трактора на пахоте температурный режим по охлаждающей жидкости и смазочному маслу через 30...33 мин стабилизировался, после чего перепад температур поддерживался в заданных пределах.

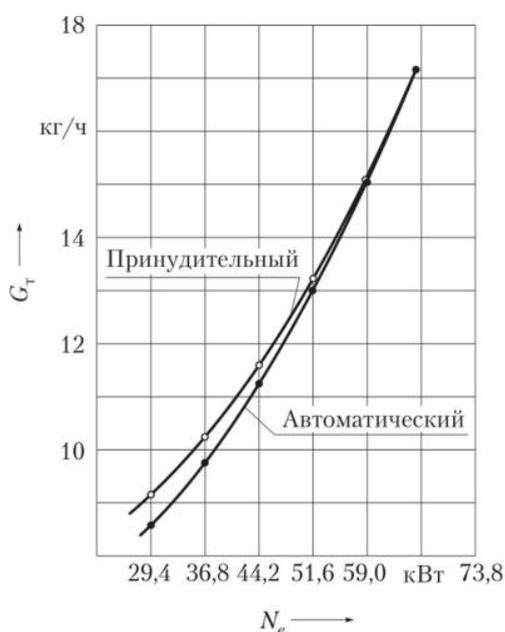


Рисунок 2.6 - Зависимость  $G_T = (N_e)$  дизеля Д-245 при автоматическом режиме работы вентилятора

Установлено, что зависимость частоты вращения вентилятора от частоты вращения коленчатого вала двигателя практически линейная (рис. 1.110) [70]. Коэффициент скольжения гидромuffты привода вентилятора 0510 мм при изменении частоты вращения коленчатого вала от 1000 до 2000 мин<sup>-1</sup> увеличивается от 6 до 8,2 %. Гидродинамический привод при открытии питающего клапана выходит на режим максимальной частоты вращения 2600 мин<sup>-1</sup> за 30...40 с

при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин<sup>-1</sup>. Снижение частоты вращения от максимальной 2600 мин<sup>-1</sup> до минимальной 620...410 мин<sup>-1</sup> при перекрытии питающего клапана происходит за 2,5...3,0 мин в диапазоне частоты вращения коленчатого вала 2000... 1000 мин<sup>-1</sup>. Минимальная частота вращения опорожненной муфты в пределах 410...620 мин<sup>-1</sup> обуславливается трением в подшипниках качения ведомого вала привода. При продолжительной работе дизеля с системой автоматического регулирования температуры жидкости в режиме холостого хода его тепловое состояние поддерживается автоматически в заданных пределах, температура охлаждающей жидкости и смазочного масла находится в пределах 95... 100 °С. Частота вращения вентилятора изменяется плавно с изменением нагрузки дизеля.

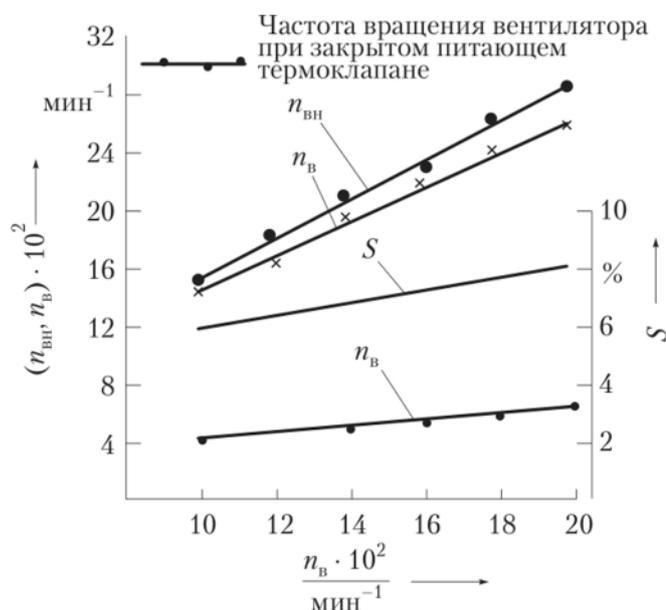


Рисунок 2.7 - Скоростная характеристика холостого хода привода вентилятора с гидромуфтой переменного наполнения дизеля Д-260.1

Регулирование вентиляторных установок двигателей, как правило, выполняется автоматически, что обеспечивает автоматическое поддержание температурного режима системы охлаждения в заданных пределах. Исполнительным механизмом, изменяющим массовый расход воздуха в воздушном тракте, служит вентилятор.

## 2. Тепловой расчет двигателя.

Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности определить основные параметры вновь проектируемого двигателя, а так же проверить степень совершенства действительного цикла реального работающего двигателя.

Метод теплового расчета, принятый в русской технической литературе, в своей основе, был впервые разработан профессором В.И.Гриневецким в 1907 году и в дальнейшем развит применительно к различным типам двигателей.

Тепловой расчет включает в себя несколько этапов:

1. Обоснование и выбор аналогов, недостающих исходных данных и расчетных режимов.

2. Определение параметров рабочего тела – топливовоздушной смеси и продуктов сгорания в зависимости от их состава, определяемого значениями коэффициента избытка воздуха .

3. Последовательный расчет основных процессов цикла – наполнения, сжатия, сгорания, расширения, выпуска.

4. Определение индикаторных, эффективных и удельно-массовых показателей двигателя.

5. Построение и анализ внешней скоростной характеристики двигателя.

6. Построение расчетных индикаторных диаграмм цикла в координатах "давление - текущий объем цилиндра" (P-V) и "давление – угол поворота коленчатого вала" (P-).

В данной работе рассчитывается дизельный двигатель с газотурбинным наддувом и охладителем наддувочного воздуха.

Для дизельного двигателя принимаем:

1. Режим минимальной частоты вращения:

$$n_{\min} = \text{об.мин};$$

2. Режим максимального крутящего момента:

об/мин;

3. Режим максимальной (номинальной) мощности:

$$n_N = n_p = 4500 \text{ об/мин.}$$

4. Промежуточные режимы (задаются несколько значений)

$$n_x = (0.4 \dots 0.9) n_p.$$

Весь числовой расчет будет проводиться только для режимов максимальной мощности, т.е. при  $n_N = 4500$  об/мин, а для остальных режимов окончательные значения рассчитываемых параметров приводятся в табличной форме.

В соответствии с заданной степенью сжатия и ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях – марки Л и для работы в зимних условиях – марки З). Цетановое число топлива – не менее 45.

Средний элементарный состав и молекулярная масса ДТ принимается согласно (стр. 129, [1]):

;

Низшая теплота сгорания топлива

### **Параметры рабочего тела**

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива: 1 кг

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ - \_\_\_\_\_ -  
 \_\_\_\_\_

Коэффициент избытка воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха до возможных пределов уменьшает размеры цилиндров и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность двигателя, особенно детали поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей с наддувом работают на номинальном режиме без существенного перегрева при . В связи с этим можно принять на номинальном режиме, а на режимах минимальной частоты вращения

Количество свежего заряда:

\_\_\_\_\_

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

- \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

Общее количество продуктов сгорания:

## Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия:  $p_0=0,101325$  и  $T_0=293$  К,

Потребные значения давления  $P_k$  за компрессором для обеспечения заданной мощности  $N_e$  дизеля и характера кривой крутящего момента ориентировочно определяют в следующем порядке:

а) Для номинального режима работы двигателя ( $n = n_p$ ):

- потребное среднее эффективное давление (МПа):

$$P_{e,N} = 120 N_e / (i V_h' n_p) = 1,067 \text{ МПа} \quad \text{—————}$$

- плотность заряда за компрессором ( $\text{кг/м}^3$ ):

$$\rho_k = 1_0 P_{e,N} / (i H_{и} \times \eta_v 0,95 m) =$$


---

где  $\eta_1 = 0,41 \dots 0,47$  – индикаторный КПД;

$\eta_v = 0,88 \dots 0,95$  – коэффициент наполнения;

$\eta_m = 0,80 \dots 0,85$  – механический КПД;

- давление за компрессором (МПа):

$$P_k = \kappa R T_k'$$

где  $T_k' = 360 \dots 370$  К – условная (желательная) температура заряда за компрессором;

– удельная газовая постоянная для воздуха.

- фактическая температура заряда за компрессором:

где  $n_k = 1,6 \dots 1,8$  – показатель политропы сжатия в компрессоре;

- глубина охлаждения заряда в ОНВ:

$$T_{\text{ОНВ}} = T_k - T_k'$$

б). Для режима наибольшего крутящего момента ( $n = n_M$ ):

- потребное среднее эффективное давление  $P_e$  (МПа):

$$P_e = K_m P_{e,N}$$

где  $K_m$  – коэффициент приспособляемости ( $K_m = 1,3$ );

$P_{e,N}$  – среднее эффективное давление на номинальном режиме работы двигателя.

- плотность заряда за компрессором ( $\text{кг/м}^3$ ):

$$\rho_k = l_o P_e / (l H_{и} \eta_v \eta_m 0,98) =$$

$$= \frac{\dots}{\dots}$$

где  $\eta_l = 0,43 \dots 0,49$ ;  $\eta_v = 0,91 \dots 0,97$ ;  $\eta_m = 0,87 \dots 0,92$ .

Далее определяются  $P_k$ ,  $T_k$ ,  $T_{\text{ОНВ}}$  – как и для ном. режима.

Температура и давление остаточных газов:

Давление остаточных газов для двигателей с газотурбинным наддувом (МПа):

$$P_r = (0,75 \dots 0,98) P_k$$

### Процесс впуска

Зададимся подогревом заряда при впуске  $T$  от стенок впускного трубопровода (коллектора), стенок цилиндра и днища поршня:  $\Delta T_N = 2$  °С. На остальных режимах значения  $\Delta T$  рассчитываются:

где \_\_\_\_\_

Потери давления на впуске при учете качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем можно принять и Тогда  $\Delta P$

$a$  на номинальном режиме двигателя рассчитывается по формуле:

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

где  $A_n = \omega_{вп} / n_N$  \_\_\_\_\_

тогда \_\_\_\_\_

Давление в конце впуска:

Коэффициент очистки принимаем в пределах  $\phi_{оч} = 0,8 \dots 0,95$ . Задаем значениями коэффициента дозарядки  $\phi_{доз}$ , для каждой из расчетных частот вращения, основываясь на статистических данных ([2], Стр. 33, рис. 2.9). Следует

учитывать, что зависимости  $\varphi_{\text{доз}}(n)$ , применяемые в расчетах, обычно близки к линейным.

Коэффициент остаточных газов:

$$\frac{\text{-----}}{\text{-----}}$$

Температура в конце впуска:

$$\text{-----}$$

где  $\varphi = 1,1 \dots 1,2$  – коэффициент, учитывающий различие теплоемкости свежего заряда и остаточных газов.

Коэффициент наполнения:

$$\frac{\text{-----}}{\text{-----}}$$

### Процесс сжатия и сгорания

Средний показатель адиабаты сжатия  $k_1$  определяется по номограмме (рис. 4.4, стр. 73, [1]), средний показатель политропы сжатия  $n_1$  принимается несколько меньше  $k_1$ . Так при  $n_N = 4500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $T_a = 373, \text{ К}$  и  $\varepsilon = 17$ :

$$k_1 = 1,36432$$

$$n_1 = k_1 - 0,005 = 1,36432 - 0,005 = 1,3593$$

Давление в конце сжатия при:

Температура в конце сжатия:

$$t_c = T_c - 273 =$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,835 / 0,804 = 1,0393$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$= (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,039 + 0,0202) / (1 + 0,0202) = 1,0386$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{p.c.} = (H_{и} - H_{и}) / [M_1 (1 + \gamma_r)] = 42437 / (0,804 (1 + 0,0202)) = 51750 \text{ кДж/кМоль}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при температуре  $t_x$ , С, определяется выражением:

$$+ \text{кДж}/(\text{кМольК}),$$

где:

—

—

$$0,00155 = 10,835(0,073 \cdot 0,003349 + 0,063 \cdot 0,004438 + 0,637 \cdot 0,001457 +$$

Мольная теплоемкость смеси свежего заряда и остаточных газов:

$$\text{кДж/(кМольК)},$$

где:

$$a_2 = (20,600 + \gamma_r a_1) / (1 + \gamma_r) = (20,6 + 0,0190 \cdot 20,6) / (1 + 0,0190) = 20,66$$

$$b_2 = (0,002638 + \gamma_r b_1) / (1 + \gamma_r) = (0,002638 + 0,02118 \cdot 0,00185) / (1 + 0,02118) = 0,002622$$

По (рис.2.13, стр. 38, [2]) задаем максимальное давление цикла ( $P_z$ ) в зависимости от частоты вращения КВ.

Вычисляем степень повышения давления в цикле:

Для номинального режима:

$$= P_z / P_c = 13,211 / 9,132 = 1,447$$

Температура  $T_z$  в конце сгорания определяем по уравнению сгорания, коэффициенты которого:

$$x_1 = z \cdot H_{p,c} + [(a_2 + b_2 \cdot t_c) \cdot t_c + 8,314 \cdot \lambda] = 0,837 \cdot 51750 + [(20,66 + 0,001844 \cdot 761,02) \cdot 761,02 + 8,314 \cdot 1,447] = 70627$$

$$x_2 = \mu \cdot (a_1 + 8,314) = 1,0393 \cdot (23,93 + 8,314) = 33,489$$

$$x_3 = \mu \cdot b_1 = 1,0386 \cdot 0,001844 = 0,00192$$

Температура в конце сгорания:



$$T_z = t_z + 273 = \text{К}$$

Степень предварительного расширения:

$$= T_z / (T_c) = 1,0393 \cdot 2174,2 / (1,447 \cdot 1034,02) = 1,510$$

### Процесс расширения и выпуска

Степень последующего расширения:

$$= / = 17 / 1,510 = 11,261$$

Средний показатель адиабаты расширения определяется по номограмме (рис. 4.8, стр. 82, [1]) при заданном для соответствующих значений , а средний показатель политропы расширения оценивается по величине среднего показателя адиабаты. Так для номинального режима при что позволяет принять

Давление и температура в конце расширения:

$$\begin{array}{cc} \text{---} & \text{---} \\ \text{---} & \text{---} \end{array}$$

Температура  $T_r'$  остаточных газов:

$$\begin{array}{cc} \text{==} & \text{==} \\ \text{---} & \text{---} \end{array}$$

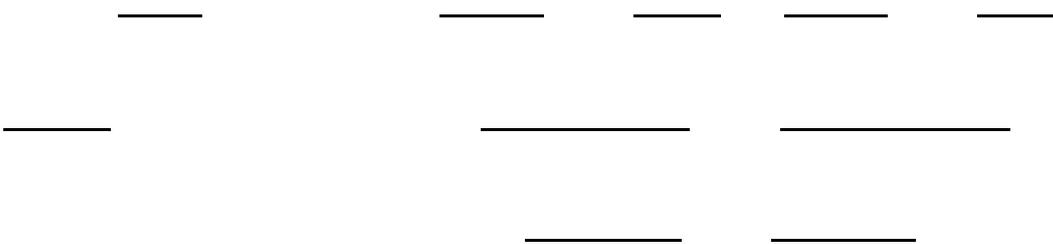
Проверка совпадения с выбранными в начале расчета (см. 2) значениями температуры остаточных газов  $T_r$ :

$$= ( [ T_r - T_r' ] / T_r ) \cdot 100, \%$$

Допустимая погрешность  $[\Delta]$  не должна превышать 15 %.

### Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:



Среднее индикаторное давление:

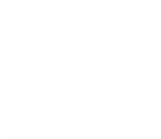
где коэффициент полноты диаграммы.

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива:



### Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь для дизельных двигателей с наддувом подсчитывается по формуле:



где:  $a_m$  и  $b_m$  - коэффициенты, значения которых принимаем по (табл.2.5, стр 42, [2]):

$$a_m = 0,089,$$

$$b_m = 0,0118,$$

$C'_p$  – средняя скорость поршня для номинального режима, предварительно принимаем ход поршня(S) равным 85 мм:

\_\_\_\_\_

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$=1,541-0,252=1,289 \text{ МПа}$$

—

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

\_\_\_\_\_

### Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж:

\_\_\_\_\_

Рабочий объем одного цилиндра:

—

Диаметр цилиндра, принимая  $S/D=1,0375$ :

\_\_\_\_\_

Диаметр цилиндра округленный до стандартного значения:

$$D = 80 \text{ мм}$$

$$\text{Ход поршня: } S = D \cdot 1,0375 = 85$$

Площадь поршня:

\_\_\_\_\_

Так как ход поршня изменился, найдем уточненную скорость поршня:

\_\_\_\_\_

что достаточно близко (ошибка  $<1\%$ ) к ранее принятому значению.

Литраж двигателя уточненный:

\_\_\_\_\_

Эффективная мощность двигателя:

\_\_\_\_\_

Литровая мощность двигателя:

\_\_\_\_\_

Эффективный крутящий момент:

\_\_\_\_\_

Часовой расход топлива

\_\_\_\_\_

Значения для остальных режимов представлены в таблице 11 и на рис. 11, рис. 12.

Таблица 11

n об/мин	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500
Ne, кВт	32,900	47,077	62,585	73,912	83,150	90,516	96,657	100,782
Me, Нм	232,8	249,9	265,8	261,5	252,2	240,2	228,0	214,0
Gт, кг/ч	6,926	9,768	12,814	15,699	18,368	20,793	23,155	25,330

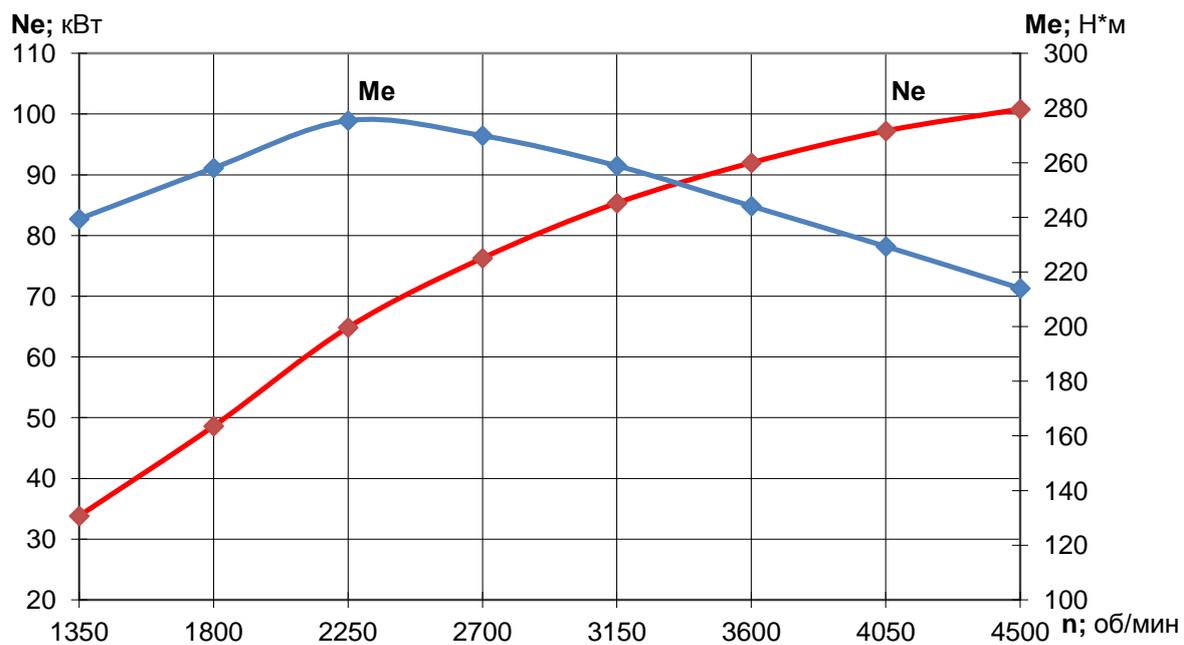


Рисунок 11. Графики изменения мощности и крутящего момента по оборотам КВ.

Находим коэффициент присп-ти по моменту:

$$261,5/214=1,242$$

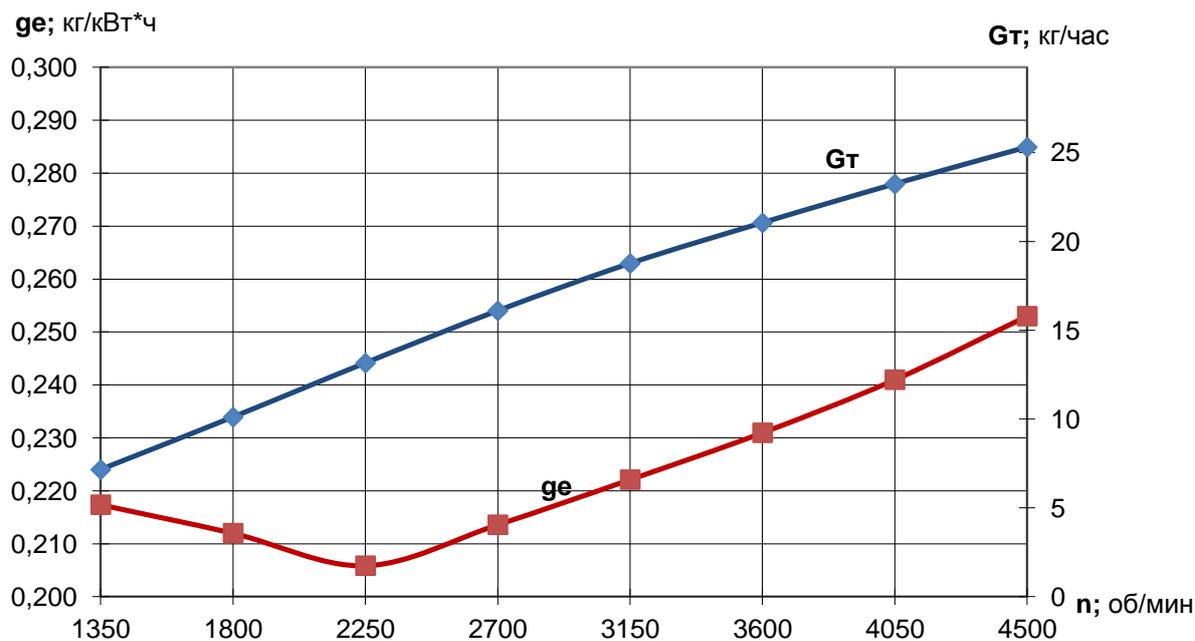


Рис.12 График изменения удельного эффективного расхода топлива и часового расхода топлива в зависимости от частоты вращения КВ.

### Тепловой баланс

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу.

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имевшихся потерь.

В общем виде тепловой баланс двигателя может быть представлен в виде:

Где  $Q_{in}$  - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом.

$Q_{out}$  - Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1с:

$Q_{out}$  - Теплота, потерянная с отработавшими газами:

—

$Q_{cool}$  - Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

—

Где  $\alpha$  - коэффициент пропорциональности для четырехтактного двигателя, выбираем по рекомендациям;  $i$  – число цилиндров;  $D$  – диаметр цилиндра, см;  $n$  – частота вращения КВ,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\gamma$  – показатель степени для 4-х тактного двигателя.

Неучтенные потери теплоты:

Для удобства сравнения распределения теплоты или оценить степень теплоиспользования, то удобнее относительные величины, в процентах.

Проведем пример расчета для номинального режима, для всех остальных режимов результаты приведены в таблице 13.


Переведем абсолютные величины в относительные величины:


Таблица 13

n, об/мин.	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500
$Q_0$ , Дж/с	81648	115148	151048	185066	216530	245106	272954	298595
$Q_e$ , Дж/с	32900	47077	62585	73912	83150	90516	96657	100782
m	0,66	0,675	0,681	0,687	0,691	0,694	0,696	0,7
$Q_b$ , Дж/с	23266	34028	42968	51581	58505	63959	68266	74158
$Q_r$ , Дж/с	19050	27031	35509	43892	52076	60145	68513	76392
$Q_{ост}$ , Дж/с	6432	7011	9986	15681	22798	30486	39518	47264
$q_e$	40,3	40,9	41,4	39,9	38,4	36,9	35,4	33,8
$q_b$	28,5	29,6	28,4	27,9	27,0	26,1	25,0	24,8
$q_r$	23,3	23,5	23,5	23,7	24,1	24,5	25,1	25,6
$q_{ост}$	7,9	6,1	6,6	8,5	10,5	12,4	14,5	15,8

Строим график зависимости составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения КВ. (рис.15)

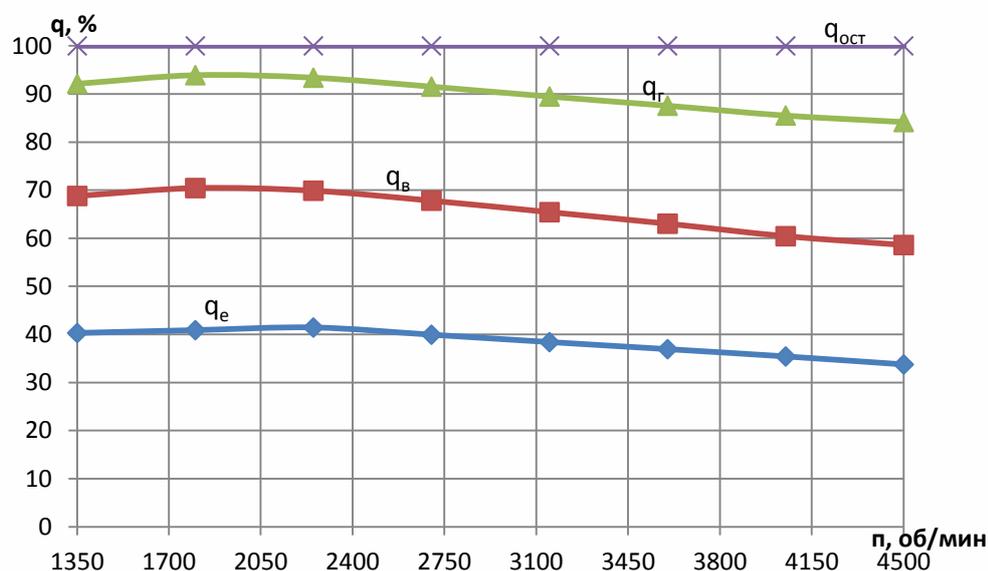


Рис. 15. График зависимости составляющих теплового баланса двигателя от частоты вращения КВ.

### 3.3 Расчет потенциальной характеристики трактора

Потенциальная тяговая характеристика рассчитывается и строится для будущего трактора при работе в типичных (нормальных) условиях, такими

условиями для сельскохозяйственного трактора является: агрофон – стерня зерновых культур, поверхность поля равна  $\alpha = 0$ , почва – средний суглинок, удельное сопротивление почвы - 0,05...0,06 МПа, влажность – нормальная, т. е. 16...18%. Для таких условий подбирается из справочников  $\varphi$  и  $f$ .

Предварительно должно быть определено:  $m_{\text{э}}$ ,  $N_{\text{е ном}}$ , тип трактора и его класс и колесная схема, к. п. д. трансмиссии.

Теоретическая скорость:

$$g_m = \frac{1000 * N_{\text{е ном}} * \eta_{\text{ТР}}}{P_{\text{кр}} + f * m_{\text{э}} * 9,81} = \frac{1000 * 100 * 0,9}{6000 + 0,09 * 2400 * 9,81} = 8,77 \text{ м/с}$$

где,  $\eta_{\text{ТР}} = 0,9$  - к.п.д. трансмиссии;  $P_{\text{кр}} = 6000$  Н - тяговое усилие на крюке трактора;  $f = 0,09$  - коэффициент сопротивления качению;  $m_{\text{э}} = 2400$  кг - эксплуатационная масса трактора.

Величина буксования трактора:

$$\delta = a * p + b * p^c = 0,13 * 0,64 + 0,013 * 0,64^8 = 0,08$$

где,  $a = 0,13$ ,  $b = 0,013$ ,  $c = 8$  - постоянные коэффициенты.

$$p = \frac{P_{\text{кр}}}{\varphi * \lambda_{\text{к}} * m_{\text{э}} * 9,81} = \frac{6000}{0,8 * 0,7 * 2400 * 9,81} = 0,64$$

где,  $\varphi = 0,8$  - коэффициент сцепления;  $\lambda_{\text{к}} = 0,7$  - коэффициент распределения веса на ведущее колесо.

Потеря мощности на буксование:

$$N_{\delta} = \frac{P_{\text{кр}} * g_m * \delta}{1000} = \frac{6000 * 2,77 * 0,08}{1000} = 1,38 \text{ кВт}$$

Потеря мощности на качение:

$$\begin{aligned} N_f &= \frac{f * m_{\text{э}} * 9,81 * g_m * (1 - \delta)}{1000} = \\ &= \frac{0,09 * 2400 * 9,81 * 2,77 * (1 - 0,08)}{1000} = 14 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Мощность на крюке:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} * g_m * (1 - \delta)}{1000} = \frac{6000 * 2,77 * (1 - 0,08)}{1000} = 15,2 \text{ кВт}$$

Величина тягового к. п. д.:

$$\eta_{тяг.усл} = \frac{N_{кр}}{N_{e ном}} = \frac{15,2}{25} = 0,61$$

Вычисленные значения приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Потенциальная тяговая характеристика трактора

$P_{кр}$ , кН	2000	4000	6000	8000	10000	12000	14000	16000	18000	20000
$\vartheta_T$ , м/с	9	7,04	6,00	5,22	4,63	4,15	3,77	3,45	3,18	2,94
$P$	0,043	0,086	0,128	0,171	0,214	0,257	0,300	0,343	0,385	0,428
$\delta$	0,006	0,011	0,017	0,022	0,028	0,033	0,039	0,045	0,050	0,056
$N_{\delta}$ , кВт	0,095	0,314	0,601	0,931	1,288	1,665	2,055	2,456	2,865	3,280
$N_f$ , кВт	63,600	63,244	62,887	62,531	62,175	61,819	61,463	61,107	60,750	60,394
$N_{\delta 2}$ , кВт	16,949	27,849	35,38	40,863	44,985	48,169	50,677	52,682	54,301	55,619
$\eta_{тяг. усл}$	0,188	0,309	0,393	0,454	0,500	0,535	0,563	0,585	0,603	0,618

Потенциальная тяговая характеристика приведена на рисунке 3.3.

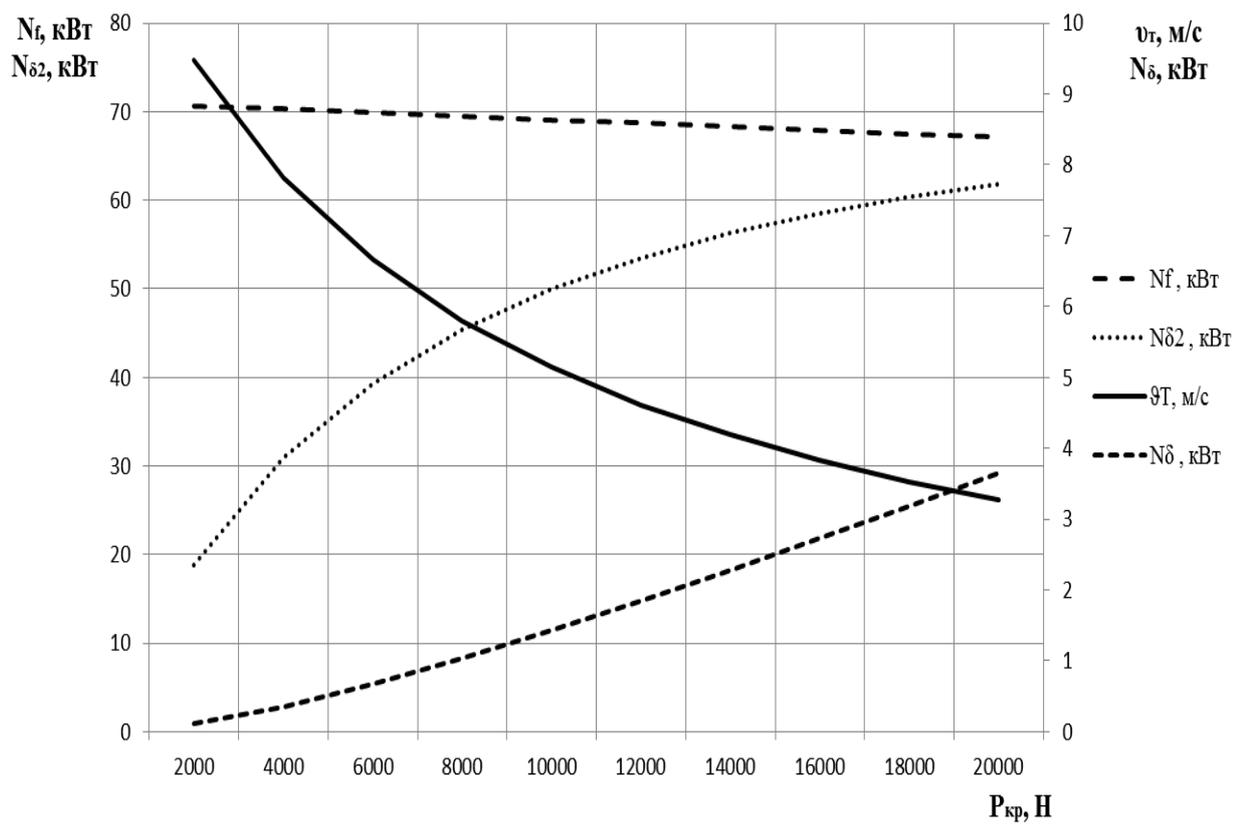


Рисунок 3.3 – Потенциальная тяговая характеристика трактора

#### 4. Конструкторская часть

##### 4.1. Подвеска двигателя с гидроопорами.

Силовой агрегат крепится к кузову на эластичных опорах. Они поглощают вибрации, чтобы те не передавались на кузов и не становились источниками неприятного шума в салоне. Кроме того, опоры защищают мотор от резких ударов, когда машина движется по неровной дороге. Наиболее распространенный и дешевый вариант – резинометаллические опоры. Название говорит само за себя: две пластины и резиновая проставка между ними. Иногда для большей жесткости внутри подушек устанавливают пружины, а для смягчения ударов – буферы. Такие довольно простые элементы эффективно гасят колебания далеко не во всем рабочем диапазоне двигателя. Более гибко реагируют на изменение оборотов гидравлические опоры. На минимальных оборотах для эффективного гашения колебаний подушка должна быть мягкой. С ростом оборотов при движении автомобиля увеличивается амплитуда колебаний – в этом случае надо, чтобы подвеска двигателя стала жестче.

Принципом действия гидроопора напоминает обычные амортизаторы. Колебания гасит рабочая жидкость, перетекающая из одной камеры в другую. Они заполнены пропиленгликолем. При малых перемещениях силового агрегата (работа мотора на холостом ходу) колебания сглаживает подвижная мембрана – мягкая опора демпфирует вибрации двигателя, передаваемые на кузов.

При увеличении оборотов коленчатого вала и скорости – вместе с ними увеличивается и амплитуда колебаний. Мембрана уже не справляется с возросшей нагрузкой, и в работу вступает дроссельное устройство. Под давлением жидкость через его каналы перетекает из верхней камеры в нижнюю – жесткость и энергоемкость опоры увеличиваются.

					ВКР 23.05.01.166.20.АО.00.00.00.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат			
Разроб.		Сайфутдинов Б.Р.			Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Халиуллин Ф.Х.				1	12
Консулт.					КГАУ каф. ТАиЭУ		
Н. контр.		Халиуллин Ф.Х.					
Зав. кафедр.		Хафизов К.А.			АДАПТИВНЫЕ ОПОРЫ ДВИГАТЕЛЯ		

## 4.2. Принцип работы современной гидропоры с механическим управлением.

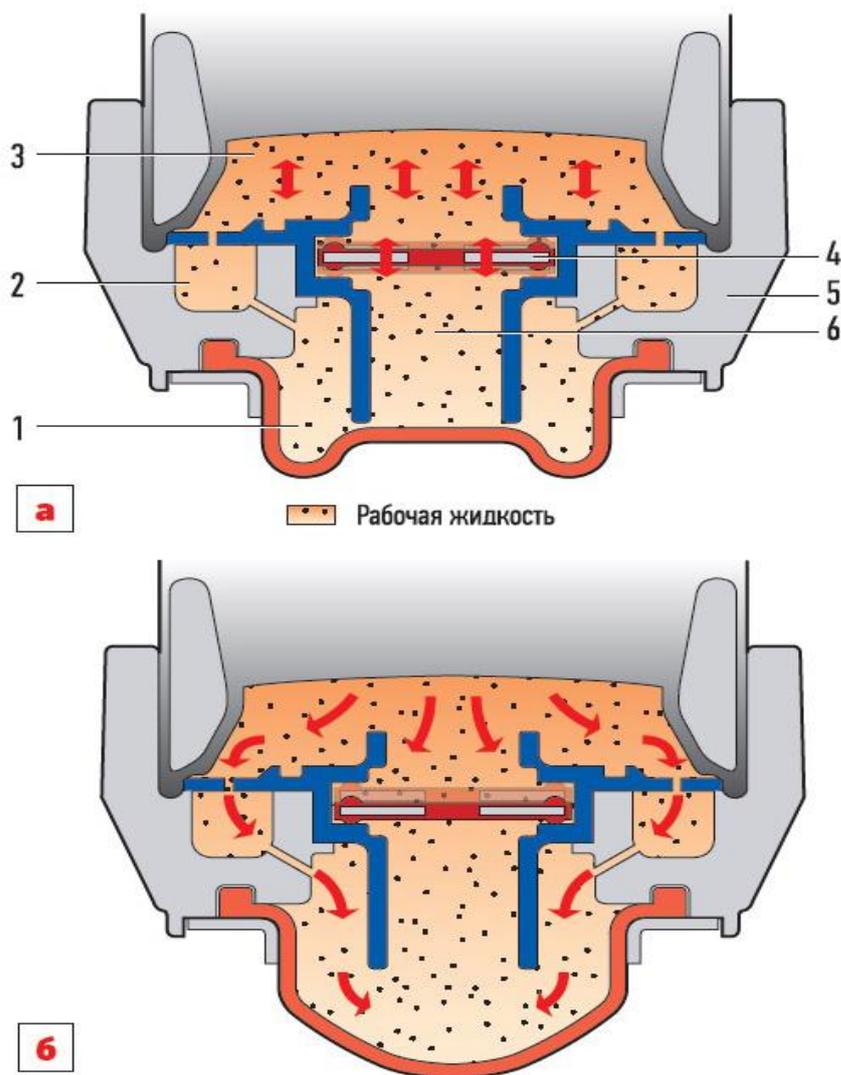


Рис.4.1. Схема работы гидропор с механическим управлением

*а) на холостом ходу, опора мягкая:*

1 – нижняя (расширительная) камера; 2 – дросселирующий канал;

3 – верхняя (рабочая) камера; 4 – подвижная мембрана;

5 – корпус гидропоры; 6 – канал демпфирующей жидкости.

*б) в движении, опора жесткая:* в движении, опора жесткая

Гидроопоры для каждой модели двигателя настраивают отдельно. Рабочую характеристику задают, изменяя диаметр и длину канала дросселирующего устройства. Существуют варианты «подушек» с электронным контролем, они сложнее по конструкции, зато быстрее реагируют на изменения режимов. Для примера возьмем опоры с электровакуумным приводом. Блок управления двигателем получает информацию с датчика положения коленвала, учитывает скорость автомобиля и подает питание на электромагнитный клапан трубопровода, идущего от впускного коллектора к опоре. Появившееся разрежение вытягивает мембрану демпфера и открывает канал, по которому жидкость перетекает из верхней камеры в нижнюю – в этом случае подушка мягкая.

Поднялись обороты двигателя, автомобиль тронулся с места – электроника перекрывает вакуумный канал и соединяет его с атмосферой. Разрежение в опоре падает, под действием атмосферного давления мембрана поднимается вверх и запирает отверстие между верхней и нижней камерами. Единственный оставшийся у жидкости путь – через спиральные каналы дросселирующего устройства. При этом сопротивление растет, соответственно жесткость подушки увеличивается, что позволяет эффективно противостоять вибрациям большей амплитуды – например, при движении по неровной дороге.

#### **4.3. Принцип работы гидроопоры с электронным управлением.**

Существует аналогичная конструкция с электронным управлением, но без вакуумной магистрали. На минимальных оборотах канал, соединяющий воздушную полость подушки с атмосферой, открыт. При колебаниях силового агрегата рабочая жидкость свободно перетекает из верхней камеры в полость над воздушным каналом и обратно. При этом мембрана легко прогибается и вытесняет излишки воздуха наружу. При движении электромагнитный клапан перекрывает канал, соединяющий воздушную полость с атмосферой. Резиновая мембрана воздушной камеры перестает прогибаться, и жидкость начинает просачиваться из верхней в нижнюю полости через дросселирующее устройство.



**Патент на изобретение №:2408806**

**Авторы:** Фот Андрей Юлиусович, Ильичев Валерий Андреевич, Цысс Валерий Георгиевич.

**Патентообладатель:** Федеральное государственное унитарное предприятие "Научно-производственное предприятие "Прогресс" (ФГУП "НПП "Прогресс")

**Подача заявки:** 2009-12-07

**Публикация патента:** 10.01.2011

**Резинометаллический амортизатор.**

Изобретение относится к машиностроению. Амортизатор содержит два упругих элемента, установленных под углом один к другому, закрепленных на основании и опоре и кинематически связанных между собой регулировочным элементом. Упругие элементы шарнирно смонтированы с помощью осей вращения и кронштейнов. Одни кронштейны закреплены на пластинах упругих элементов, а другие - на основании.

Изобретение относится к машиностроению, в частности к области механики движения, и предназначено для упругого крепления оборудования и приборов на кораблях, а также в других отраслях техники, где предъявляются высокие требования к эффективной вибрационной и противоударной защите оборудования от внешних вибраций и ударов.

Недостатком известных амортизаторов является невозможность регулирования предварительной нагрузки конструкции, а также отсутствие конструктивной внутренней страховки от срыва оборудования при разрушении резиновых деталей.

Недостатком известных резинометаллических амортизаторов также является то, что конструкция известных резинометаллических амортизаторов имеет определенные, нерегулируемые, технические характеристики, обусловленные рецептурой резины с заданным модулем упругости.

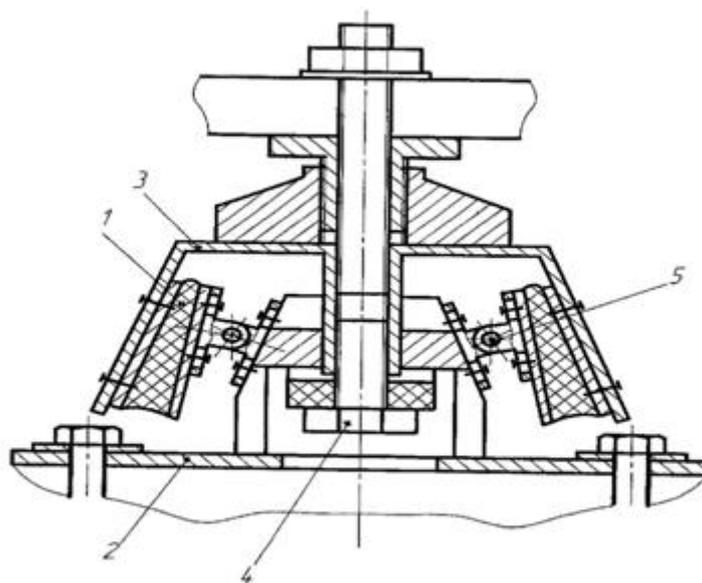


Рис.4.3.

Резинометаллический амортизатор содержит два, установленных под углом один к другому упругих элемента 1, закрепленные на основании 2 и на опоре 3, которые в свою очередь кинематически связаны между собой болтом 4, которым осуществляют предварительную нагрузку амортизатора. Упругие элементы 1 шарнирно смонтированы на основании 2 с помощью осей вращения 5 и кронштейнов 6, закрепленных на пластинах 7 упругих элементов 1, а также кронштейнов 8, закрепленных на основании 2.

**Патент на изобретение №:2509933**

**Авторы:** Андряков Евгений Иванович, Тимошин Михаил Владимирович.

**Патентообладатель:** Андряков Евгений Иванович.

**Подача заявки:** 2012-03-05

**Публикация патента:** 20.03.2014

### **Гидравлическая виброизолирующая опора силового агрегата.**

Группа изобретений относится к машиностроению. Опора с крепежными элементами по первому варианту содержит рабочую и компенсационную камеры, разделенные эластичной мембраной с дроссельными отверстиями и перегородкой с отверстиями. Камеры ограничены опорным блоком, эластичной обечайкой и эластичной мембраной. Опора имеет дополнительный упругий элемент, расположенный между мембраной с отверстиями и перегородкой. Корпус опоры имеет коническую часть, на которую опирается эластичная обечайка и опорный блок. На внутренней центральной части корпус имеет стержень. В опоре по второму варианту камеры разделены между собой перегородкой с дроссельными каналами. Перегородка выполнена в виде втулочного виброизолятора, состоящего из наружного и внутреннего корпусов и расположенного между ними эластичного элемента с дроссельными отверстиями. Опора имеет упругий элемент или стержень, передающий движение ее опорной части на внутренний корпус виброизолятора.

Предлагаемая гидравлическая опора работает следующим образом.

Опора на автомобиль устанавливается так, что рабочая камера находится снизу. При воздействии внешней силы на опорный блок 1 опорный блок перемещается, давление в рабочей камере 12 повышается. Под давлением, созданным в рабочей камере, происходят следующие процессы: демпфирующая жидкость через каналы 5 переливается в камеру 13, при дальнейшем увеличении давления, вызванного деформацией эластичной обечайки, мембрана 3 перемещается ко дну корпуса 10, преодолевая сопротивление упругого элемента 19. В результате хода мембраны 4 дроссельные каналы изгибаются. Изгиб дроссельных каналов сопровождается уменьшением их сечения. Изменение сечения и изгиб дроссельных каналов ведет к увеличению сопротивления течения жидкости по ним. Результатом является большее рассеивание энергии. При снятии нагрузки опорный блок 1 занимает первоначальное положение, мембрана 4 возвращается в первоначальное положение, каналы 5 распрямляются и демпфирующая жидкость вновь возвращается в рабочую камеру 12,

а мембрана 3 - в исходное положение. Отверстие 7 в перегородке 6 и отверстие 14 в корпусе 10 позволяют свободно перемещаться эластичным мембранам 3 и 4 при рабочих ходах. Дно мембраны 4, для увеличения его жесткости, может быть армировано, например, металлической пластиной. Ход мембраны ограничивается или упругим устройством, одновременно соединенным с мембраной 4 и пластиной 6, или дном пластины 6 и стержнем, связанным с опорным блоком 8. При применении сферической мембраны 4 сферическая часть мембраны 4 его вершиной направлена ко дну пластины 6.

Опора, изображенная на фиг.2, работает следующим образом.

При воздействии внешней силы на опорный блок 1 эластичная обечайка 2 деформируется, и опорный блок перемещается, давление в рабочей камере 12 повышается. Под давлением, созданным в рабочей камере, демпфирующая жидкость через каналы 5 и отверстие 7, расположенных в разделительной перегородке, переливается в камеру 13, мембрана 3 отходит ко дну корпуса 10. Одновременно с этим упругий элемент 19 давит на внутренний корпус 20, связанный с эластичным элементом 16, который одновременно соединен с наружным корпусом 17, эластичный элемент - под давлением деформируется (внутренний и наружный корпус создают перегородку 6, разделяющую рабочую и компенсационную камеры), сечение каналов, расположенных в нем, уменьшается, а сопротивление течения жидкости через каналы возрастает. Фланцы 26 на корпусе 20 и выступы на эластичном элементе 16 ограничивают деформацию той его части, где расположены дроссельные каналы 5, не позволяя тем самым им полностью перекрыться. При снятии нагрузки опорный блок 1 занимает первоначальное положение, в рабочей камере создается разрежение, давление упругого элемента 19 на внутренний корпус 20 падает, эластичный элемент 16 восстанавливается, каналы 5 открываются, а жидкость вновь возвращается в рабочую камеру 12.

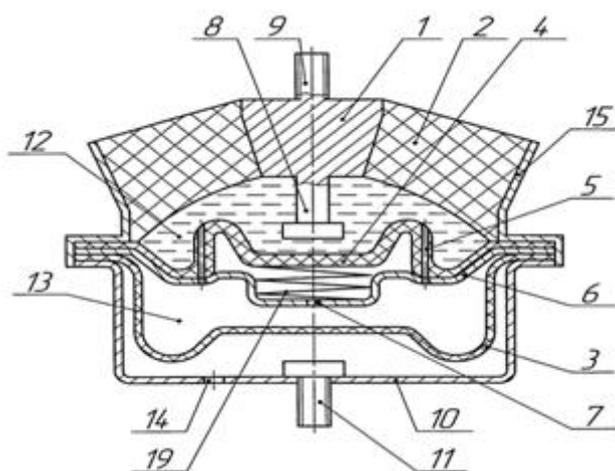


Рис.4.4.

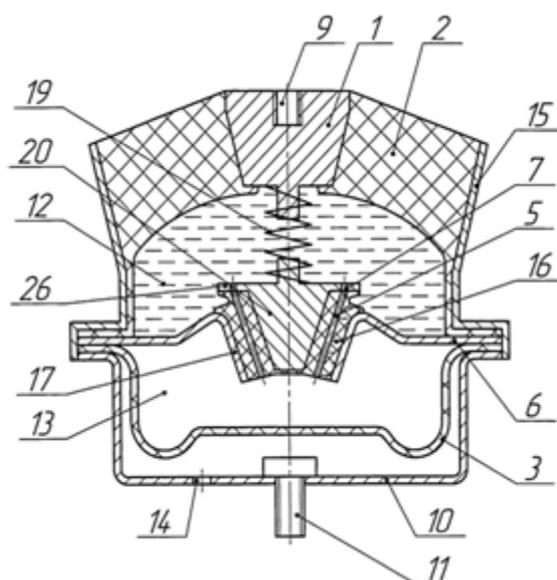


Рис.4.5.

**Патент на изобретение №:2471098**

**Авторы:** Гордеев Борис Александрович, Синев Александр Владимирович, Осмехин Александр Николаевич, Гордеев Андрей Борисович, Охулков Сергей Николаевич.

**Патентообладатель:** Учреждение Российской академии наук Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

**Подача заявки:** 2011-05-16

**Публикация патента: 27.12.2012**

### **Гидравлическая виброопора.**

Изобретение относится к машиностроению. Гидравлическая виброопора содержит корпус (1) с рабочей камерой (3), компенсационной камерой (10) и металлической разделительной перегородкой (5), заполненный электрореологической демпфирующей жидкостью. Рабочая камера (3) ограничена опорной платой (4) и эластичной обечайкой (2). Компенсационная камера (10) ограничена снизу гофрированной мембраной (11). В разделительной перегородке (5) выполнены дроссельные отверстия (12) и промежуточная полость (6), в которой размещен пакет пьезоэлектрических пластин (7), закрепленных с помощью эластичных гофров (8) с дроссельными отверстиями (9). Газовая камера (13) отделена от компенсационной камеры (10) гофрированной мембраной (11), ограничена снизу поддоном (14) и заполнена парциальной смесью газов с близкими температурами фазовых переходов второго рода.

Работает данная гидравлическая виброопора следующим образом. При действии на опорную плату внешнего вибросигнала обрезиненные торцы чашеобразного выступа отходят от стопорного кольца и открывают дополнительные каналы для дросселирования рабочей жидкости. Одновременно за счет повысившегося внутреннего давления в рабочей камере и благодаря дроссельным каналам, соединяющим компенсационную и рабочую камеры через внутреннюю полость в перегородке, повышается давление в компенсационной камере. Поскольку это давление превышает атмосферное, то деформируется эластичная мембрана, ограничивающая снизу компенсационную камеру. За счет возникающей при этом разности давлений в рабочей и компенсационной камерах начинается процесс дросселирования рабочей жидкости по внутреннему кольцеобразному каналу. Возникающее при этом внутреннее трение поглощает часть энергии колебаний силового агрегата. При смене полярности внешнего вибросигнала, т.е. во втором полупериоде действия вибронагрузки движение

жидкости в каналах происходит в обратном направлении. Для обеспечения смены направления циркуляции рабочей жидкости необходимо прежде всего остановить поток рабочей жидкости, а затем с возрастающим ускорением заставить двигаться в обратном направлении. Этот процесс способствует возрастанию времени переходных процессов в гидравлической виброопоре и расширяет, таким образом, петлю гистерезиса линий нагрузки и разгрузки виброопоры, что приводит к возрастанию диссипации энергии колебаний. При возрастании нагрузки она увеличивается, а при понижении уменьшается. Возрастание жесткости в значительной мере обуславливается наличием в конструкции виброопоры стопорного кольца, в которое упирается обрезиненный торец чашеобразного цилиндра при возрастании динамических нагрузок. Это означает следующее: во-первых, эффективность демпфирования различная в каждом полупериоде входного вибросигнала. Во-вторых, повышается доля нелинейных искажений выходного вибросигнала, поскольку гармонический сигнал превращается в искаженный меандр. Выходной сигнал виброопоры насыщается дополнительными гармоническими составляющими, которых не было во входном вибросигнале. Происходит "перекачка" энергии низкочастотного гармонического входного вибросигнала в энергию высокочастотных, кратных основной, гармоник. Это приводит к тому, что высокочастотные составляющие, распространяясь по жестким элементам конструкции транспортного средства, трансформируются в изгибные волны и служат источниками внутреннего шума. Третий недостаток заключается в том, что при низких температурах рабочая жидкость имеет неньютоновские свойства. Поэтому для обеспечения качественного демпфирования при низких температурах необходимо затратить добавочное время для придания ей ньютоновских свойств во всех режимах и организовать ее интенсивное движение по кольцеобразному каналу. Учитывая сложность конфигурации трактов движения рабочей жидкости по дроссельным каналам в кольцеобразную полость и вновь в дроссельные каналы, требуется затратить дополнительные усилия, необходимые для преодоления ее сдвиговой вязкости. Наконец, в данной конструкции гидравлической виброопоры имеются

области, в которых остаются невозмущенные слои рабочей жидкости, не участвующие в поглощении энергии внешнего вибросигнала. Например, внутренние области в чашеобразном цилиндре и области, примыкающие к нижней поверхности опорной платы. Это явление ограничивает функциональные возможности гидравлической виброопоры и снижает эффект виброгашения на низких частотах входного вибросигнала и не позволяет проводить настройку гидроопоры на заданные частоты. Кроме указанных недостатков данная гидроопора обладает невысокой надежностью и ресурсом, так как при повышенных амплитудах входного вибросигнала возникают удары обрезиненного торца чашеобразного цилиндра о стопорное кольцо, что приводит к быстрому разрушению резинового слоя и в дальнейшем к разрушению самого кольца и виброопоры.

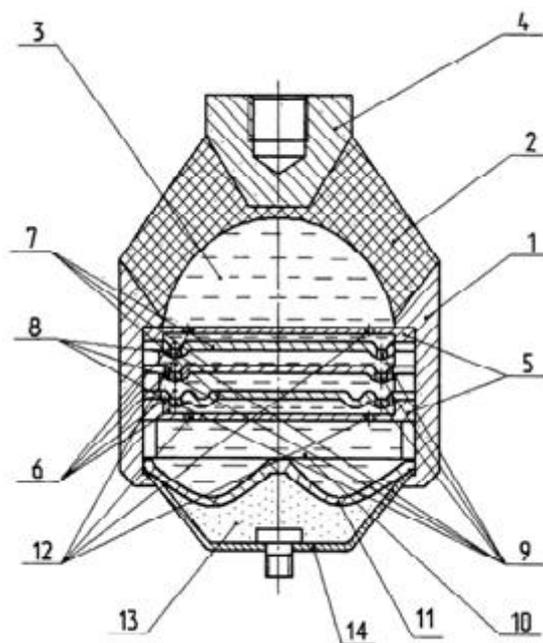


Рис.4.6.

**Патент на изобретение №:2493452**

**Патентообладатель: Андреев Евгений Иванович**

**Поадча заявки: 2011-11-30**

**Публикация патента: 20.09.2013**

**Виброизолирующая опора силового агрегата.**

Изобретение относится к области машиностроения, в частности конструированию и производству виброизолирующих опор, конструктивно выполненных в виде виброизолятора мостикового типа и применяемого для гашения вибраций, возникающих при работе силового агрегата автомобиля.

Известна виброизолирующая опора, состоящая из двух металлических цилиндрических втулок, наружной и внутренней, соединенных между собой привулканизованных к ним и расположенных под углом к друг другу двух мостиков из резины (с.23; ВАЗ 2108, ВАЗ 21081, ВАЗ 21083, ВАЗ 310831, ВАЗ 21091, ВАЗ 21093, ВАЗ 21093i, ВАЗ 21099, ВАЗ 21099i: Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту, М.: Издательский Дом Третий Рим, 2004, 184 с.).

Однако опоры данной конструкции имеют невысокую прочность связи резины с внутренней металлической втулкой и соответственно малый ресурс эксплуатации, особенно если они работают в режиме торцевого скручивания.

Известна виброизолирующая опора мостикового типа, содержащая корпус, внутри которого неразъемно смонтирован виброизолирующий элемент из эластичного материала, а также средство крепления опоры к элементам транспортного средства. Наружный корпус в поперечном сечении данной опоры имеет ковшеобразную форму, а внутренний имеет трапециевидную часть (Пат. RU № 54120 U1, F16F 1/36, B60K 5/12 и пат. RU № 60159 U1, F16F 7/00, 13/00, 15/00).

Однако опоры данной конструкции имеют неоднородную жесткость в радиальном направлении и очень низкую в осевом направлении.

Известны виброизолирующая опора для транспортного средства мостикового типа, содержащая цилиндрическую обойму, в которую неразъемно вмонтирован виброизолирующий элемент из эластичного материала, а также средство крепления опоры к элементам кузова автомобиля, которое в поперечном сечении имеет трапециевидную часть (Пат. RU № 54117 U1, F16F 1/36, B60K 5/12).

Однако опора данной конструкции имеет те же недостатки, что и предыдущие.

Наиболее близким решением является виброизолирующая опора, состоящая из наружного пустотелого корпуса в форме конусной обоймы, внутренней арматуры в форме втулки, имеющей конусную часть и расположенной концентрично внутри пустотелого корпуса и эластичного элемента неразъемно соединяющего между собой корпус и арматуру опоры.

При этом в концентрично расположенном эластичном элементе, в его выпуклой части, имеются три углубления в форме неправильного эллипса, расположенные равномерно по окружности (Пат. RU № 11283 U1, F16F 1/36).

Однако опора данной конструкции имеет не совсем удовлетворительные характеристики по осевой жесткости, что сказывается на ее виброзащитных свойствах.

Цель предлагаемого технического решения - улучшить жесткостные характеристики опоры и, соответственно, ее виброизолирующие свойства.

Технический результат достигается тем, что:

п.1. В виброизолирующей опоре силового агрегата мостикового типа, состоящей из наружного корпуса с элементами крепления, имеющего цилиндрическую(-кие) и/или коническую(-кие) часть, арматуру с элементами крепления и концентрично расположенным эластичным элементом, который

соединяет две данные части, арматура выполнена в виде втулки или многовтулочной конструкции с дном, имеющем цилиндрические и/или конические части и которая неразъемно соединена с эластичным элементом и располагается в верхней части опоры, а наружный корпус выполнен в виде двухвтулочной или более втулочной конструкции с дном и соединен с эластичным элементом за счет силы трения и/или якорного эффекта, а эластичный элемент в поперечном сечении имеет наклоненные от центра к наружной стороне мостик(и) и ограничитель хода в виде буфера сжатия, расположенного между мостиками и выполненного в форме конического и/или цилиндрической втулки или шайбы, при этом опора при необходимости может иметь дополнительный верхний корпус, соединенный с наружным корпусом. п.2. В виброизолирующей опоре по п.1 арматура выполнена в виде втулки, имеющей цилиндрические и/или конические поверхности. п.3. В виброизолирующей опоре по п.1, или п.2 в основании мостика устанавливается дополнительная арматура в форме кольца, которая неразъемно соединена с эластичным элементом.

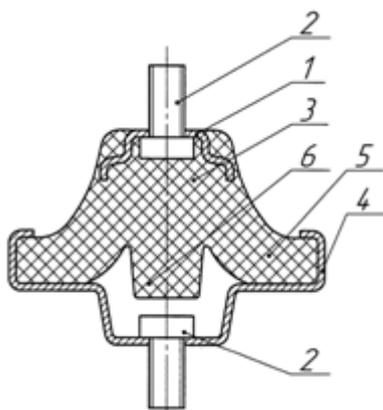


Рис.4.7.

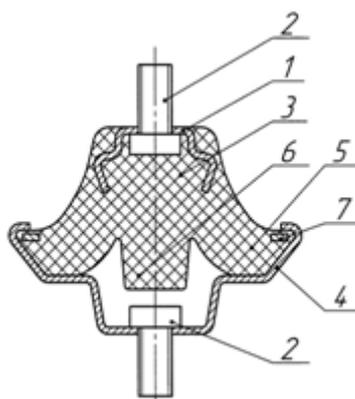


Рис.4.8.

#### 4.4 Описание конструкции

На фиг.1 изображена опора, которая включает в себя: опорную часть 1 с упорным кольцом 2, упругую пластину выполненную из пружинистой стали 3,

крепежные элементы 4, корпуса 5, рабочих поршней 6 и 7, стопорных колец 9, резинового отбойника 8, трубки подачи рабочей жидкости в полости А и Б.

При воздействии внешней нагрузки на опорную часть 1 начинает деформироваться упругий несущий элемент 3 (пластина из пружинистой стали) и одновременно смещается в осевом направлении. При не включенных в работу поршнях 6 и 7 опора работает в режиме полной эластичности. Подачей рабочей жидкости в полость А в работу включается поршень 6, которая упирается в пружинистую платину 3 и изменяется плечо пластины на величину  $L1$ , тем самым изменяется его упругость. В режиме, необходимом большей упругости рабочая жидкость подается в полость Б и в работу включается рабочий поршень 7, при данном режиме плечо меняется на величину  $L2$ . При необходимости нулевой упругости поршень 7 упирается до конца к упорной пластине 2. Для гашения ударных нагрузок в внутренней части опоры установлен резиновый отбойник 8. Для ограничения хода рабочих поршней установлены стопорные кольца 9.

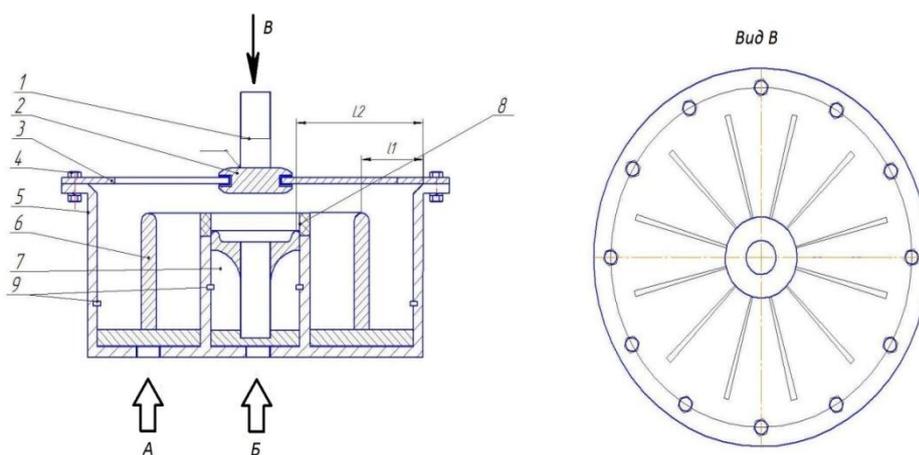


Рисунок 4.9. Конструкция опоры

#### 4.5. Расчет параметров гидроопор.

Рассмотрим колебания двигателя на гидравлических опорах. Для упрощения выберем плоскую схему, т.е. колебания двигателя в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала (рисунок 3.3).

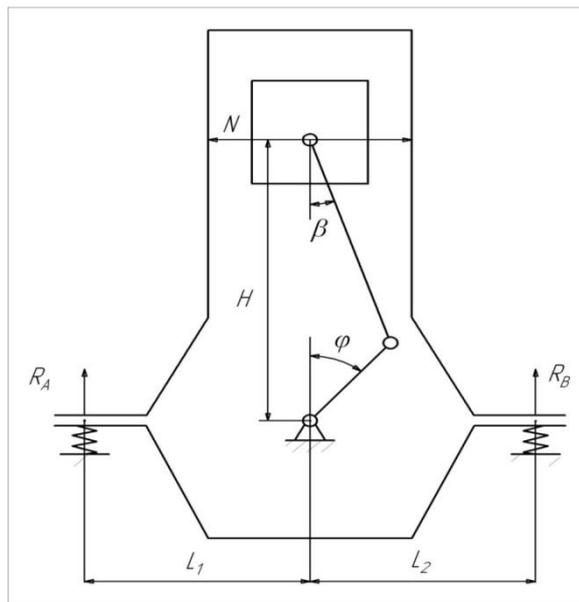


Рисунок 4.10. Расчетная схема

Вибрация двигателя происходит под действием боковых сил, воздействующих на стенку цилиндров от поршневого комплекта. При их расчете необходимо учитывать порядок работы цилиндров и угол между вспышками. Если предположить, что частота вращения коленчатого вала постоянная и момент сопротивления на коленчатом валу не меняется, то уравнения моментов имеет вид:

$$\sum N_i \cdot H_i + 2 \cdot M_{\text{УПР}} + 2 \cdot M_{\text{ДЕМП}} + M_{\text{ИН}} = 0 ,$$

где

$$\sum N_i \cdot H_i = M_{\text{СУМ}}$$

- суммарный набегающий момент на последнюю коренную шейку коленчатого вала, нм;

$N_i$  - боковая сила  $i$ -го цилиндра, кН;

$H_i = R \cdot \cos\varphi + L \cdot \sin\beta$  - расстояние от оси коленчатого вала до текущего положения поршня, м;

$M_{\text{СУМ}}$  - суммарный набегающий момент, нм;

$M_{\text{УПР}} = F_{\text{УПР}} \cdot L_1 = c \cdot \Delta l \cdot L_1$  - момент упругости на опорах, нм;

$c$  - жесткость опоры, н/м;

$\Delta l$  - деформация опоры, м;

$L_1$  - расстояние от опоры до центра колебаний, м;

$M_{\text{ДЕМП}} = \eta \cdot \Delta \dot{l} \cdot L_1$  - демпфирующий момент, нм;

$\eta$  - коэффициент демпфирования, н.сек/м;

$\Delta \dot{l}$  - скорость линейных деформаций, м/сек;

$M_{\text{ИН}} = J \cdot \Delta \ddot{\varphi}$  - инерционный момент, кг.м<sup>2</sup>.сек<sup>2</sup>/рад;

$J = M_{\text{ДВС}} \cdot \rho^2$  - приведенный момент инерции двигателя, кг.м<sup>2</sup>;

$\rho$  - радиус колебаний двигателя, м;

$\Delta \ddot{\varphi}$  - угловая скорость колебаний двигателя, рад/сек<sup>2</sup>;

Для нашего двигателя принимаем:

$M_{\text{ДВ}} = 120$  кг;

$n_{\text{ХХ}} = 800$  об/мин;

$n_{\text{НОМ}} = 6000$  об/мин;

$$L1=L2=0,4\text{м};$$

$$\rho=0,2 \text{ м};$$

$$c=200000-1000000\text{н/м};$$

$$\eta = 0,5-5\text{н.сек/м};$$

Для решения уравнения и определения вынужденных колебаний при наличии сил сопротивления, необходимо суммарный набегающий момент разложить в ряд Фурье и определить параметры главных гармоник. Для упрощения расчетов принимаем, что суммарный набегающий момент является периодической функцией с определенной амплитудой и частотой, которые берутся из динамических расчетов.

$$M_{НАБ.СУМ} + 2c \cdot \Delta l \cdot L_1 + 2\eta \cdot \Delta \dot{l} \cdot L_1 + J \cdot \Delta \ddot{\varphi} = 0$$

Результаты расчетов заносим в таблицу 4.1.

t, сек	$\eta 1$			$\eta 2$		
	c1, н/мм	c2, н/мм	c3, н/мм	c1, н/мм	c2, н/мм	c3, н/мм
0,1	0,347358	0,847752	-0,20895	0,992123	0,846564	0,847752
0,2	0,402857	0,440127	-0,87661	1,216812	0,429706	0,440127
0,3	0,445625	-0,08859	0,585577	1,403557	-0,1185	-0,08859
0,4	0,475527	-0,57073	0,595679	1,54732	-0,62534	-0,57073
0,5	0,492765	-0,8584	-0,82404	1,644382	-0,93165	-0,8584
0,6	0,497838	-0,86842	-0,2148	1,692433	-0,94162	-0,86842
0,7	0,4915	-0,60598	0,894921	1,690628	-0,65256	-0,60598
0,8	0,474713	-0,16024	-0,17819	1,639592	-0,15546	-0,16024

0,9	0,448599	0,3258	-0,78504	1,541383	0,393761	0,3258
1	0,414388	0,701109	0,518552	1,399413	0,823236	0,701109
1,1	0,373379	0,853431	0,538214	1,218333	0,998956	0,853431
1,2	0,326892	0,742675	-0,73279	1,003879	0,866578	0,742675
1,3	0,276234	0,410999	-0,19835	0,762694	0,468173	0,410999
1,4	0,222669	-0,03279	0,799202	0,502116	-0,07124	-0,03279
1,5	0,167389	-0,44887	-0,15337	0,229959	-0,58304	-0,44887
1,6	0,111499	-0,71051	-0,70484	-0,04572	-0,9079	-0,71051
1,7	0,056004	-0,74269	0,457225	-0,31687	-0,94558	-0,74269
1,8	0,001804	-0,54356	0,484308	-0,57566	-0,68603	-0,54356
1,9	-0,05031	-0,18273	-0,65342	-0,81474	-0,21228	-0,18273
2	-0,09965	0,222565	-0,18465	-1,02741	0,32589	0,222565
2,1	-0,14563	0,545082	0,712144	-1,20783	0,759056	0,545082
2,2	-0,18773	0,687179	-0,13312	-1,35118	0,951215	0,687179
2,3	-0,22553	0,609997	-0,63384	-1,45376	0,842257	0,609997
2,4	-0,25866	0,343606	0,402276	-1,51312	0,466552	0,343606
2,5	-0,28681	-0,02443	0,43528	-1,52809	-0,05809	-0,02443
2,6	-0,3097	-0,37787	-0,58275	-1,49882	-0,56753	-0,37787
2,7	-0,32712	-0,60851	-0,17143	-1,4267	-0,90278	-0,60851
2,8	-0,33887	-0,6493	0,635013	-1,31437	-0,95969	-0,6493

2,9	-0,34478	-0,49371	-0,11465	-1,16561	-0,72139	-0,49371
3	-0,34475	-0,19582	-0,56885	-0,98517	-0,26327	-0,19582
3,1	-0,33868	0,148265	0,355149	-0,77866	0,270925	0,148265
3,2	-0,32657	0,431388	0,392716	-0,55239	0,714237	0,431388
3,3	-0,30844	0,5687	-0,51798	-0,31312	0,928806	0,5687
3,4	-0,28442	0,523112	-0,1571	-0,0679	0,848885	0,523112
3,5	-0,2547	0,3152	0,568088	0,17613	0,501156	0,3152
3,6	-0,2196	0,015009	-0,09668	0,411992	-0,00393	0,015009
3,7	-0,17952	-0,28113	-0,50862	0,633027	-0,50701	-0,28113
3,8	-0,135	-0,48117	0,31524	0,8331	-0,84983	-0,48117
3,9	-0,0867	-0,5256	0,355872	1,006766	-0,92478	-0,5256
4	-0,0354	-0,40481	-0,45894	1,14942	-0,70842	-0,40481
4,1	0,017988	-0,1605	-0,14268	1,25741	-0,26857	-0,1605
4,2	0,072449	0,128825	0,509097	1,328132	0,257178	0,128825
4,3	0,126866	0,373134	-0,08062	1,360088	0,704718	0,373134
4,4	0,180048	0,499039	-0,45443	1,352911	0,934813	0,499039
4,5	0,230748	0,471853	0,279768	1,307358	0,876574	0,471853
4,6	0,277696	0,305056	0,32206	1,225268	0,549396	0,305056
4,7	0,319634	0,054603	-0,40723	1,109499	0,056601	0,054603
4,8	0,35535	-0,19967	-0,13048	0,963822	-0,44716	-0,19967

4,9	0,383717	-0,37944	0,454984	0,792804	-0,80446	-0,37944
5	0,403731	-0,43196	-0,06832	0,601663	-0,90433	-0,43196
5,1	0,414549	-0,34553	-0,40762	0,396108	-0,71683	-0,34553
5,2	0,415526	-0,15179	0,246481	0,182169	-0,30211	-0,15179
5,3	0,406243	0,085453	0,289525	-0,03398	0,208647	0,085453
5,4	0,386535	0,290892	-0,3632	-0,2462	0,654591	0,290892
5,5	0,356511	0,401368	-0,12115	-0,44855	0,895587	0,401368
5,6	0,316566	0,384966	0,404777	-0,63548	0,856031	0,384966
5,7	0,267384	0,249892	-0,05942	-0,80195	0,548315	0,249892
5,8	0,209934	0,040697	-0,36712	-0,94358	0,068695	0,040697
5,9	0,145455	-0,17658	0,215793	-1,05676	-0,43307	-0,17658
6	0,075434	-0,33545	0,2592	-1,13874	-0,8007	-0,33545
6,1	0,00157	-0,38944	-0,32468	-1,18769	-0,92031	-0,38944
6,2	-0,07426	-0,3258	-0,11278	-1,20273	-0,75585	-0,3258
6,3	-0,15007	-0,16832	0,359942	-1,18397	-0,36014	-0,16832
6,4	-0,22377	0,031158	-0,05145	-1,13243	0,141974	0,031158
6,5	-0,29328	0,209613	-0,3301	-1,05006	0,592892	0,209613
6,6	-0,35658	0,312665	0,189641	-0,93962	0,851692	0,312665
6,7	-0,41172	0,311046	0,233124	-0,80462	0,838156	0,311046
6,8	-0,45696	0,208837	-0,28889	-0,64918	0,557662	0,208837

6,9	-0,49077	0,041142	-0,10325	-0,47793	0,099221	0,041142
7	-0,5119	-0,13773	0,321758	-0,29588	-0,39265	-0,13773
7,1	-0,51943	-0,27164	-0,04267	-0,10822	-0,76332	-0,27164
7,2	-0,51282	-0,31998	-0,29488	0,079769	-0,89648	-0,31998
7,3	-0,4919	-0,26977	0,168505	0,262888	-0,75044	-0,26977
7,4	-0,45691	-0,13877	0,211505	0,436163	-0,37092	-0,13877
7,5	-0,40853	0,030949	-0,25526	0,594976	0,123487	0,030949
7,6	-0,34781	0,186685	-0,09287	0,735182	0,578626	0,186685
7,7	-0,27621	0,281702	0,289017	0,853222	0,853092	0,281702
7,8	-0,19552	0,289414	-0,03399	0,946201	0,862405	0,289414
7,9	-0,10785	0,210922	-0,2625	1,011963	0,605227	0,210922
8	-0,01556	0,073778	0,150317	1,049132	0,163497	0,073778
8,1	0,078819	-0,07737	0,192127	1,057135	-0,32349	-0,07737
8,2	0,172619	-0,19508	-0,22553	1,036205	-0,70286	-0,19508
8,3	0,263145	-0,24389	-0,08387	0,987359	-0,85604	-0,24389
8,4	0,347742	-0,21082	0,258919	0,912351	-0,73573	-0,21082
8,5	0,423872	-0,10872	-0,02764	0,813619	-0,3805	-0,10872
8,6	0,489198	0,028541	-0,23488	0,694197	0,097569	0,028541
8,7	0,541651	0,157197	0,13263	0,55763	0,548185	0,157197
8,8	0,579503	0,237378	0,172825	0,407863	0,829995	0,237378

8,9	0,601419	0,24531	-0,20101	0,249129	0,85479	0,24531
9	0,606511	0,18015	-0,0776	0,085832	0,614943	0,18015
9,1	0,594362	0,063537	0,230031	-0,07758	0,185557	0,063537
9,2	0,565059	-0,06777	-0,02414	-0,23672	-0,29927	-0,06777
9,3	0,519187	-0,17367	-0,21196	-0,3874	-0,68857	-0,17367
9,4	0,45783	-0,22319	0,11531	-0,52573	-0,86174	-0,22319
9,5	0,38254	-0,20371	0,153931	-0,64819	-0,76617	-0,20371
9,6	0,295301	-0,12422	-0,18043	-0,75176	-0,43346	-0,12422
9,7	0,198478	-0,0119	-0,07274	-0,83397	0,030797	-0,0119
9,8	0,094748	0,096923	0,203592	-0,89295	0,480261	0,096923
9,9	-0,01297	0,168234	-0,02152	-0,92745	0,773803	0,168234
10	-0,1216	0,180791	-0,19137	-0,93692	0,819648	0,180791
10,1	-0,228	0,132276	0,100367	-0,92146	0,603934	0,132276

Таблица 4.1.

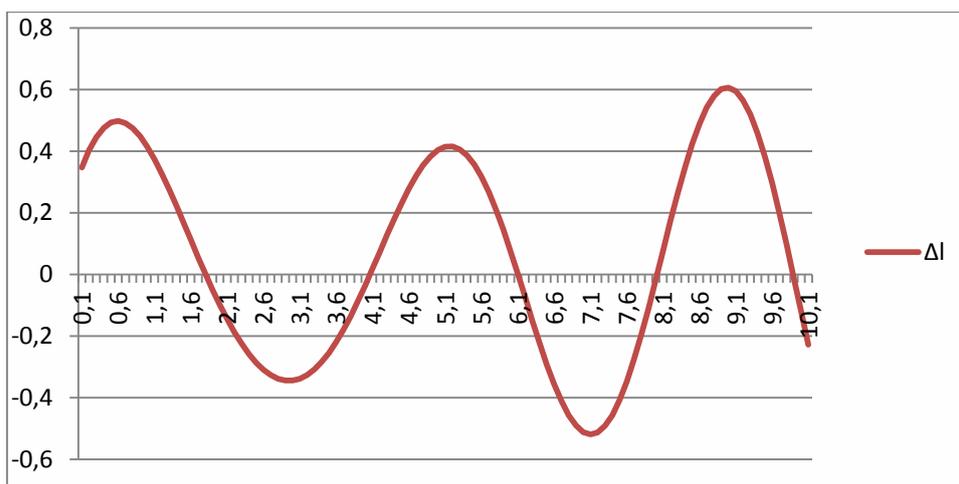


Рисунок 4.11. Колебания при малом демпфировании.

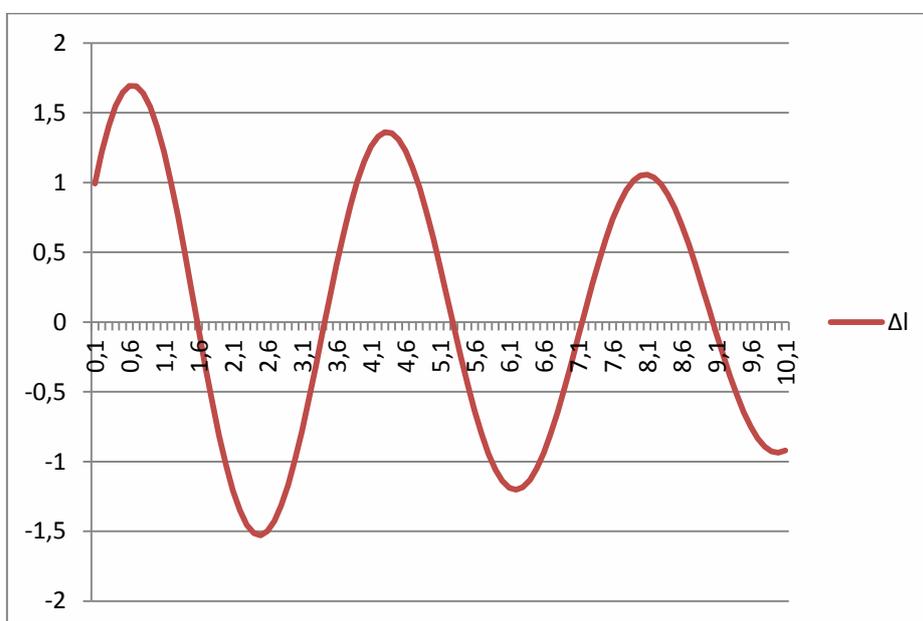


Рисунок 4.12. Колебания при сильном демпфировании

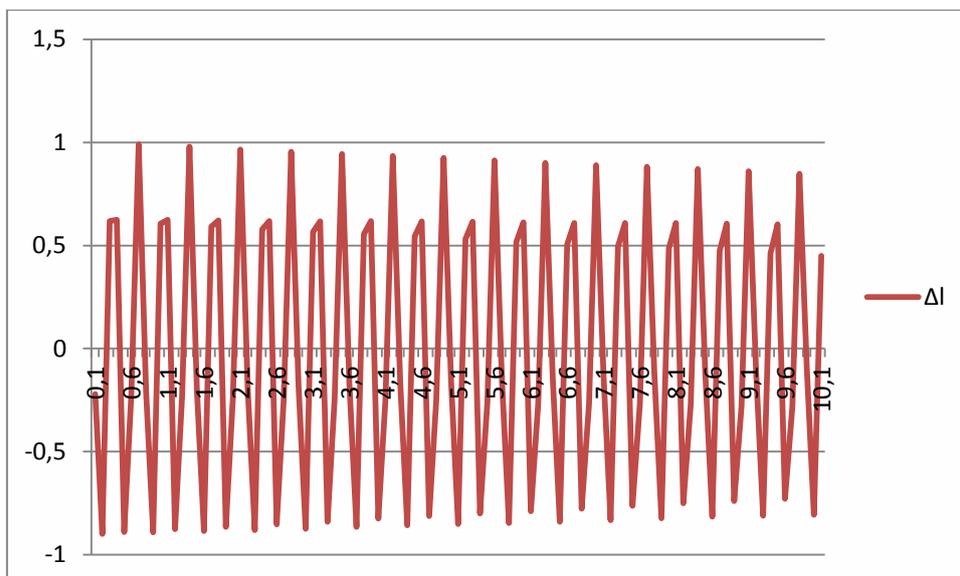


Рисунок 4.13. Колебания при высокой частоте вращения коленчатого вала.

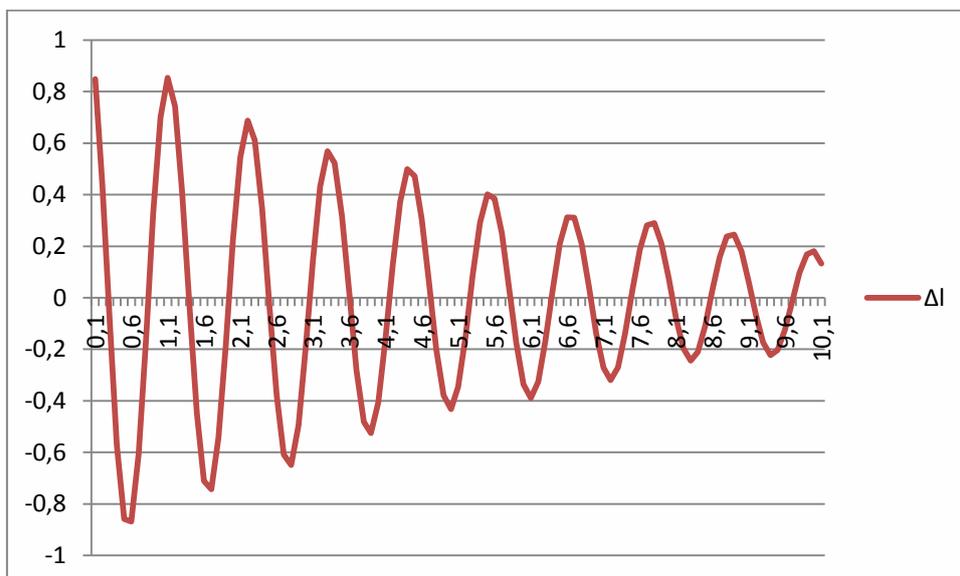


Рисунок 4.14. Колебания при сильном демпфировании и высокой частоте

Выбирая различные коэффициенты демпфирования и жесткости опор можно получить приемлемые параметры вибрации для нашего двигателя, которые находятся в выбранном диапазоне.

## **5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ**

### **5.1. Охрана труда при разборки-сборки двигателей.**

1. К самостоятельной работе допускаются лица, прошедшие медицинское освидетельствование, а также обучение и инструктаж по правилам эксплуатации и охране труда, сдавшие экзамены и получившие соответствующие удостоверения.

2. При переводе на работу с использованием нового оборудования рабочий обязан ознакомиться с конструкцией, методами безопасной работы на нем и пройти дополнительный инструктаж по охране труда.

3. Рабочие должны работать в спецодежде, спецобуви, а также пользоваться, при необходимости, защитными приспособлениями (очки и т.п.), одежда должна быть застегнута на все пуговицы. Кроме того, должны работать в головном уборе, полностью закрывающем волосы.

4. Рабочие обязаны содержать в исправности и чистоте стенд, инструмент и рабочее место.

5. Склаживать двигатели на стеллажах и других приспособлениях в специально отведенных местах.

6. Механические передачи и другие вращающиеся и движущиеся части станда должны иметь ограждения.

7. Рабочее место слесаря должно дополнительно освещаться источником местного освещения, обеспечивающим хорошую видимость в зоне работы. Работая при искусственном освещении, необходимо опускать рефлектор (отражатель) с лампой ниже уровня глаз.

8. Запрещается допускать к управлению стандам посторонних лиц и оставлять станд без надзора.

9. Все вращающиеся части универсального станда должны быть ограждены.

10. Перед каждым включением станка убедиться, что при пуске не возникает опасность для окружающих.

11. Разборку и сборку двигателя производить на станде, обеспечив устойчивое его положение.

12. Снятый двигатель перед ремонтом должен пройти мойку в моечных установках, а при отсутствии таковых тщательно промыть керосином или другими разрешенными растворителями в специально предназначенных для этой цели емкостях или обтереть их кистью (ветошью), обильно смоченной в керосине (растворителе) в специально отведенных помещениях (местах).

13. Двигатель, устанавливаемый на поворотный стенд, надежно закрепить при помощи устройств, предусмотренных конструкцией стенда; топливо и рабочие жидкости слить.

14. Для подъема, снятия, установки и транспортировки двигателя пользоваться исправными подъемно-транспортным оборудованием и вспомогательными приспособлениями соответствующей грузоподъемности, на которых разрешено работать.

15. Поднимать двигатель грузоподъемными механизмами следует за специально предназначенные для этой цели места и устройства согласно инструкции и схемам по безопасным способам строповки, обвязки и кантовки грузов, с указанием применяемых при этом приспособлений.

16. Слесарь должен знать приемы оказания первой помощи пострадавшему. При получении травмы необходимо немедленно обратиться за медицинской помощью и одновременно сообщить мастеру или механику. Мастер или лицо, его заменяющее, обязан сообщить об этом немедленно руководителю для своевременного составления акта о происшедшем несчастном случае и принятии мер, предупреждающих повторение подобных случаев.

17. Слесарь обязан:

- знать устройство стенда, уметь определять неисправности;
- двигатели и детали весом более 16 кг поднимать с применением подъемных механизмов и использованием специальных захватов;
- соблюдать требования производственной санитарии и гигиены труда;
- соблюдать «Правила внутреннего трудового распорядка для рабочих и служащих предприятия».

## 5.2. Безопасность жизнедеятельности на производстве

### 5.2.1 Состояние охраны труда на предприятии

Ответственным лицом за выполнение работ связанных с охраной труда является главный инженер. Он осуществляет руководство работой по охране труда, контролирует выполнение планов улучшения условий труда, проводит занятия с персоналом мастерской для обучения безопасности труда. С материальной точки зрения служба безопасности труда оснащена хорошо. Обучение, вводные инструктажи производятся своевременно. Персонал полностью обеспечен спецодеждой, спецобувью и другими средствами индивидуальной защиты. Необходимо внедрить трехступенчатую систему контроля. Директор предприятия обязан издать приказ о назначении ответственных лиц за безопасность труда. Специалист по безопасности труда и директор должны провести аттестацию руководителей участков

Состояние охраны труда в хозяйстве.

№	Показатели	Количество
1	Ассигновано средств на охрану труда, тыс.руб.	62
2	Израсходовано средств на охрану труда, тыс.руб.	62
3	Ассигновано средств на охрану труда одного работающего, руб.	344
4	Израсходовано средств на охрану труда одного работника, руб.	344
5	Среднесписочное число работающих , чел.	180
6	Число пострадавших с утратой трудоспособности на срок более трех дней и со	2

	смертельным исходом ( $n_1$ ), чел.	
7	Число пострадавших с утратой работоспособности на срок более трех дней без учета погибших ( $n_2$ ), чел.	2
8	Число дней не трудоспособности ( $D_n$ ), день.	28
9	Показатель частоты травматизма $K_4 = n_1/n_p \cdot 1000$	14,0
10	Показатель тяжести травматизма $K_m = D_n/n_1$	15,0
11	Показатель потерь рабочего времени $K_n = D_n/n_p \cdot 1000$	155,5

Таблица – 5.1. Состояние охраны труда

Выводы: Ассигнование на мероприятия по охране труда достаточное количество. Значительная часть этих расходов предусматривает в плане капитального строительства и реконструкции предприятий.

### 5.2.2 Планирование организационных мероприятий по безопасности труда.

Работа	Время проведения	Ответственные
Внедрить систему трехступенчатого контроля	01.09.15	Директор хозяйства
Издать приказ о назначении ответственных лиц за безопасность труда	1.01.15	Директор хозяйства

Провести аттестацию руководителей участков	01.09.15	Специалист по безопасности труда и директор
--	----------	---

Таблица 5.2 - План организационных мероприятий

### 5.2.3 План улучшения условий труда для оператора при работе на стенде обкатки ДВС

Работа	Время проведения	Ответственный
Установка и ограждение привода беговых роликов	01.02.15	Главный инженер
Разработать и установить вентиляцию зоны работы стенда	01.04.15	Главный инженер
Приобрести спецодежду и спецобувь	01.06.15	Снабженец
Повесить плакаты по технике безопасности рядом со стендом	01.08.15	Главный инженер

Таблица 5.3 - План улучшения условий труда

### 5.2.4 Техника безопасности на стенде обкатки двигателей

1 Стенд обкатки двигателей должен обеспечивать удобный доступ, безопасность при монтаже, эксплуатации и ремонте.

2 Все работы связанные с техническим обслуживанием и ремонтом нужно проводить при выключенном стенде обкатки двигателей

### 5.2.5 Разработка инструкция по безопасности труда при эксплуатации стенда для холодной обкатки двигателей

Инструкция по безопасности труда для оператора стенда разборки двигателей.

Общие требования безопасности:

1) К работе на стенде разборки двигателей допускаются лица не моложе 17 лет, имеющие соответствующую квалификацию и прошедшее предварительные или периодическое медицинское освидетельствование и инструктаж по технике безопасности.

2) Опасными и вредными факторами при выполнении работ является: вращающиеся детали, загазованность и др.

3) Запрещается работать на стенде при его неисправности.

4) Запрещается работать на стенде со снятым ограждением.

5) На стенде должны быть выведены на видном месте краткие правила безопасности

Требования безопасности перед началом работы:

1) Необходимо проверить и надеть установленные для этого вида работ спецодежду и спецобувь и при необходимости защитные приспособления (очки, респиратор, шлем, и др.), одежда должна быть застегнута на все пуговицы

2) Перед началом работы стенда для разборки двигателей необходимо тщательно проверить его исправность.

3) Получить от руководителя задание на разборку двигателя, изучить технологическую карту.

Требования безопасности во время работы:

1) Не отвлекать оператора стенда.

2) Выполнять только операции, указанные в технологической карте на разборку.

3) Не производить уборку и протирку стенда во время его работы.

4) При малейшей неисправности остановить стенд и вызвать наладчика или мастера.

5) Во время работы стенда запрещается оставлять рабочее место без присмотра.

6) Следить за тем, чтобы рабочее место было свободным от посторонних предметов.

Требования безопасности при аварийных ситуациях:

1) При возникновении аварийной ситуации немедленно остановите стенд разборки двигателей, проведите мероприятия по устранению опасности.

2) При ранении пострадавшему следует оказать первую медицинскую помощь.

Требования безопасности по окончании работы:

1) Выключить стенд разборки, снять двигатель.

2) Осмотреть и очистить стенд разборки двигателей, привести в порядок рабочее место.

3) При сдаче смены сообщить сменщику о техническом состоянии стенда и рассказать об особенностях его работы.

4) Снять и привести в порядок спецодежду, принять душ.

Ответственность за нарушение правил техники безопасности к данной установке – производственной санитарии, дисциплинарную и материальную ответственность несет гл. инженер.

### 5.2.6 Карта условий труда

Производство: Ремонт двигателей

Участок: ремонта двигателей

Профессия: Оператор.

№ п/п	Факторы производства	Норматив	Факт.
1	2	3	4
а)	Санитарно гигиеническая		
1	Вредные вещества, гр./м <sup>3</sup>	0,3	0,6
2	Температура, °С	17-23	15-25
3	Влажность, %	30-60	50-90
4	Скорость движения воздуха, м/с	0,2-0,3	0,2

5	Пыльность	Оптим.	Оптим.
6	Шум, дБ	85	70
7	Освещение, к.е.о.	1	1,5
б)	Психофизические		
1	Статич.-физическая нагрузка	Лег. нагр.	Лег. нагр.
2	Сменность	2	2
3	Напряженность	легкая	легкая

Таблица 5.5.-Карта условий труда

### 5.2.7 Расчет вентиляции участка разборки двигателей

Воздухообмен определяется по формуле:

$$W = n_p * W_0, \quad (4.1)$$

где  $n_p$  – количество рабочих, чел.;

$W_0$  – расход воздуха на 1-го работающего, м<sup>3</sup>/ч [6].

$$W = 1 * 30 = 30 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность вентилятора определяется по формуле:

$$W_g = \kappa_3 * W, \quad (4.2)$$

где  $\kappa_3$  – коэффициент запаса (1,3...2,0);

$W$  – воздухообмен, м<sup>3</sup>/ч.

$$W_g = 1,5 * 30 = 45 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потеря напора определяется по формуле:

$$H_M = 0,5 * \varphi_M * V_{cp} * \rho_B, \quad (4.3)$$

где  $\varphi_M$  – коэффициент местных потерь, напора;

$V_{cp}$  – средняя скорость воздуха, м/с;

$\rho_B$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

$$H_M = 0,5 * 3 * 10^2 * 1,206 = 181 \text{ Мпа}.$$

Выбираем: вентилятор N3; КПД- $\eta_B=0,45$ ; безразмерное число  $A=2500$ .

Количество оборотов вентилятора определяется по формуле:

$$n_g = \frac{A}{N}, \quad (4.4)$$

где  $A$  – безразмерное число;

$N$  - номер вентилятора.

$$n_g = 2500/3 = 833 \text{ об/мин.}$$

Мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{дв} = \frac{H_M * W_B}{3600 * 1000 * \eta_g * \eta_{II}}, \quad (4.5)$$

где  $H_M$  – потеря напора, мПа;

$W_B$  - производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/ч;

$\eta_g$  - коэффициент полезного действия вентилятора;

$\eta_{II}$  - коэффициент полезного действия передачи.

$$P_{дв} = \frac{181 * 45}{3600 * 1000 * 0,45 * 0,9} = 0,005 \text{ кВт.}$$

### 5.3. Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях

В мною проектируемом участке производится определенная работа в области безопасности жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях.

В мастерской имеется план ГО. Кабинет оснащен хорошо, плакатов и литературы имеются в достаточном количестве. Осуществляется и обучение, его проводят при подготовке рабочих и специалистов, повышение квалификации, проведенный инструктажей. Проверка знаний поступающих на работу руководителей и специалистов проводится не позднее одного месяца после назначения на должность, работающих оттестируют в соответствии с действующими нормативно-техническими документами по ГОСТ 12.0.004 – 90 периодически, не реже одного раза в 3 года.

В случае возникновения ЧС проводятся экстренные мероприятия для их устранения. Руководитель обязан обеспечивать спецодеждой, спецобувью и другими средствами индивидуальной защиты.

### **5.3.1 Анализ состояния противопожарной безопасности мастерской**

В зависимости от пожарных свойств, количества веществ и материалов, автосервис относится к категории Г, то есть в помещении находятся котельные, машины, ГСМ, мотороиспытательные установки.

Согласно СН и П 201.97 «Пожарные нормы» здания разделяют по огнестойкости на пять степеней в зависимости от значения показателей, которыми характеризуется конструкции основных элементов зданий. Здание мастерской относится 2 степени огнестойкости, то есть это здание в котором применяют не защищенные от действия огня стальные конструкции.

Здание построено в соответствии техникой безопасности. Расстояние между застройками более 30 метров.

План противопожарной безопасности в имеется.

### **5.3.2 Защита обслуживающего персонала и населения при возникновении ЧС**

При возникновении ЧС имеются защитные сооружения по защите населения. Проектируемый участок ремонта двигателей хорошо обеспечен СИЗ и МЗС, которые хранят по требованиям и в случае возникновения ЧС выдаются ответственным складом.

## 6. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 6.1 Техничко-экономическая оценка эффективности разработанной конструкции

За базу для сравнения при технико-экономической оценки принимаются показатели сцепления. При расчетах исходный берём под индексом 0, а проектируемый под индексом 1.

Массу конструкции определяется по формуле:

$$(5.1)$$

где масса сконструированных деталей, узлов и агрегатов, кг;

масса готовых деталей, узлов и агрегатов, кг;

К коэффициент, учитывающий массу расходуемых на изготовление конструкции монтажных материалов (для расчета принимается  $(K=1,05...1,15)$ ).

Наименование детали	Масса деталей, кг	Количество деталей, шт	Общая масса, кг
1.Диафрагменная пружина	0,8	1	0,8
2.Крепежная шпилька	0,3	1	0,9
3.Шайба	0,8	1	0,8
4.Корпус	0,5	1	0,5
5.Толкатель	0,4	1	0,4
6.Центральны	0,2	1	1,2

й толкатель			
7.Поршень толкателя	0,3	1	0,3
8.Резиновый отбойник	0,3	1	0,3
ВСЕГО			5,2

Таблица 6.1. – Масса сконструированных деталей

$$G = (5,7 + 0,1) \cdot 1,05 = 6 \text{ кг.}$$

Балансовую стоимость конструкции определяется по формуле:

(5.2)

где — балансовая стоимость прототипа, руб.;

— масса существующей конструкции, кг;

$G_1$  — масса проектируемой конструкции, кг;

— коэффициент удешевления конструкции .

Отсюда получаем конструкции:

Наименование	Проектируемый	Базовый
Масса конструкции, кг	6	6,5
Балансовая стоимость, руб	3489	4200
Количество обслуживающего	1	1

персонала, чел		
Разряд работы	3	3
Тарифная ставка, руб/ч	50	50
Норма амортизации, %	20	20
Норма затрат на ремонт ТО, %	25	25
Годовая загрузка конструкции, ч	150	150

### 6.2. – Исходные данные, сравниваемых конструкций

Часовую производительность определяется по формуле:

$$— \quad (5.3)$$

где  $t$  – время одного рабочего цикла, час;

$t$  – коэффициент используемого рабочего времени смены ( $t=0,6\dots0,9$ ).

—

Металлоемкость установки определяется по формуле:

$$\frac{—}{—} \quad (5.4)$$

где  $T_{\text{год}}$  – годовая загрузка конструкции, час;

$T_{\text{сл}}$  – срок службы конструкции ( $T_{\text{сл}} = 5$  лет).

—

—

Фондоемкость процесса определяется по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.5)$$

---

---

Трудоемкость процесса определяется по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.6)$$

где  $n_p$  – количество рабочих, обслуживающих машину, чел.

---

---

Себестоимость выполнения работ определяется по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.7)$$

где – заработная плата производственных рабочих, руб.;

– стоимость электроэнергии, руб.;

A – амортизационные отчисления, руб.;

$C_{PTO}$  – затраты на ремонт и техническое обслуживание, руб.

Зарботная плата производственных рабочих определяется по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.8)$$

где  $z$  – тарифная ставка рабочих, руб.;

Амортизационные отчисления определяют по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.9)$$

где  $a$  – норма амортизации, %.

$$\frac{\text{---}}{\text{---}}$$

Затраты на ремонт и техническое обслуживание определяют по формуле:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \quad (5.10)$$

где  $N_{РТО}$  – норма затрат на ремонт и техническое обслуживание, %.

$$\frac{\text{---}}{\text{---}}$$

Найденные значения подставляя в формулу (7.7) получим:

Приведенные затраты определяют по формуле:

$$(5.11)$$

где нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений ( $E=0,10$ );

Годовую экономию определяют по формуле:

(5.12)

Годовой экономический эффект определяют по формуле:

(5.13)

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений определяют по формуле:

— (5.14)

—

Коэффициент эффективности дополнительных капитальных вложений определяют по формуле:

— (5.15)

—

п	Наименование показателя	Базовый	Проект	Проект в % к базовому

	2	3	4	5
Часовая производительность, ед/ч		3	5	140
Фондоемкость процесса, руб/ед		6	3,67	54,3
Металлоемкость процесса, кг/ед		0,00 19	0,0011	60,9
Трудоемкость процесса, чел ч/ед		0,19	0,16	64
Уровень приведенных затрат, руб/ед		16,3 5	10,13	60,9
Годовой экономический эффект, руб	5598			
Годовая экономия, руб	5310			
Срок окупаемости капитальных вложений, лет	0,6			
Коэффициент эффективности капитальных вложений	1,5			

Таблица 6.3. – Техничко-экономические показатели эффективности конструкции

Определенные технико-экономические показатели сведены в таблицу 6.3, из которой видно, что замена старой конструкции съемника на предлагаемую позволит снизить затраты на ремонт, с одновременным сокращением металлоемкости и стоимости процесса, что в конечном счете скажется на эффективности производства.

## 6.2 Экономическое обоснование диплом ного проекта

### 6.2.1 Расчет основных производственных фондов

К основным производственным фондам предприятия относятся постройки, оборудование, инвентарь выраженные в стоимости.

В проектах реконструкции ремонтных предприятий стоимость основных производственных фондов определяют по формуле:

(5.16)

где  $C_{зд}$  - стоимость части здания, пригодной для дальнейшей эксплуатации и затраты на реконструкцию отдельных элементов здания;

$C_{об}$  – стоимость существующего и недостающего (дополнительного) оборудования;

$C_{пр}$  стоимости существующих и дополняемых приборов, приспособлений, инструмента и инвентаря.

Затраты связанные с реконструкцией производственного здания ( )

определяются по формулам:

$$C_{зд} = C_{зд.уд} \cdot F_{зд}, \quad (5.17)$$

где  $C_{зд.уд}$  – средняя стоимость строительно-монтажных работ, отнесенная к  $1\text{ м}^2$  пристраиваемой производственной площади ремонтного предприятия;

$F_{зд}$  – пристраиваемая или реконструируемая производственная площадь,  $\text{м}^2$ ;

$$C_{зд1} = 10000 \cdot 0 = 0 \text{ руб.}$$

$$C_{о.п.ф.} = 89765000 + 0 + 14124000 + 10298371 + 40400 + 40500 = 114268271 \text{ руб.}$$

Дополнительные капитальные вложения определяются по формуле:

$$K = C_{о.п.ф.1} - C_{о.п.ф.0}, \quad (5.18)$$

где  $C_{о.п.ф.1}$  – стоимость основных производственных фондов проектируемого предприятия;

$C_{о.п.ф.0}$  – стоимость основных производственных фондов исходного предприятия.

Стоимость основных производственных фондов исходного предприятия определяют по формуле:

$$C_{о.п.ф.0} = C_{зд} + C_{об} + C_{пи} \quad (5.19)$$

$$C_{о.п.ф.0} = 0 + 10298371 + 40500 = 10338871 \text{ руб.}$$

Найденные значения подставляя в формулу (5.20) получим:

$$K = 114268271 - 10338871 = 103929400 \text{ руб.}$$

### 6.2.2 Расчет себестоимости ремонта изделия

Себестоимость ремонтной продукции это выражение в денежной форме текущих затрат предприятия на ее производство и сбыт.

Для предприятий выпускающих ремонтную продукцию на сбыт, определяют цеховую и полную себестоимость ремонта изделия, в которой кроме цеховых расходов учитывают общехозяйственные и внепроизводственные накладные расходы.

Расчет цеховой себестоимости.

Цеховая себестоимость ремонта изделия определяется по формуле:

$$C_{ц} = C_{зп.п} + C_{з.ч} + C_{р.м} + C_{кооп} + C_{о.н.р.}, \quad (5.20)$$

где  $C_{зп.п}$  – полная заработная плата производственных рабочих, руб.;

$C_{з.ч}$  и  $C_{р.м}$  – нормативные (фактические) затраты на запасные части и на ремонтные материалы, руб.;

$C_{кооп}$  – затраты на оплату изделий, поступивших в порядке кооперации, руб.;

$C_{o.n.p.}$  – стоимость общепроизводственных накладных расходов руб.

$$C_{ц} = 13000 + 27720 + 15708 + 0 + 13149 = 69577 \text{ руб.}$$

Расчет заработной платы производственных рабочих.

Полная заработная плата производственных рабочих складывается из основной –  $C_{пр}$ , дополнительной –  $C_{доп}$  и отчислений на социальное страхование –  $C_{соц.}$ .

Основная зарплата определяется по формуле:

$$C_{пр} = T_{об} \cdot Z_{ч} \cdot K_t, \quad (5.21)$$

где  $T_{об}$  – нормативная трудоемкость ремонта изделия, чел.-ч;

$Z_{ч}$  – часовая ставка рабочих, исчисляемая по среднему разряду, руб.;

$K_t$  – коэффициент, учитывающий доплату за сверхурочные и другие работы, равный (1.025...1.030);

$$C_{пр} = 240 \cdot 50 \cdot 1,03 = 12360 \text{ руб.}$$

Дополнительная зарплата определяется по формуле:

$$C_{доп} = (0,07 \dots 0,1) \cdot C_{пр}, \quad (5.22)$$

$$C_{доп} = 0,1 \cdot 12360 = 1236 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальное страхование определяется по формуле:

$$C_{соц} = 0,4 \cdot (C_{пр} + C_{доп}), \quad (5.23)$$

$$C_{соц} = 0,4 \cdot (12360 + 1236) = 5438,4 \text{ руб.}$$

Полная заработная плата будет составлять:

$$C_{зп.п} = 12360 + 1236 + 5438,4 = 19034,4 \text{ руб.}$$

Расчет затрат на запасные части.

Затраты на запасные части, как правило, составляют 50...400 % от полной заработной платы производственных рабочих.

$$C_{з.ч} = C_{зп.п} \cdot П_{з.ч} / 100, \quad (5.24)$$

где  $П_{з.ч}$  - процентное отношение затрат на запчасти к полной заработной плате производственных рабочих, %.

$$C_{з.ч} = 19034,4 \cdot 150 / 100 = 28551,6 \text{ руб.}$$

Расчет затрат на ремонтные материалы.

Затраты на ремонтные материалы составляют обычно 26...80 % от полной заработной платы производственных рабочих.

$$C_{р.м} = C_{зп.п} \cdot П_{р.м} / 100, \quad (5.25)$$

где  $П_{р.м}$  - процентное отношение затрат на ремонтные материалы к полной заработной плате производственных рабочих, %.

$$C_{р.м} = 19034,4 \cdot 60 / 100 = 11420,6 \text{ руб.}$$

Расчет затрат связанных с кооперацией.

Затраты на оплату изделий поступающих в порядке кооперации колеблются в широких пределах в зависимости от ремонтного предприятия и рассчитываются по формуле:

$$C_{кооп} = C_{зп.п} \cdot П_{кооп} / 100, \quad (5.26)$$

где  $П_{кооп}$  - процентное отношение затрат связанных с кооперацией к полной заработной плате производственных рабочих, %.

$$C_{кооп} = 19034,4 \cdot 0 / 100 = 0 \text{ руб.}$$

Расчет общепроизводственных накладных расходов.

Общепроизводственные накладные расходы определяют по формуле:

$$C_{о.н.р.} = П_{об} \cdot C_{пр} / 100, \quad (5.27)$$

где  $P_{об}$  - процент общепроизводственных накладных расходов

Значения  $P_{об}$  находят по формуле:

$$P_{об} = C_{об} \cdot 100 / C_{зп.пр.р}, \quad (5.28)$$

где  $C_{об}$  - сумма годовых общепроизводственных расходов, руб;

$C_{зп.пр.р}$  - годовая основная заработная плата производственных рабочих, руб.

$$C_{зп.пр.р} = T_{об} \cdot C_{ч} \cdot K_t, \quad (5.29)$$

где  $T_{об}$  - трудоёмкость выполнения всего годового объёма работ предприятия, чел. · ч.

$$C_{зп.пр.р} = 334256 \cdot 50 \cdot 1 = 16712800 \text{ руб.}$$

$$P_{об} = 18313010,9 \cdot 100 / 16712800 = 109,6.$$

Подставляя найденные значения в формулу (6.27) получим:

$$C_{о.н.р.} = 109,6 \cdot 12360 / 100 = 13546,6 \text{ руб.}$$

Расчёт суммы годовых затрат по отдельным статьям общепроизводственных расходов.

Основная заработная плата общепроизводственного персонала определяется по формуле:

$$C_{зп.о} = 12 \cdot (C_{итр} + C_{вс} + C_{сл} + C_{моп}), \quad (5.30)$$

где  $C_{итр} = P_{итр} \cdot S_{итр}$  - заработная плата инженерно-технических работников за месяц ( $P_{итр}$  - число ИТР;  $S_{итр}$  - средняя заработная плата инженерно-технического работника);

$C_{вс} = P_{вс} \cdot S_{вс}$  - заработная плата вспомогательного персонала за месяц ( $P_{вс}$  - численность вспомогательных рабочих);

$S_{вс}$  - средняя зарплата вспомогательного рабочего, руб;

$C_{сл} = P_{сл} \cdot S_{сл}$  - заработная плата служащих за месяц ( $P_{сл}$  – численность служащих;  $S_{сл}$  - средняя заработная плата служащего), руб;

$C_{моп} = P_{моп} \cdot S_{моп}$  - заработная плата младшего обслуживающего персонала за месяц ( $P_{моп}$  - численность МОП;  $S_{моп}$  - средняя заработная плата рабочего МОП, руб.).

$$C_{зп.о} = 12 \cdot (45000 + 8000 + 10000 + 7000) = 840000 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата персонала определяется по формуле:

$$C_{доп} = 12 \cdot [0,15 \cdot C_{итр} + 0,11 \cdot (C_{вс} + C_{сл}) + 0,09 \cdot C_{моп}], \quad (5.31)$$

$$C_{доп} = 12 \cdot [0,15 \cdot 40000 + 0,11 \cdot (24000 + 36000) + 0,09 \cdot 14000] = 112320 \text{ руб.}$$

Отчисления с заработной платы на социальное страхование определяется по формуле:

$$C_{соц} = 4,4 \cdot (C_{зп.о} + C_{доп})/100, \quad (5.32)$$

$$C_{соц} = 4,4 \cdot (840000 + 112320)/100 = 41902 \text{ руб.}$$

Амортизация здания, оборудования, приборов, инструментов определяется по формуле:

$$A_a = A_{зд} \cdot C_{зд}/100 + A_{об} \cdot C_{об}/100 + A_{п.и} \cdot C_{п.и}/100, \quad (5.33)$$

где  $A_{зд}$  - процент амортизационных отчислений на здание ( $A_{зд}=2,5...3,0$  % от стоимости здания);

$C_{зд}$  - стоимость здания, руб.;

$A_{об}$  - процент амортизационных отчислений на оборудование ( $A_{об}=10...13$  % от  $C_{об}$ );

$C_{об}$  - стоимость оборудования, руб.;

$A_{п.и}$  - процент амортизационных отчислений на приспособления и инструмент ( $A_{п.и}=13...14$  % от  $C_{п.и}$ );

$C_{п.и}$  - стоимость приспособления и инструмента, руб .

$$A_a = 3 \cdot 89765000/100 + 10 \cdot 10298371/100 + 13 \cdot 40500/100 = 4028052,1 \text{ руб.}$$

Текущий ремонт здания и оборудования определяется по формуле:

$$C_{тр} = 1,5 \cdot C_{зд}/100 + (3.5...4) \cdot C_{об}/100, \quad (5.34)$$

$$C_{тр} = 1,5 \cdot 89765000/100 + 4 \cdot 10298371/100 = 1758409 \text{ руб.}$$

Содержание оборудования и малоценного инвентаря определяется по формуле:

$$C_c = (0.4...0.5) \cdot C_{об}/100 + K_{пр} \cdot P_{пр}, \quad (5.35)$$

где  $K_{пр}$  - затраты на содержание малоценного инвентаря в расчете на одного производственного рабочего;

$P_{пр}$  - число производственных рабочих.

$$C_c = 0,4 \cdot 10298371/100 + 4 \cdot 9000 = 77193 \text{ руб.}$$

Электроэнергия определяется по формуле:

$$C_э = Ц_{э.с} \cdot W_{г.с}/1000 + Ц_{э.ос} \cdot W_{г.ос}/1000, \quad (5.36)$$

где  $Ц_{э.с}$  - стоимость силовой электроэнергии, руб./1000кВт;

$W_{г.с}$  - годовой расход силовой электроэнергии, кВт;

$Ц_{э.ос}$  - стоимость осветительной электроэнергии, руб./1000кВт;

$W_{г.ос}$  - годовой расход осветительной электроэнергии, кВт.

$$C_э = 4000 \cdot 11644,95/100 = 465798 \text{ руб.}$$

Вода для производственных целей и бытовых нужд определяют по формуле:

$$C_в = Ц_в \cdot Q_{г.в}/1000, \quad (5.37)$$

где  $Ц_в$  - стоимость воды для производственных нужд, руб./1000 м<sup>3</sup>;

$Q_v$  - годовой расход воды, м<sup>3</sup>.

$$C_v = 54515 \cdot 14600/1000 = 79591,9 \text{ руб.}$$

Пар, потребляемый для производственных целей, топления и вентиляции определяется по формуле:

$$C_{\text{п}} = C_{\text{п}} \cdot Q_{\text{п}}, \quad (5.38)$$

где  $C_{\text{п}}$  - стоимость 1 м<sup>3</sup> пара, руб./м<sup>3</sup>;

$Q_{\text{п}}$  - годовой расход пара на производственные цели, отопление и вентиляцию, м<sup>3</sup>;

$$C_{\text{п}} = 3,50 \cdot 3882,27 = 13587,9 \text{ руб.}$$

Вспомогательные материалы определяется по формуле:

$$C_{\text{в.м}} = (0,015 \dots 0,020) \cdot (C_{\text{р.м}} + C_{\text{з.ч}}) \cdot N_{\text{г}}, \quad (5.39)$$

где  $N_{\text{г}}$  - годовая программа, шт.

$$C_{\text{в.м}} = 0,020 \cdot (11420,6 + 28551,6) \cdot 1225 = 979318,9 \text{ руб.}$$

Затраты на охрана труда определяют по формуле:

$$C_{\text{о.т}} = K_{\text{о.т}} \cdot P_{\text{ср}}, \quad (5.40)$$

где  $K_{\text{о.т}}$  - затраты на охрану труда в расчете на одного работающего в среднем за год, руб.

$P_{\text{ср}}$  - число работающих, чел.

$$C_{\text{о.т}} = 1200 \cdot 19 = 22800 \text{ руб.}$$

Изобретательская и рационализаторская деятельность определяется по формуле:

$$C_{\text{и.р}} = K_{\text{и.р}} \cdot P_{\text{ср}}, \quad (5.41)$$

где  $K_{\text{и.р}}$  - затраты на изобретательскую и рационализаторскую деятельность в расчете на одного работающего, руб.

$$C_{и.р} = 2000 \cdot 19 = 38000 \text{ руб.}$$

Прочие расходы определяется по формуле:

$$C_{пр} = 0,03 \cdot \sum C_{оп}, \quad (5.42)$$

где  $C_{оп}$  - затраты по отдельным статьям общепроизводственных расходов, руб.

$$C_{пр} = 0,03 \cdot 18313010,9 = 549390,3 \text{ руб.}$$

Полная себестоимость ремонта изделия.

В полной себестоимости ремонта учитываются все затраты, на изготовление и реализацию продукции самим предприятием.

Полная себестоимость определяется по формуле:

$$S_{п} = S_{ц} + C_{ох} + C_{вп}, \quad (5.43)$$

где  $S_{ц}$  - цеховая себестоимость ремонта изделия, руб.;

$C_{ох}$ ,  $C_{вп}$  - соответственно общехозяйственные и внепроизводственные накладные расходы, руб.

Общехозяйственные расходы определяют по формуле:

$$C_{об} = 0,13 \cdot C_{пр}, \quad (5.44)$$

$$C_{об} = 0,13 \cdot 12360 = 1606,8 \text{ руб.}$$

Внепроизводственные расходы определяют по формуле:

$$C_{вп} = 0,01 \cdot (S_{ц} + C_{ох}), \quad (5.45)$$

$$C_{вп} = 0,01 \cdot (69577 + 1606,8) = 711,8 \text{ руб.}$$

Подставляя найденные значения в формулу (6.43) получим:

$$S_{п} = 15577 + 1606,8 + 711,8 = 17895,6 \text{ руб.}$$

### 6.2.3 Расчет ожидаемых технико-экономических показателей предприятия

Общие технико-экономические показатели проектируемого предприятия позволяют судить об эффективности проектируемых работ и включают следующие разделы.

Расчет оборотных средств ремонтного предприятия.

Совокупность оборотных средств и фондов обращения, выраженных в стоимостной форме, образует оборотные средства ремонтного предприятия, которые по принципу организации делятся на нормируемые и ненормируемые. Их суммарное значение можно принять в размере 10...15 % годового выпуска продукции по полной себестоимости.

Статьи затрат, входящие в состав собственных оборотных средств, имеют следующие примерные значения (%):

- 1) производственные запасы - 94;
- 2) готовая продукция - 3;
- 3) незавершенное производство - 3

$$C_{об} = (10...15) \cdot S_{п} / 100, \quad (5.46)$$

$$C_{об} = 10 \cdot 17895,6 / 100 = 1789,6 \text{ руб.}$$

Валовая (товарная) продукция на планируемый период составляет:

$$V_{п} = N_{пр} \cdot Ц_{о.ц}, \quad (5.47)$$

где  $N_{пр}$  - годовая производственная программа проектируемого ремонтного предприятия в приведенных единицах, шт.;

$Ц_{о.ц}$  - отпускная цена соответствующего изделия.

$$V_{п} = 1225 \cdot 25000 = 30625000 \text{ руб.}$$

Плановая (балансовая) прибыль предприятия определяется по формуле:

$$\Pi_{\text{б}} = (\Pi_{\text{о.ц}} - S_{\text{п}}) \cdot N_{\text{пр}}, \quad (5.48)$$

$$\Pi_{\text{б}} = (25000 - 17895,6) \cdot 1225 = 8702890 \text{ руб.}$$

Фондоотдача - выпуск валовой (товарной) продукции на 1 руб. основных производственных фондов определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{о}} = B_{\text{п}} / C_{\text{о.п.ф.}}, \quad (5.49)$$

$$\Phi_{\text{о}} = 30625000 / 10338871 = 2,96 \text{ руб.}$$

Фондовооруженность - степень оснащенности труда персонала предприятия определяется по формуле:

$$\Phi_{\text{в}} = C_{\text{о.п.ф.}} / P_{\text{ср}}, \quad (5.50)$$

$$\Phi_{\text{в}} = 10338871 \cdot 19 = 544151,1 \text{ руб./ чел.}$$

Рентабельность предприятия - уровень экономической эффективности производства определяется по формуле:

$$R = 100 \cdot \Pi_{\text{б}} / S_{\text{п}} \cdot N_{\text{пр}}, \quad (5.51)$$

$$R = 100 \cdot 8702890 / 17895,6 \cdot 1225 = 13,4\%.$$

Фондоёмкость определяют по формуле:

$$F_{\text{с}} = C_{\text{о.п.ф.}} / N_{\text{пто}},$$

$$F_{\text{с}} = 114268271 / 1225 = 8439,89 \text{ руб./ед.}$$

Производительность труда (годовая выработка а ремонтной продукции) одного рабочего определяется по формуле:

$$\Pi_{\text{т}} = B_{\text{п}} / P_{\text{пр}}, \quad (5.52)$$

$$\Pi_{\text{т}} = 30625000 / 19 = 1611842,1$$

Экономическая эффективность дополнительных капитальных вложений к основным производственным фондам определяется по формуле:

$$E_{пл} = \mathcal{E}_r / K, \quad (5.53)$$

$$E_{пл} = 12250000 / 103929400 = 0,2$$

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений определяется по формуле:

$$O_r = K / \mathcal{E}_r, \quad (5.54)$$

$$O_r = 103929400 / 12250000 = 6,5 \text{ лет.}$$

Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения в производство проектов реконструкции предприятия определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{г.э} = \mathcal{E}_r - E_n \cdot (C_{о.п.ф.1} - C_{о.п.ф.2}), \quad (5.55)$$

где  $E_n$  - нормативная экономическая эффективность дополнительных кап. вложений ( $E_n=0,17$ ).

$$\mathcal{E}_{г.э} = 12250000 - 0,17 \cdot (114268271 - 10338871) = 5417998 \text{ руб.}$$

Для сравнения проектных технико-экономических показателей с существующими результаты расчета сведены в общую таблицу 5.4.

Таблица 6.4 – Сравнительные технико – экономические показатели

Показатели	Единицы измерения	Значения показателей	
		исходного предприятия	проектируемого предприятия
Основные производственные фонды	руб.	103895000	114268271
Годовая программа	сл.рем	1114	1225
Производственная площадь	м <sup>2</sup>	11664	11664
Число производственных рабочих	чел.	15	19

	Валовая продукция	р уб.	22401495	30625000
	Фондоотдача	р уб.	1,2	2,96
	Фондовооруженность	р уб./ ч ел	325044	544151,1
	Фондоемкость	р уб./ е д	9328	8439,89
	Производительность труда	р уб/ ч ел	1033971,6	1611842,1
0	Рентабельность труда	%	7,6	13.4
1	Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений	л ет	-	6,5
2	Ожидаемый годовой экономический эффект	р уб.	-	5417998

Таблица 6.4 – Сравнительные технико – экономические показатели

### **Вывод.**

Подводя итоги можно с уверенностью сказать, что снижение вибрации и шума двигателя является наиболее приоритетной проблемой в машиностроении. В анализе состояния вопроса была поставлена суть проблемы, так же были рассмотрены некоторые виды существующих конструкций. Был произведен тепловой расчет и построена индикаторная диаграмма. После был произведен тяговый, динамический и экономический расчеты автомобиля, были построены графики мощностного баланса, а так же внешней скоростной регуляторной характеристики. На основе полученных данных с предыдущих расчетов, был произведен конструкционный расчет, а так же были приведены существующие конструкции и выявлены их недостатки. В разделе безопасности жизнедеятельности были приведены основные положения при работе на предприятии, в цеху и т.п. В экономической части был произведен подсчет затрат на конструкцию.

### **Список использованной литературы.**

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений /под ред. М.Г.Шатарова Изд. центр «Академия»,2011,464с.
2. Курчаткин В.В. Надежность и ремонт машин/В.В.Курчаткин,К.А.Ачкасов и др.2000-776 с. ил.(Учебники и учеб. пособия для высших учебных заведений)
3. Саврандейкин А.В.,Шириязданов Р.Р., Халиуллин А.Ф., Халиуллин Ф.Х. Исследование влияния характеристик опор силового агрегата автобуса МАЗ-206 на виброакустические показатели внутри салона. Материалы IV международной научно-практической конференции/21 век: фундаментальная наука и тех-ии/Том 2,16-17 июня 2014г. North Charleston, USA, с.126-128.
4. Студенческая наука – аграрному производству. Материалы 73-ой студенческой (региональной) научной конференции, посвященной 65-летию института механизации и технического сервиса. Редакционная коллегия: д.э.н., проф Файзрахманов Д.И., к.т.н., доц. Валиев А.Р., проф. Яхин С.М., к.э.н. Сафиуллин И.Н.,к.с.-х.н., доц Назимов Р.М., к.т.н., доц. Шайхутдинов Р.Р., к.с.-х.н. Ятманова Н.М., к.э.н., доц. Амирова Э.Ф. Статья.Опоры двигателя с

регулируемыми характеристиками. ст.Каюмов М.А., доц.Халиуллин Ф.Х. стр.136-138.

5. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование. / под ред. В.Н.Луканина, М.Г.Шатрова. М.:Высшая школа, 2007.400с.

6. Новая наука: Теоретический и практический взгляд: Международное научное периодическое издание по итогам Международной научно – практической конференции (Ижевск, 4 марта 2017). / - Стерлитамак: АМИ, 2017. - №3 – 2. – 249с.Редакционная коллегия: д.и.н. Юсупов Р.Г., д.м.н. Ванесян А.С., д.х.н. Калужина С.А., д.ф-м.н. Шляхов С.М., к.п.н. Козырева О.А., к.т.н. Закиров М.Р., к.с.н. Мухамадеева З.Ф., отв.ред. Пилипчук И.Н. Ст. Определение требуемых параметров опор энергетических установок мобильных машин. ст.Каюмов М.А.,доц.Халиуллин Ф.Х.,стр.82-84.

7. Халиуллин Ф.Х. Влияние условий функционирования автомобилей КамАЗ на их экономичность с учетом динамических характеристик двигателя. /Автореферат дисс. на соискание уч.степени к.т.н. //Казань, 1992-16с.

8. Халиуллин Ф.Х., Ахметзянов И.Р. Обоснование выбора диагностических параметров энергетических установок мобильных машин. Вестник Казанского аграрного университета. №2(32), 2014. С.72.

9. Халиуллин Ф.Х., Галеев Г.Г., Шириязданов Р.Р. Обзор программных продуктов для моделирования энергетических установок мобильных машин. Вестник Казанского государственного университета. №2(24),2012, с.66-72.

10. Р.Д. 37.001.008 – 83 Вибрация силовых агрегатов автомобиля. Методы измерения. Рекомендуемые допустимые значения. НАМИ, 1983. 17с.

11. ГОСТ 32108 – 2013 (ISO13332:2000) Вибрация. Измерение вибрации, передаваемой машиной через упругие изоляторы. Двигатели внутреннего сгорания поршневые высокоскоростные и среднескоростные.

12. ГОСТ 52914 – 2008. Двигатели тракторные и комбайновые. Виброакустические показатели и методы испытаний.
13. <https://www.drive2.ru/b/1201107/>
14. <https://etlib.ru/wiki/opora-dvigatelya-35>
15. Двигателя внутреннего сгорания. Хачалин А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. 2-е издание, 1985 г.
16. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Колчин А.И., Демидов В.П., 4-е издание 2008 г.
17. Теория двигателей внутреннего сгорания. Дьяченко В.Г. изд.ХНАДУ, 2009г.
18. Двигатели внутреннего сгорания. Том 2. Динамика и конструирование. В.Н. Луканин, И.В.Алексеев, М.Г. Шатров, А.В. Павлов, Ю.В. Горшков, Н.И.Назаров, С.П.Ежов, Матюхин Л.М., Синявский В.В. Москва ФГУП «Издательство «Высшая школа».2007г.
19. Патент №2408806,Резинометаллический амортизатор. Фот А.Ю., Ильичев В.А., Цыс В.Г.
20. Патент №2509933,Гидравлическая виброизолирующая опора силового агрегата. Андреяков Е.И., Тимошин М.В.
21. Патент №2471098,Гидравлическая виброопора. Гордеев Б.А., Синев А.В., Осмехин А.Н., Гордеев А.Б., Охулков С.Н.
22. Патент №2493452,Виброизолирующая опора силового агрегата. Андреяков Е.И.



