

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет (институт)	Кафедра
Машиностроения и транспорта	Транспортные машины
(наименование)	(наименование)
Направление подготовки (специальность)	13.03.01 «Энергетическое машиностроение»
	(код и наименование)
Бакалаврская программа / Профиль	Двигатели внутреннего сгорания
	(наименование)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему

Повышение эффективных показателей двигателя ЯМЗ-534 путем
совершенствования системы охлаждения

Студент		Курбонюда Наргис
	(подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

Руководитель / Научный консультант		Салмин В.В.
	10.05.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

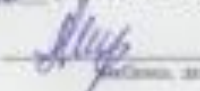
Консультанты:		
по конструкторскому разделу (наименование раздела)		Салмин В.В.
	13.05.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)
по НИР-разделу (наименование раздела)		Салмин В.В.
	20.05.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)
по технологическому разделу (наименование раздела)		Салмин В.В.
	20.05.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

Нормоконтролёр		Жук А.И.
	28.05.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 18.06.19 № 9_а)

Заведующий кафедрой		Салмин В.В.
	18.06.19 (подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

Работа защищена с отметкой хорошо (протокол заседания ГЭК от 20.06.19 № 4)

Секретарь ГЭК		Жук А.И.
	(подпись, дата)	(фамилия, имя, отчество)

Пенза 2019

РЕФЕРАТ

Курбонзода Н. Повышение эффективных показателей двигателя ЯМЗ–534 путем совершенствования системы охлаждения.

ДВИГАТЕЛЬ, ДИЗЕЛЬ, СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ТЕХПРОЦЕСС, МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ, ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ..

В выпускной квалификационной работе было проведено исследование влияния системы охлаждения двигателя ЯМЗ-534 на его эффективные показатели.

Пояснительная записка выполнена на 120 страницах, содержит 16 рисунков, 9 таблиц, 33 источника.

Выпускная квалификационная работа представляет собой законченную расчетно-графическую работу, заключающуюся в модернизации двигателя за счет применения системы охлаждения двигателя с электрическим подогревателем и устройством управления потоками жидкости. Целью выпускной квалификационной работы является модернизация системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 для повышения его эффективных показателей. Исследовательская работа заключается в изучении влияния системы охлаждения дизеля на его эффективные показатели.

Работа содержит: тепловой расчёт; расчет системы охлаждения; исследование влияния системы охлаждения дизеля на его эффективные показатели; технологический раздел с представленным в нем техпроцессом изготовления втулки; экономическое обоснование проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	8
1 Анализ состояния вопроса	10
1.1 Назначение потребителя мощности двигателя ЯМЗ–534, его технические характеристики, описание исходной конструкции.....	10
1.2 Выявление технико–экономических резервов для повышения эффективных показателей двигателя	15
1.3 Анализ литературных и патентных данных.....	16
1.4 Цели и задачи работы.....	39
1.5 Выводы первой главы	40
2 Конструкторский раздел	42
2.1 Описание разрабатываемой конструкции системы охлаждения ДВС	42
2.2 Тепловой расчет двигателя ЯМЗ–534	44
2.3 Расчетное исследование эффективности модернизированной системы охлаждения двигателя.....	59
2.4 Выводы второй главы	73
3. Технологический раздел	74
3.1 Служебное назначение и технические требования на деталь по условиям эксплуатации.....	74
3.2 Анализ технологичности конструкции детали	77
3.3 Определение типа производства	79
3.4 Выбор и обоснование способа получения заготовки	84
3.5 Разработка маршрутной технологии обработки детали.....	86
3.6 Определение припусков расчетно–аналитическим методом.....	88
3.7 Проектирование операционной технологии	93
3.8 Выводы третьей главы	103
4. Техничко–экономический раздел.....	104
4.1 Расчет экономического эффекта ожидаемого от внедрения модernизированной системы охлаждения.....	104
4.2 Выводы четвертой главы	108
Заключение	109

Список использованной литературы.....	111
Приложение А	116

ВВЕДЕНИЕ

Развитие двигателестроения идет и в направлении совершенствования таких характеристик двигателя как снижения эксплуатационной экономичности, увеличения удельной мощности, повышения моторесурса и надёжности. Будущее поршневого двигателя будет в значительной степени зависеть от возможности его адаптации к новым требованиям касающихся этих пунктов.

При сгорании топлива внутри цилиндра температура газов поднимается до 2000°С. Тепло расходуется на механическую работу, частично уносится с выхлопными газами, тратится на лучеиспускание и нагрев деталей двигателя. Если его не охлаждать, то он теряет мощность (ухудшается наполнение цилиндров рабочей смесью, возникает преждевременное самовоспламенение смеси и т. д.), усиливается изнашивание деталей (выгорает масло в зазорах) и возрастает вероятность поломки их в результате снижения механических свойств материалов.

Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного, с точки зрения механических свойств конструкционных материалов и смазывающих свойств моторного масла, температурного уровня деталей цилиндро–поршневой группы. Температурное состояние деталей дизеля оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего цикла, а, следовательно, и на индикаторные и эффективные показатели, на экономичность работы двигателя.

Температурное состояние деталей в значительной степени определяется функционированием системы охлаждения двигателя и степени ее совершенства.

Система охлаждения современного дизеля должна обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов.

Таким образом, задача исследования систем охлаждения дизельных двигателей, как одного из факторов повышения эффективных показателей, на сегодняшний день является актуальной.

Целью работы является модернизация системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 для повышения его эффективных показателей.

Поставленная цель достигается путем решения следующих задач:

1. Провести информационный поиск существующих систем охлаждения дизельных двигателей;
2. Разработать систему охлаждения двигателя ЯМЗ–534 и выполнить тепловой расчет двигателя.
3. Провести исследование влияния системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 на его эффективные показатели.
4. Разработать технологию изготовления детали типа втулка.
5. Рассчитать экономический эффект, ожидаемый от внедрения разработанной единой системы смазки и охлаждения дизельного двигателя.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

1.1 Назначение потребителя мощности двигателя ЯМЗ–534, его технические характеристики, описание исходной конструкции

Двигатель ЯМЗ–534 (рисунок 1.1) – 4 цилиндровый, дизельный, с рядным расположением цилиндров, четырехтактный с воспламенением от сжатия, системой распределенного впрыска топлива, одним распределительным валом и четырьмя клапанами на цилиндр, с жидкостным охлаждением, с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха в теплообменнике типа "воздух–воздух".

Двигатель предназначен для установки на грузовой и пассажирский автомобильный транспорт (грузовые автомобили средней грузоподъемности, автомобили с прицепом, автобусы).

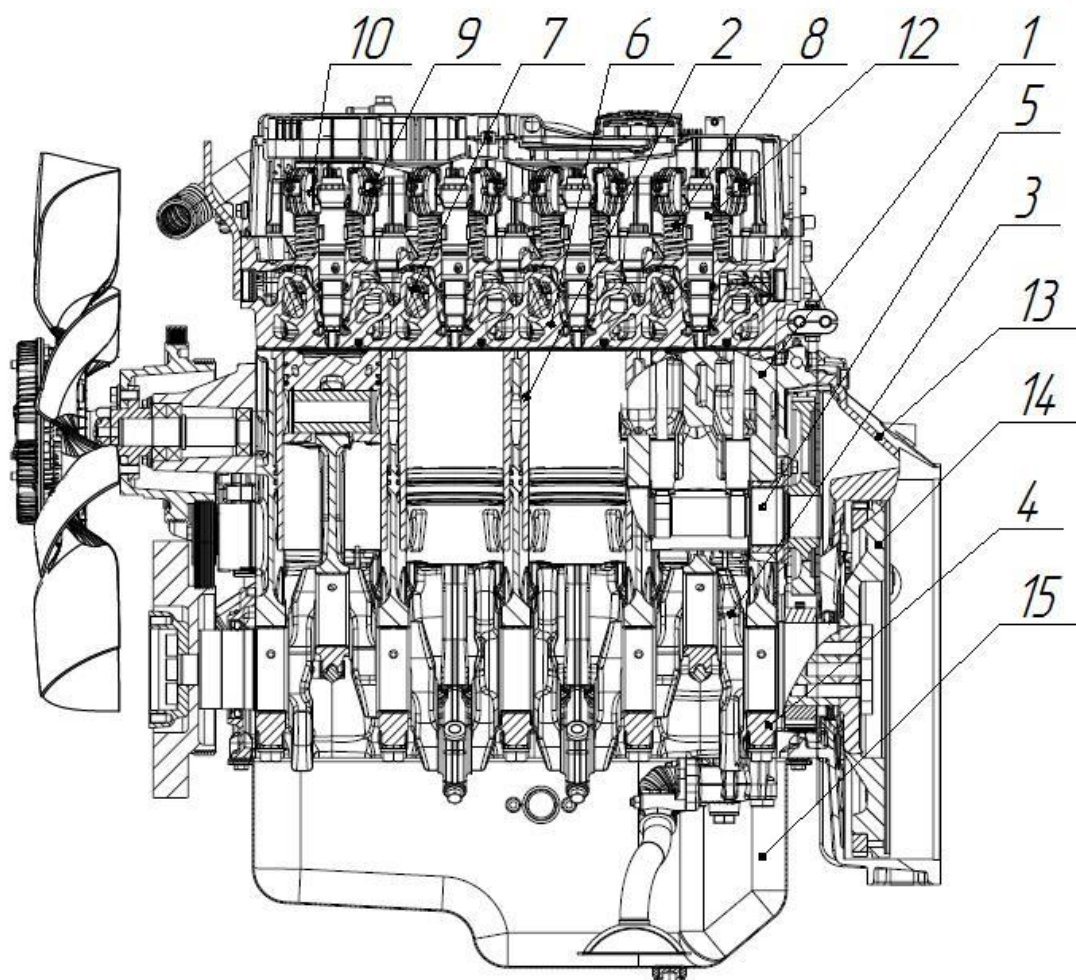
Основное назначение данного типа двигателя – бесперебойный режим работы на различных режимах нагрузки, обеспечивающий передвижение тех типов транспорта, на которые он будет установлен.

Двигатель используется в различных климатических районах: с холодным, умеренным, теплым и жарким климатом.

Технические характеристики двигателя представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики двигателя ЯМЗ–534

Параметры	Двигатель
	ЯМЗ–534
Расположение цилиндров	рядное
Число цилиндров	4
Число оборотов, мин ⁻¹	2300
Максимальный крутящий момент, брутто, Н·м	710
Расход топлива, г/кВт ч	197
Диаметр поршня, мм	105
Ход поршня, мм	128
Объем, л	4,43
Мощность, кВт	140
Масса двигателя, кг	480



1 – блок цилиндров, 2 – гильза, 3 – коленчатый вал; 4 – крышка коренной опоры; 5 – распределительный вал; 6 – головка блока цилиндров; 7 – клапан; 8 – пружина; 9 – коромысло; 10 – траверса; 11 – стойка коромысла; 12 – форсунка; 13 – корпус шестерен; 14 – маховик; 15 – масляная ванна.

Рисунок 1.1 – Продольный разрез двигателя ЯМЗ–534

Блок цилиндров 1 четырехцилиндровый, отлит из серого чугуна. Служит основанием для монтажа всех деталей и узлов двигателя.

Гильза 2 цилиндра «мокрого» типа, изготовлена из фосфористого чугуна. Гильза центрируется в блоке по наружному диаметру бурта, а в нижней части по посадочному диаметру.

В картерных поперечных стенках блока расположено семь гнезд с вкладышами под коренные шейки коленчатого вала 3.

Крышки коренных опор 4 крепятся к блоку двумя болтами. Обработка гнезд под коленчатый вал производится в сборе с крышками, поэтому крышки коренных опор не взаимозаменяемы.

В верхней левой части блока имеется туннель с семью расточками под распределительный вал. В шести расточках установлены бронзовые втулки. Расточка у заднего торца блока втулки не имеет, в нее устанавливается корпус заднего подшипника распределительного вала.

Над расточкой под распределительный вал 5 имеется восемь вертикальных гнезд для толкателей штанг. Каждое гнездо имеет паз, в котором толкатель фиксируется от проворота.

Головка цилиндров 6 блочная, общая на четыре цилиндра, изготовлена из высокопрочного чугуна с азотацией. Крепление осуществляется болтами.

Для обеспечения отвода тепла головка цилиндров имеет сложную полость жидкостного охлаждения, сообщающуюся с полостью.

Впускной воздушный коллектор отлит за одно целое с головкой цилиндров.

В головке цилиндров размещены клапаны 7 с пружинами 8, коромысла клапанов 9, траверсы 10, стойки коромысел 11 и форсунки 12.

Корпус шестерен 13 установлен непосредственно на задний торец блока цилиндров с центрированием по двум штифтам на герметик, без прокладки. Вместе с картером маховика корпус шестерен образует полость, в которой размещены масляный насос и все шестерни привода агрегатов, расположенные в задней части двигателя. На корпусе шестерен установлены топливный насос высокого давления и компрессор пневмотормозов.

Маховик 14 отлит из серого чугуна. На маховик напрессован стальной зубчатый венец для пуска двигателя стартером.

Ванна масляная 15 герметично закрывает картер дизеля снизу и с торцов и служит емкостью для масла.

Система питания — дизельная, ТНВД с механическим управлением. Форсунки — электроуправляемые, сигнал на них приходит с блока управления. В блок управления приходят сигналы с различных датчиков — расхода воздуха, положения коленчатого вала, частоты вращения коленчатого вала, температуры выхлопных газов, а также от датчика положения педали акселератора [40].

Уровень давления топлива в рампе, оптимальный данному режиму работы двигателя, задается электронным блоком управления и определяется балансом расхода топлива через форсунки и производительностью топливного насоса.

Система питания воздухом.

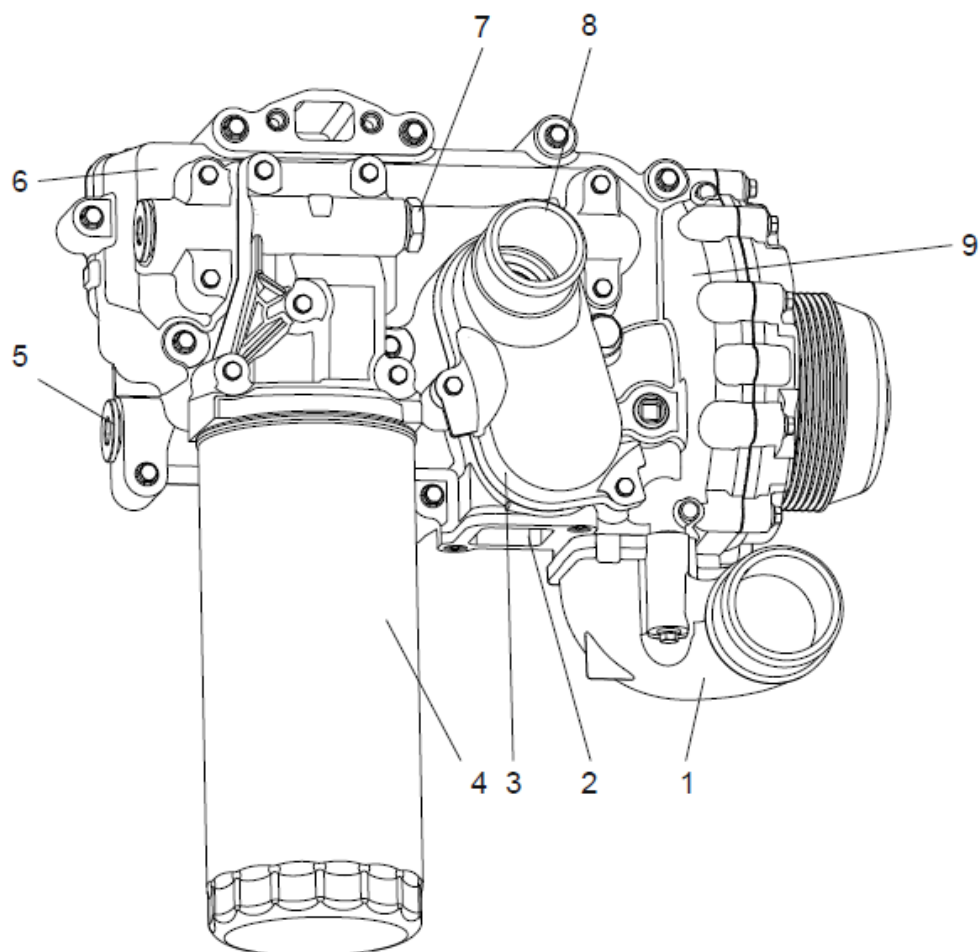
Система питания воздухом двигателя состоит из воздухоочистителя, турбокомпрессора, охладителя надувочного воздуха типа «воздух–воздух», системы рециркуляции отработавших газов, замкнутой системы вентиляции картера двигателя. Кроме этого, за турбиной турбокомпрессора установлена управляемая заслонка, выполняющая роль моторного тормоза, а в системе выпуска автомобиля имеется нейтрализатор отработавших газов, совмещенный с глушителем.

Для обеспечения требуемых мощностных показателей двигатель оборудован турбокомпрессором, использующим энергию выхлопных газов для подачи сжатого воздуха (наддува) в двигатель.

Система охлаждения двигателя ЯМЗ – 534.

Система охлаждения двигателя – жидкостная, циркуляционная, включающая в себя водяной насос, жидкостно–масляный теплообменник (ЖМТ), вентилятор, термостаты и теплообменник рециркуляции отработавших газов. Кроме этого, система охлаждения включает водяной радиатор и охладитель надувочного воздуха типа «воздух–воздух», устанавливаемые на автомобиле.

Водяной насос, жидкостно–масляный теплообменник и термостаты совмещены в единый сервисный модуль (рисунок 1.2), расположенный на блоке цилиндров в передней части двигателя справа.



1 – патрубок подвода ОЖ из радиатора автомобиля; 2 – фланец подвода ОЖ в коробку термостатов из теплообменника трансмиссии; 3 – коробка термостатов; 4 – масляный фильтр; 5 – предохранительный клапан ЖМТ; 6 – корпус сервисного модуля; 7 – дифференциальный клапан; 8 – патрубок отвода ОЖ из ЖМТ; 9 – водяной насос

Рисунок 1.2 – Сервисный модуль

Во время работы двигателя циркуляция охлаждающей жидкости в системе охлаждения создается центробежным насосом. Из водяного насоса жидкость по каналу в корпусе сервисного модуля поступает к теплопередающему элементу ЖМТ и омывает его, охлаждая масло. Пройдя через ЖМТ, жидкость разделяется на два потока и по вертикальным каналам в блоке цилиндров и в головке поступает в распределительную трубу, расположенную на головке цилиндров. Для обеспечения эффективного охлаждения водяная рубашка головки цилиндров разделена на верхнюю и нижнюю части. Кроме этого каждый цилиндр изолирован от соседних.

Из распределительной трубы жидкость поступает в верхние полости головки цилиндров непосредственно к каждому цилиндру. Из головки

жидкость поступает к гильзам цилиндров, омывает их и собирается в горизонтальном водосборном канале, расположенном в блоке цилиндров, в нижней части водяных рубашек гильз.

Из водосборного канала блока цилиндров жидкость попадает в полость термостатов сервисного модуля. На прогретом двигателе, при открытых клапанах термостатов, жидкость направляется в радиатор системы охлаждения, где остывает и поступает на всасывание водяного насоса.

Если температура жидкости ниже 83°C (начало открытия клапана термостата) то жидкость не поступает в радиатор и по байпасному каналу в корпусе сервисного модуля подается опять на всасывание водяного насоса, обеспечивая быстрый нагрев двигателя до рабочих температур.

Над водораспределительной трубой головки цилиндров расположен теплообменник системы рециркуляции отработавших газов. Часть жидкости из трубы поступает в теплообменник через втулочное соединение с резиновым кольцом, охлаждает выпускные газы, и сливается по внешнему трубопроводу в водосборный канал сервисного модуля.

На охлаждение компрессора пневмотормозов жидкость по внешним трубопроводам забирается так же из водораспределительной трубы и отводится в водосборный канал блока цилиндров.

Охлаждающая жидкость (ОЖ) из система охлаждения двигателя сливается через патрубок подвода ОЖ из радиатора автомобиля.

1.2 Выявление технико–экономических резервов для повышения эффективных показателей двигателя

К эффективным показателям двигателей относят энергетические и экономические характеристики, реализуемые при его работе с потребителем получаемой механической работы. Этими характеристиками являются: эффективная мощность N_e , крутящий момент M_e , среднее эффективное давление p_e , эффективный удельный расход топлива g_e , эффективный КПД η_e [4].

Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного, с точки зрения механических свойств конструкционных материалов и смазывающих свойств моторного масла, температурного уровня деталей цилиндро–поршневой группы (ЦПГ). Температурное состояние деталей ЦПГ дизеля оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего цикла, а, следовательно, и на индикаторные и эффективные показатели, на экономичность работы двигателя [36, 37].

Температурное состояние деталей ЦПГ в значительной степени определяется функционированием системы охлаждения двигателя и степени ее совершенства [36].

Таким образом, модернизация системы охлаждения является обязательным условием форсирования дизельного двигателя. Система охлаждения современного дизеля должна обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов.

1.3 Анализ литературных и патентных данных

1.3.1 Анализ схем и способов охлаждения ДВС

В зависимости от рабочего тела, используемого для охлаждения поршневого двигателя, системы охлаждения делят [27]:

- а) на системы жидкостного охлаждения;
- б) системы воздушного охлаждения.

Для сравнения и объективной оценки различных типов систем охлаждения автотракторных двигателей рассмотрим преимущества и недостатки каждого из них.

Преимущества жидкостного охлаждения [28]:

- а) более легкий пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как он более просто и быстро прогревается, а также имеет меньшие зазоры между поршнем и цилиндром;

б) эффективное охлаждение наиболее нагретых мест двигателя при любой тепловой нагрузке (теплопроводность охлаждающей жидкости в 20–25 раз выше теплопроводности воздуха);

в) более равномерное охлаждение деталей двигателя;

г) допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

д) стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы (высокая теплопроводность и большая тепло– емкость жидкости);

е) возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения;

ж) меньший шум при работе двигателя;

з) меньшая склонность к детонации бензиновых двигателей;

и) возможность изоляции воздушного тракта системы охлаждения;

к) меньшие затраты мощности на охлаждение (2,0...9,0%) по сравнению с воздушным охлаждением (3,5...13%).

Недостатки жидкостного охлаждения:

а) длительный прогрев двигателя после пуска, повышающий износ цилиндров;

б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха вследствие возможного замерзания жидкости (воды) в системе;

в) низкие температуры стенок цилиндров (при жидкостном охлаждении), способствующие повышенному коррозионному износу, особенно при работе на сернистых топливах;

г) повышенная трудоемкость обслуживания и ремонта, так как необходимо регулярно пополнять и очищать систему охлаждения;

д) большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха;

е) потребность в дефицитных цветных металлах (медь, латунь, свинцово– оловянные припой).

Рассмотрение преимуществ и недостатков жидкостного охлаждения автотракторного двигателя позволяет считать его применение наиболее целесообразным [27]:

- а) для форсированных карбюраторных и дизельных двигателей;
- б) для двигателей с рабочим объемом цилиндра более 2,5 л.

Преимущества воздушного охлаждения:

- а) быстрый прогрев двигателя после пуска и, следовательно, меньший износ цилиндров;
- б) меньшая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха (более высокие температуры цилиндров);
- в) пониженная чувствительность к топливу, содержащему серу;
- г) надежная работа при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как отсутствует опасность замерзания жидкости в системе охлаждения;
- д) простота обслуживания и меньшая стоимость (отсутствуют трубопроводы, радиатор и жидкостный насос).

Недостатки воздушного охлаждения [28]:

- а) уменьшение среднего эффективного давления и литровой мощности вследствие худшего весового наполнения цилиндров двигателя;
- б) повышенный расход мощности на привод вентилятора воздушного охлаждения;
- в) более трудный пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха и существующих способах подогрева;
- г) повышенная шумность работы, вызываемая работой быстроходного вентилятора;
- д) трудно обеспечить нормальное охлаждение форсированных двигателей и двигателей большого литража;
- е) возможность засорения межреберных каналов головок и цилиндров;
- ж) потребность в масляном радиаторе даже в тех случаях, когда при жидкостном охлаждении его не требуется.

Рассмотрение преимуществ и недостатков воздушного охлаждения автотракторного двигателя позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

а) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра до 1 л независимо от степени форсирования;

б) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра 1...2,5 л и невысокой литровой мощностью, так как от системы охлаждения в значительной мере зависит конструкция и эксплуатационные качества двигателя и силовой установки в целом.

Жидкостные системы охлаждения получили наибольшее распространение в двигателях внутреннего сгорания всех типов благодаря высокой интенсивности отвода тепла охлаждающей жидкостью по сравнению с воздухом, гибкостью управления работой такой системы и т.д.

Классификация систем жидкостного охлаждения проводится по способу организации движения жидкости, омывающей охлаждаемые поверхности. Различают системы [28]:

а) *принудительные*, в которых циркуляция жидкости обеспечивается специальным насосом, расположенном на двигателе (или в силовой установке);

б) *под давлением жидкости*, подводимой в силовую установку из внешнего трубопровода;

в) *термосифонные*, в которых циркуляция жидкости происходит в результате разности гравитационных сил, возникающих в жидкости различной плотности – нагретой около поверхности деталей двигателя и охлажденной в охладителе;

г) *комбинированные*.

Рассмотрим подробнее эти способы.

Принудительные системы охлаждения могут быть подразделены в свою очередь на *замкнутые* и *незамкнутые* (проточные).

В замкнутых системах охлаждения охлаждающая жидкость после отвода тепла от горячих стенок и элементов в двигателе проходит через

теплорассеивающее устройство – радиатор, в котором она охлаждается, и вновь насосом нагнетается к охлаждаемым частям двигателя.

Незамкнутые водяные системы просты по конструкции, особенно если вода к ним подводится из водопроводной сети, но обладают большим недостатком: попадание в систему взвешенных и растворенных примесей.

Схема термосифонной системы охлаждения представлена на рисунке 1.3. Она является замкнутой и простейшей из всех систем охлаждения такого типа. Однако вследствие малой интенсивности циркуляции жидкости она почти не применяется.

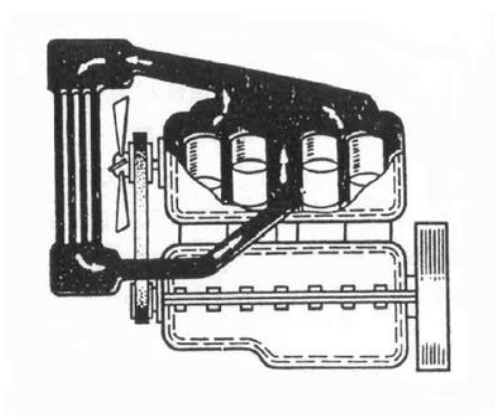


Рисунок 1.3 – Схема термосифонной системы охлаждения

Комбинированные системы охлаждения в настоящее время находят все большее распространение. Наиболее теплонапряженные детали двигателя (головки блоков цилиндров) охлаждаются принудительно, а блоки цилиндров – по термосифонному принципу.

Большинство современных поршневых двигателей имеет закрытые системы жидкостного охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. В данных системах внутреннее пространство периодически сообщается с окружающей средой при помощи специальных клапанов. В этих системах повышена температура кипения охлаждающей жидкости, уменьшено её выкипание и образование накипи. Жидкость подается в двигатель насосом под давлением. Интенсивность циркуляции жидкости и обдув радиатора воздухом зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Открытые системы охлаждения, сообщающиеся с атмосферой, на автомобильных двигателях не применяются.

Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения показана на рисунке 1.4.

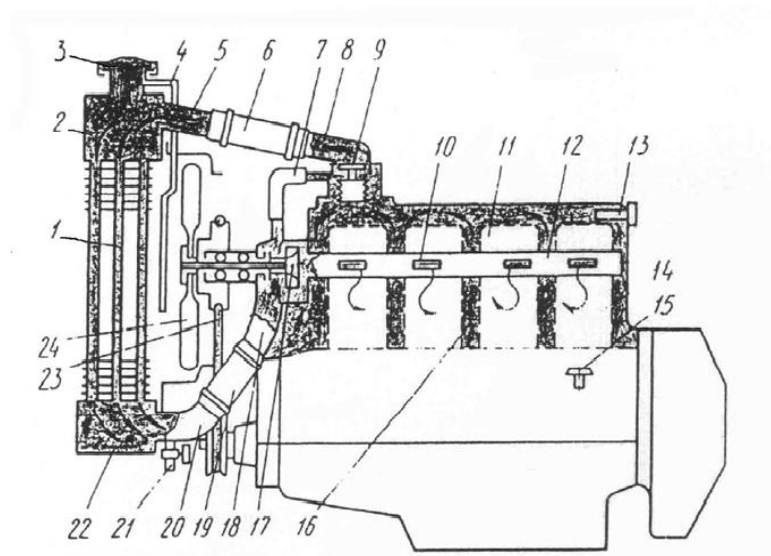


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема системы жидкостного охлаждения

Система охлаждения двигателя состоит из радиатора 1 с заливной горловиной 3 и пароотводящей трубкой 4, вентилятора 24, термостата 9, насоса с крыльчаткой 17, отводящего 8 и подводящего 18 патрубков, ремня 23 привода вентилятора, датчика 13 указателя температуры двигателя (жидкости), сливных кранов 15 и 21. Вокруг цилиндров двигателя и головки блока имеется пространство с двойными стенками – рубашка 16 (жидкостная полость), где циркулирует охлаждающая жидкость. Во время работы двигателя нагревшаяся жидкость подается насосом в радиатор через упругую муфту 6 и патрубок 5, охлаждается и снова поступает в рубашку блока цилиндров и головок. Таким образом она постоянно циркулирует по замкнутому кругу *двигатель – радиатор – двигатель*.

Рубашка 16 двигателя состоит из рубашки блока цилиндров 14 и рубашки головки блока 11, соединенных между собой отверстиями в прокладке между ними. Крыльчатка 17 центробежного насоса и вентилятор приводятся в движение клиновидным ремнем 23. При вращении крыльчатки насоса охлаждающая жидкость нагнетается в распределительную трубку 12, расположенную в головке блока. Через отверстия 10 в трубке жидкость

направляется к патрубкам выпускных клапанов, благодаря чему охлаждаются наиболее нагретые части головки блока и цилиндров.

Жидкость может циркулировать по малому кругу, минуя радиатор (непрогретый двигатель, термостат закрыт) или по большому кругу, поступая в радиатор (прогретый двигатель, термостат открыт). Нагретая жидкость через термостат поступает в верхний отводящий патрубок 8. Если термостат 9 закрыт, то по перепускному шлангу 7 жидкость сразу поступает к насосу. При открытом термостате жидкость проходит в верхний бачок 2 радиатора, охлаждается, протекая по трубкам, и поступает в нижний бачок 22 радиатора. Охлажденная жидкость через патрубки 18 и 20, соединённые упругой муфтой 19, подводится к насосу.

Таким образом, из приведенного выше описания принципиальной схемы системы жидкостного охлаждения можно выделить ее основные компоненты. К ним относятся следующие части и агрегаты [27]:

- полости вокруг каждого из цилиндров (или группы цилиндров) и в головках цилиндров (или в головках группы цилиндров), образованные наружными стенками, заполненные охлаждающей жидкостью;
- нагнетающий жидкостный насос;
- охладитель (радиатор) жидкости;
- вентилятор;
- соединительные трубопроводы жидкости;
- уплотнительные элементы (прокладки), обеспечивающие герметичность системы;
- устройства, соединяющие систему охлаждения с ат–мосферой (открытая система) или, наоборот, разъединяющие полости системы и атмосферу (закрытая система);
- термостаты, предупреждающие переохлаждение цилиндров и их головок на режимах малых нагрузок и ускоряющие прогрев двигателя после пуска;
- паровые и паровоздушные клапаны, устанавливаемые в закрытых системах охлаждения автомобильных и тракторных двигателей (наземный

транспорт), как правило, в наивысшей точке (на радиаторе). При интенсивном парообразовании в полостях охлаждения паровый клапан открывается, предупреждая чрезмерное повышение давления в системе охлаждения. Эти клапаны регулируются на перепад давлений 0,005...0,050 МПа (паровой) и 0,005...0,010 МПа (паровоздушный);

- расширительные, или компенсационные бачки, устанавливаемые в самой верхней точке системы охлаждения. При расширении нагревающейся жидкости они пополняют систему жидкостью, не допуская тем самым попадания воздуха в систему. В бачке скапливается и удаляется воздух (пузырьки) и пар жидкости, который отводится в атмосферу. Через бачок систему подпитывают охлаждающей жидкостью ввиду ее неизбежного испарения и убыли из системы;

- заливные горловины, через которые происходит основная заправка системы охлаждающей жидкостью или моющими растворами для очистки системы охлаждения от накипи, грязи. Располагают их в верхней части системы охлаждения на радиаторах или расширительных бачках. Нередко в заливных горловинах размещают паровые или паровоздушные клапаны;

- сливные краны, позволяющие сливать из системы охлаждения или ее элементов охлаждающую жидкость или промывочные растворы. располагают в самых низких точках системы охлаждения или ее элементов.

Перечисленные выше основные элементы системы жидкостного охлаждения часто включают ряд дополнительных устройств, которые в значительной степени облегчают управление и контроль за работой двигателя, либо обусловлены его назначением и условиями эксплуатации.

Кроме рассмотренных элементов имеются дополнительные устройства систем жидкостного охлаждения: термометры, необходимые для контроля за тепловым состоянием двигателя; приборы сигнализации, гидромфты и др.

1.3.2 Патентно–информационный обзор систем охлаждения ДВС

Известен патент № 2453714 [23] от 20.06.2012г. «Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания», классы МПК: F01P5/10. Автор: Жуков Владимир Анатольевич (RU).

Изобретение относится к области транспортных средств, в частности к системам охлаждения двигателей внутреннего сгорания с жидкостным охлаждением.

Процесс эксплуатации жидкостных систем охлаждения сопровождается такими негативными процессами, как коррозионные и эрозионно–кавитационные разрушения элементов системы охлаждения, образование накипи на охлаждаемых поверхностях. Для предотвращения или ингибирования указанных процессов в состав охлаждающих жидкостей входят присадки – химические композиции, изменяющие физико–химические свойства жидкостей.

Техническим результатом заявляемого технического решения является повышение надежности работы двигателя внутреннего сгорания за счет обеспечения качества теплоносителя замкнутого контура системы охлаждения.

Заявляемая система охлаждения двигателя внутреннего сгорания поясняется чертежами, где на рисунке 1.5,а изображена схема системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания; на рисунке 1.5,б – с мешалкой с электроприводом.

Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает следующим образом. Охлаждающая жидкость отводится от рубашки 5 охлаждения поршневой части двигателя по трубопроводу 19. Термостат 8, представляющий собой автоматический трехходовой клапан, направляет жидкость либо по трубопроводу на всасывание циркуляционного насоса 4 (при непрогретом двигателе), либо в водо–водяной охладитель 3 (при прогретом двигателе). Охлаждающая жидкость, подаваемая циркуляционным насосом 4, проходит через охладитель 6 наддувочного воздуха и водомасляный охладитель

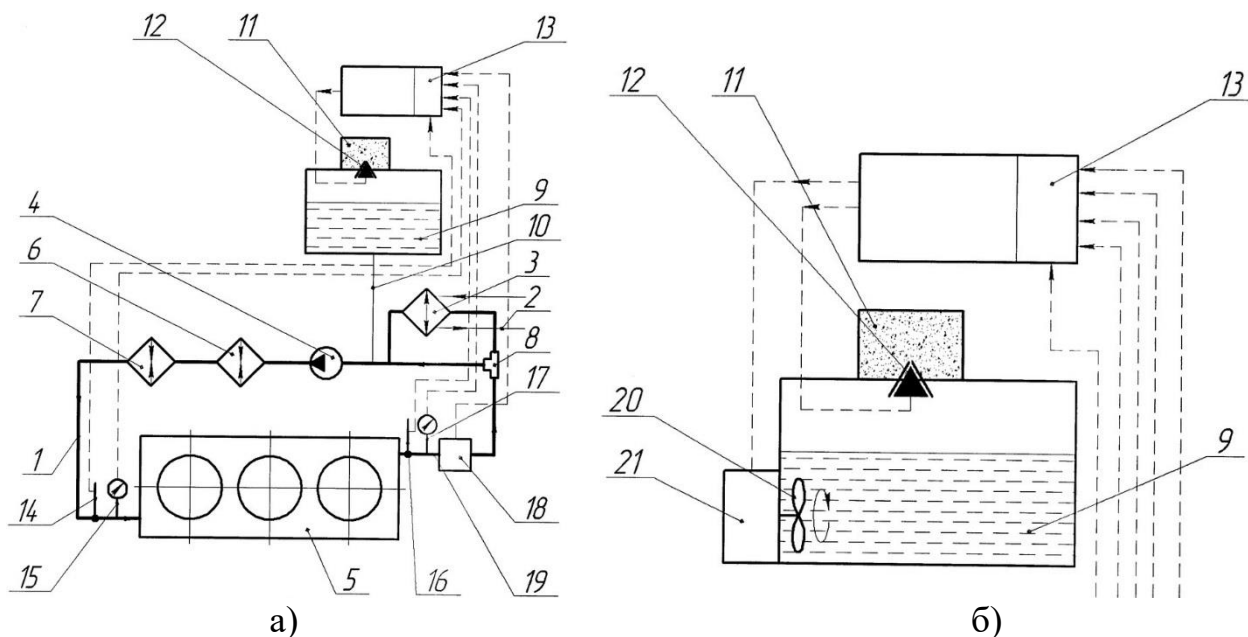


Рисунок 1.5 – Схема системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания

7, затем по трубопроводу 1 возвращается в рубашку 5 охлаждения поршневой части. Всасывающая магистраль 10 насоса 4 соединена с расширительным баком 9, который предназначен для хранения запаса охлаждающей жидкости и создания гидростатического напора перед насосом 4. К расширительному баку 9 присоединена емкость 11, заполненная концентратом присадки к охлаждающей жидкости. Подача присадки в контур 1 охлаждения осуществляется через игольчатый клапан 12, который открывается и закрывается по сигналу, поступающему от блока 13 управления. Управляющее воздействие вырабатывается блоком управления на основании информации, получаемой от анализатора 18 химических свойств теплоносителя, и перепада давлений на входе в двигатель и выходе из него, определяемого датчиками 15 и 17, при этом учитывается температура охлаждающей жидкости, на входе в двигатель и выходе из него, определяемая датчиками 14 и 16. В анализаторе 18 химических свойств определяются такие свойства жидкости, характеризующие ее химическую агрессивность и склонность к накипеобразованию, как водородный показатель, жесткость, кислородо- и солесодержание. Перепад давления в рубашке охлаждения позволяет оценить степень деструкции макромолекул водорастворимых полимеров и мицеллярных образований поверхностно-активных веществ, входящих в состав присадок.

Снабжение расширительного бака емкостью с концентратом присадки к охлаждающей жидкости и игольчатым клапаном, регулирующим поступление присадки в расширительный бак, подключенным к выходу блока управления, обеспечивает автоматическое поддержание требуемых свойств охлаждающей жидкости.

Подключение к входам блока управления соответственно к первому и третьему датчиков температуры, ко второму и четвертому – датчиков давления, а к пятому – анализатора химических свойств охлаждающей жидкости, который установлен на трубопроводе, отводящем охлаждающую жидкость от двигателя, обеспечивает в процессе эксплуатации определение физико–химических свойств охлаждающей жидкости, что повышает надежность работы двигателя.

Установка в расширительном баке мешалки с электроприводом, включающимся по сигналу от блока управления при подаче концентрата присадки в бак, обеспечивает более интенсивное перемешивание охлаждающей жидкости и быстрое растворение присадки.

Управляющее воздействие на дозирующий игольчатый клапан 12 вырабатывается в результате сравнения информации, поступившей в блок 13 управления от датчиков, и заложенных в его память требуемых значений показателей качества охлаждающей жидкости.

Возможны два способа управления дозирующим клапаном:

- Дискретное (релейное) управление, при котором клапан находится в одном из двух положений – «открыто» или «закрыто». Открытие (закрытие) клапана происходит при выходе регулируемых параметров за допустимые пределы.

- Аналоговое управление, при котором степень открытия дозирующего клапана зависит от значений показателей качества охлаждающей жидкости.

Растворение присадки, поступающей в систему охлаждения, может осуществляться либо непосредственно в процессе циркуляции жидкости по контуру охлаждения, либо под действием мешалки 20 с электроприводом 21, установленной в расширительном бачке 9 (см. рисунок 1.5,б).

Таким образом, в предлагаемой системе охлаждения обеспечивается непрерывный и оперативный контроль качества охлаждающей жидкости и при необходимости автоматическое восстановление ее эксплуатационных свойств. По сравнению с существующими системами охлаждения предлагаемая система облегчает обслуживание двигателей внутреннего сгорания и повышает их надежность.

Восстановление свойств низкотемпературных охлаждающих жидкостей, содержащих этиленгликоль, позволяет продлить срок их службы, что значительно снижает экологические риски, связанные с утилизацией этиленгликолевых жидкостей.

В качестве анализатора химических свойств охлаждающей жидкости можно использовать приборы «Мультитест ИПЛ–513» или «Мультитест КСЛ–101», позволяющие определять водородный показатель (pH) жидкости, жесткость, общее солесодержание.

В качестве блока управления можно использовать программируемый микропроцессор, например АТМega8 или PIC16F1823, что позволит регулировать поступление присадки в систему охлаждения в зависимости от физико–химических свойств охлаждающей жидкости.

Известен патент № 2580981 [24] от 10.04.2016г. «Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом», классы МПК: F02B29/04; F01P3/20. Автор: Вигилд Кристиан Винж (DE), Квикс Ханс Гюнтер (DE).

Изобретение относится к системе охлаждения с низкотемпературным контуром 2 для охлаждения наддувочного воздуха турбокомпрессора двигателя 3 внутреннего сгорания и с контуром 4 охлаждения двигателя. В систему охлаждения охладитель 9 наддувочного воздуха, расположенный в низкотемпературном контуре 2, выполнен с возможностью соединения по текучей среде с низкотемпературным контуром 2 или с контуром охлаждения двигателя 4 через первое клапанное устройство 10 со стороны впуска теплоносителя и через второе клапанное устройство 11 со стороны выпуска теплоносителя. Изобретение обеспечивает сокращение времени прогрева

двигателя и периодическое увеличение уровня температуры наддувочного воздуха в короткий период времени.

Схема изобретения представлена на рисунке 1.6.

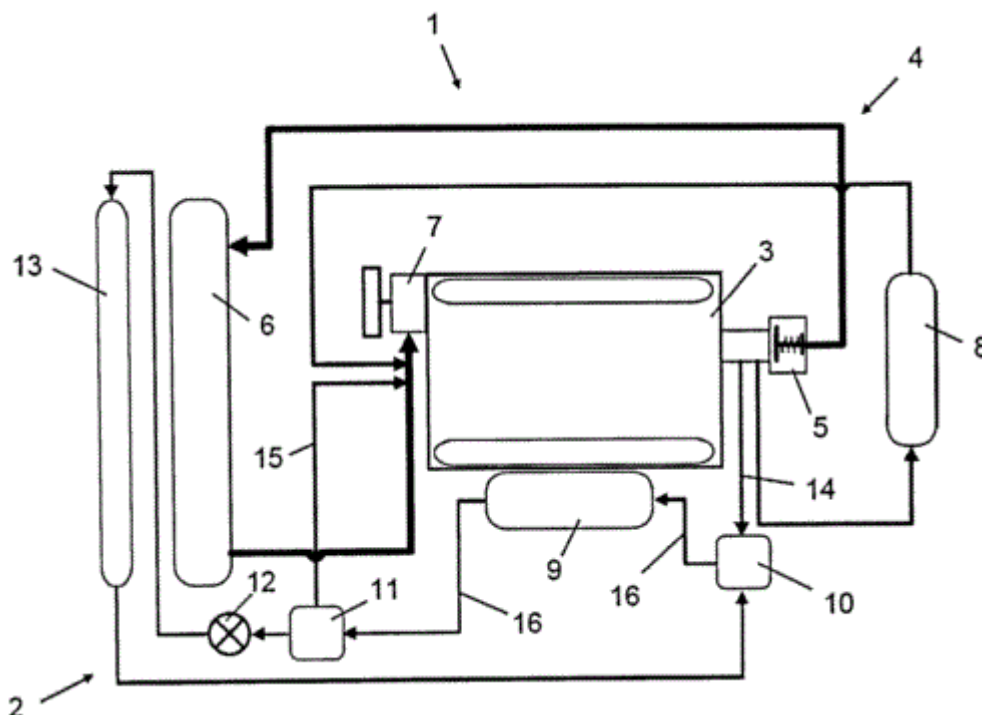


Рисунок 1.6 – Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом

Задачей настоящего изобретения является создание энергоэффективной системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом, которая, в частности, позволит уменьшить время прогрева двигателя внутреннего сгорания и позволит осуществлять периодическое увеличение уровня температуры наддувочного воздуха в течение короткого времени, в особенности с целью выполнения определенной стратегии регенерации компонентов нейтрализации отработавших газов, например дизельных пылевых фильтров. Конструкция создаваемой системы охлаждения, кроме того, должна быть простой в отношении управления, а также быстро реагировать на изменения эксплуатационных параметров двигателя внутреннего сгорания, подключенной системы нейтрализации отработавших газов и/или изменения термодинамических параметров в охлаждающих контурах.

На чертеже схематически представлен пример выполнения охлаждающей системы 1 по изобретению. В охлаждающую систему 1 входят низкотемпературный контур 2 для охлаждения наддувочного воздуха

турбокомпрессора (не изображенного на чертеже) двигателя внутреннего сгорания 3, в частности дизельного двигателя, а также контур 4 охлаждения двигателя для охлаждения двигателя внутреннего сгорания 3.

Представленный на чертеже контур 4 охлаждения двигателя включает в себя двигатель внутреннего сгорания 3, далее обозначенный также как двигатель 3, термостат 5 двигателя, охладитель 6 теплоносителя двигателя, а также водяной насос 7 системы охлаждения двигателя, который может приводиться в действие, например, двигателем 3 посредством известного ременного привода. Дополнительно к изображенному на чертеже контуру 4 охлаждения двигателя присоединяется теплообменник или нагревательное устройство 8 для обогрева салона автомобиля.

Как видно из чертежа, низкотемпературный контур 2 включает в себя расположенный со стороны впуска двигателя 3 охладитель 9 наддувочного воздуха, в частности охладитель наддувочного воздуха, размещенный на стороне впуска двигателя 3, и ко входу теплоносителя которого присоединено первое клапанное устройство 10. Поток второго клапанного устройства 11 соединен с выходом охладителя 9 наддувочного воздуха. Ниже по потоку второго клапанного устройства 11 расположен насос 12 теплоносителя для циркуляции теплоносителя в низкотемпературном контуре 2, а далее расположен низкотемпературный охладитель 13 с воздушным охлаждением.

Первое и второе клапанные устройства 10, 11 в представленном варианте выполнены в виде трехходовых клапанов. Первый трехходовой клапан 10 представляет собой смесительный клапан и имеет два входа и один выход для теплоносителя, а второй трехходовой клапан 11 представляет собой распределительный клапан с одним входом и двумя выходами для теплоносителя. Первый вход первого трехходового клапана 10 изображенной на чертеже системы охлаждения 1 соединен с выходом низкотемпературного охладителя 13, а второй вход соединен через питающий трубопровод 14 с контуром 4 охлаждения двигателя. В частности, питающий трубопровод 14 присоединен к контуру 4 охлаждения двигателя на выходе теплоносителя двигателя 3, который располагается между двигателем 3 и термостатом 5

двигателя. Это делает управление или регулировку клапанных устройств 10, 11 предельно простыми, поскольку температура теплоносителя на выходе из двигателя 3 напрямую связана с нагрузкой двигателя внутреннего сгорания.

Вход второго трехходового клапана 11 соединен с выходом охладителя 9 наддувочного воздуха. Первый выход второго трехходового клапана 11 соединен с входом насоса 12 для теплоносителя, а второй выход трехходового клапана 11 соединен через обратный трубопровод 15 к контуру 4 охлаждения двигателя, в частности к стороне впуска насоса 7 теплоносителя двигателя.

С помощью первого и второго трехходовых клапанов 10, 11 охладитель наддувочного воздуха 9 может быть соединен в зависимости от соответствующего положения трехходового клапана 10, 11 с низкотемпературным контуром 2 или с контуром 4 охлаждения двигателя. В результате периодического присоединения охладителя 9 наддувочного воздуха к контуру 4 охлаждения двигателя контур 4 охлаждения двигателя дополнительно нагружается только тепловой массой охладителя 9 наддувочного воздуха, первого и второго трехходовых клапанов 10, 11, а также расположенных между охладителем 9 наддувочного воздуха и трехходовыми клапанами 10, 11 соединительных трубок 16, например соединительных шлангов. Соединительные трубки 16 предпочтительно должны быть максимально короткими.

Первый и второй трехходовые клапаны 10, 11 в охлаждающей системе 1 по изобретению предпочтительно выполнены таким образом, чтобы они могли работать в первом положении, при котором охладитель 9 наддувочного воздуха соединен только с низкотемпературным контуром 2, и во втором положении, при котором охладитель 9 наддувочного воздуха соединен только с контуром 4 охлаждения двигателя. Это полностью предотвращает смешивание теплоносителя из контура 4 охлаждения двигателя и теплоносителя из низкотемпературного контура 2. В результате этого охлаждающая система 1 по изобретению позволяет максимально сократить период прогрева двигателя 3, поскольку независимо от расположения первого и второго трехходовых клапанов 10, 11 нагреваться будет только теплоноситель из контура 4

охлаждения двигателя. Кроме того, обеспечивается невозможность прохождения горячего теплоносителя из контура 4 охлаждения двигателя в низкотемпературный контур 2 при первом положении первого и второго трехходовых клапанов 10, 11, тем самым становится возможным поддержание максимально низких температур в низкотемпературном контуре 2 для охлаждения наддувочного воздуха.

Далее описывается функционирование охлаждающей системы 1. В обычном режиме эксплуатации первый и второй трехходовые клапаны 10, 11 находятся в первом положении, при котором охладитель 9 наддувочного воздуха соединен только с низкотемпературным контуром 2. Потоки теплоносителя в контуре 4 охлаждения двигателя и низкотемпературном контуре 2 таким образом изолированы друг от друга. В данном режиме эксплуатации расположенный в низкотемпературном контуре 2 насос 12 теплоносителя обеспечивает циркуляцию теплоносителя. Нагретый охладителем 9 наддувочного воздуха теплоноситель отдает свое тепло во внешнюю среду через низкотемпературный охладитель 13 с воздушным охлаждением и затем снова поступает в охладитель 9 наддувочного воздуха, где он используется для дальнейшего охлаждения наддувочного воздуха.

Когда нагревание наддувочного воздуха требуется, например, для регенерации пылевого фильтра, расположенного в потоке выхлопных газов двигателя, в частности дизельного двигателя, или, в общем случае, при низкой температуре окружающей среды, а температура теплоносителя в контуре 4 охлаждения двигателя превышает температуру наддувочного воздуха после его сжатия турбокомпрессором, первый и второй трехходовые клапаны 10, 11 переводят во второе положение, при котором охладитель 9 наддувочного воздуха соединен только с контуром 4 охлаждения двигателя. Далее охладитель 9 наддувочного воздуха присоединяется непосредственно к контуру 4 охлаждения двигателя и изолируется от низкотемпературного контура 2. В данном режиме работы охлаждающей системы 1 насос 12 теплоносителя целесообразно отключать для дальнейшего снижения расхода энергии охлаждающей системой 1 и вместе с этим повышения ее общей экономической

эффективности. Таким образом, низкотемпературный контур 2 в данном режиме работы полностью отключен. В качестве насоса 12 теплоносителя предпочтительно использовать регулируемый или переключаемый насос, в частности насос с электроприводом.

Горячий теплоноситель, который подается в охладитель 9 наддувочного воздуха от места выхода теплоносителя из двигателя 3 через питающий трубопровод 14 и через первый трехходовой клапан 10 нагревает наддувочный воздух в охладителе 9 наддувочного воздуха и, наконец, возвращается через второй трехходовой клапан 11 и обратный трубопровод 15 в контур 4 охлаждения двигателя. Как только нагрева наддувочного воздуха больше не требуется, первый и второй трехходовые клапаны 10, 11 переключаются обратно в первое положение.

В соответствии с изобретением, благодаря периодическому соединению охладителя 9 наддувочного воздуха с контуром 4 охлаждения двигателя, с одной стороны, становится возможным эффективно использовать имеющуюся в контуре 4 охлаждения двигателя энергию для нагревания наддувочного воздуха. С другой стороны, контур 4 охлаждения двигателя, соединенный с охладителем 9 наддувочного воздуха, нагружается только незначительной тепловой массой охладителя 9 наддувочного воздуха, трехходовых клапанов 10 и 11, а также коротких соединительных трубок 16. Таким образом, за счет охлаждающей системы 1 по изобретению можно свести период прогрева двигателя 3 к минимуму, что позволит также осуществить повышение уровня температуры наддувочного воздуха в течение короткого промежутка времени. Охлаждающая система 1 по изобретению также обеспечивает быструю реакцию на изменения эксплуатационных параметров двигателя 3, подключенной системы нейтрализации отработавших газов и/или изменения термодинамических параметров в соответствующих охлаждающих контурах 2 и 4. К эксплуатационным параметрам могут относиться, например, рабочие температуры двигателя 3, системы нейтрализации отработавших газов и/или охлаждающих контуров 2 и 4 или вырабатываемая двигателем 3 мощность и т.п.

Вышеописанная система охлаждения по изобретению не ограничивается приведенными вариантами конструктивного выполнения, она также охватывает другие равно эффективные варианты.

В предпочтительном варианте выполнения система охлаждения по изобретению используется в автомобиле с двигателем внутреннего сгорания с наддувом, в частности в дизельных двигателях с наддувом. Она включает в себя низкотемпературный контур для охлаждения наддувочного воздуха турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания и контур охлаждения двигателя для охлаждения двигателя внутреннего сгорания, при этом расположенный в низкотемпературном контуре охладитель наддувочного воздуха может быть соединен с низкотемпературным контуром или с контуром охлаждения двигателя со стороны впуска теплоносителя через первое клапанное устройство и со стороны выпуска теплоносителя через второе клапанное устройство.

Положения клапанов первого и второго клапанных устройств, которые предпочтительно выполнены в каждом случае в виде трехходовых клапанов, контролируют с использованием электрического приводного устройства в зависимости от заданных эксплуатационных параметров двигателя внутреннего сгорания, подключенной системы нейтрализации отработавших газов и/или изменений термодинамических параметров в охлаждающих контурах, причем первое и второе клапанные устройства при необходимости могут работать в каждом случае в первом положении, в котором охладитель наддувочного воздуха соединен только с низкотемпературным контуром, и во втором положении, в котором охладитель наддувочного воздуха соединен исключительно с контуром охлаждения двигателя.

Известен патент № 2347086 [25] от 20.02.2009г. «Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания», классы МПК: F01P5/00. Автор: Горин Владимир Иванович (RU), Коссов Валерий Семенович (RU), Новиков Александр Михайлович (RU), Бондаренко Леонид Маркович (RU), Троицкий Анатолий Пантелеевич (RU).

Техническим результатом изобретения является снижение эксплуатационных затрат двигателя внутреннего сгорания в холодное время года, строительных затрат на изготовление и ремонт системы охлаждения такого двигателя, увеличение времени простоя неработающего двигателя в холодное время года до пуска двигателя в работу без предварительного прогрева, а также повышение эксплуатационной надежности как двигателя, так и его системы охлаждения.

Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания (рисунок 1.7) состоит из горячего 1 и холодного 2 контуров циркуляции охлаждающих жидкостей, контура охлаждения масла 3, вентилятора 4 не менее одного, аппаратуры 5 управления и регулирования охлаждением двигателя, при этом горячий контур 1 включает в себя первый циркуляционный насос 6, полости охлаждения двигателя 7 и первый охладитель циркулирующей жидкости 8, выполненный в виде жидкостного теплообменника и одной стороной включенного в горячий 1 контур циркуляции, а другой стороной включенного в холодный 2 контур циркуляции. В качестве охлаждающей жидкости горячего контура использована вода. Холодный контур 2 включает в себя второй циркуляционный насос 9 и второй охладитель 10 циркулирующей жидкости в виде жидкостно–воздушного

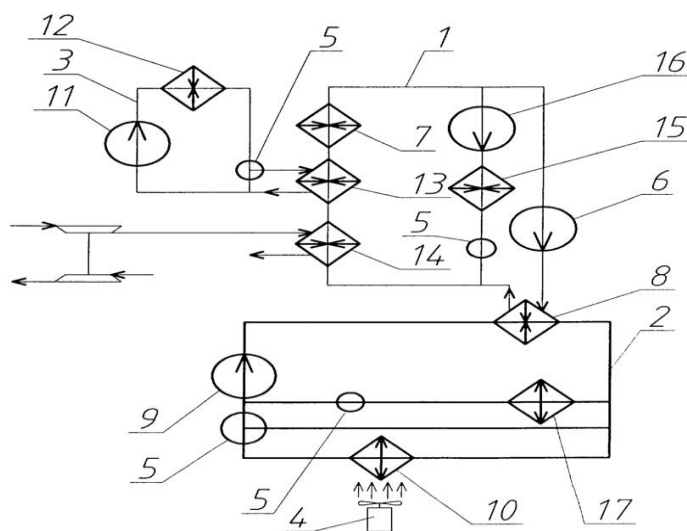


Рисунок 1.7 – принципиальная схема системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания

радиатора, в холодном контуре в качестве циркулирующей жидкости использована низкотемпературная жидкость. Контур охлаждения масла 3 включает в себя масляный насос 11, масляные каналы двигателя 12, охладитель (теплообменник) масла 13 холодной стороной может быть включен как в горячий 1, так и в холодный 2 контуры (на чертеже не показано), охладитель (теплообменник) 14 наддувочного воздуха холодной стороной может быть включен как в горячий 1, так и в холодный 2 контуры (на чертеже не показано). В системе дополнительно могут быть включены в горячий контур 1 подогреватель жидкости (воды) 15 и вспомогательный циркуляционный насос 16, а в холодный контур охлаждения 2 – отопитель 17 кабины машинистов.

Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает следующим образом.

При работе двигателя под нагрузкой тепло, выделяемое им в горячий контур циркуляции воды 1 в полостях охлаждения двигателя 7, отводится в холодный контур 2 циркуляции незамерзающей жидкости в жидкостном теплообменнике 8, из которого, в свою очередь, тепло отводится в атмосферу в жидкостно–воздушном радиаторе 10 с использованием вентилятора 4. Тепло, выделяемое в контур охлаждения масла 3 в масляных каналах двигателя 12 и в наддувочный воздух, отводится от этих теплоносителей в охладителях (теплообменниках) 13 и 14 соответственно, которые можно включать холодными сторонами в горячий 1 либо в холодный 2 контуры циркуляции охлаждающих жидкостей.

В период, когда потребности в работе двигателя нет, с целью сокращения затрат топлива и масла, а также моторесурса, двигатель выключается независимо от температуры атмосферного воздуха либо работает на малых оборотах. Вследствие того, что в горячем контуре 1 отсутствует наиболее значительный источник тепловых потерь, водовоздушный радиатор, его суммарные тепловые потери существенно сокращаются, что позволяет:

– значительно увеличить время безопасных кратковременных простоев двигателя без включения дополнительных подогревателей воды только за счет собственной теплоемкости горячего контура 1 и его элементов и, следовательно, сократить затраты топлива или электроэнергии на содержание двигателя в нерабочем состоянии;

– существенно сократить затраты топлива при длительных простоях с работающим двигателем на сильных морозах.

Кроме того, исключение полостей охлаждения двигателя 7 из холодного, низкотемпературного контура 2 позволяет, во-первых, уменьшить объем и, как следствие, стоимость однократной заправки его системы охлаждения, во-вторых, полностью устранить вероятность утечки жидкости с повышенной текучестью через неплотности в водяных полостях двигателя, в т.ч. через уплотнительные кольца в масляный картер и, в-третьих, осуществлять ремонтные работы двигателя без слива дорогостоящей жидкости из системы.

И, наконец, уменьшение тепловых потерь системы охлаждения за счет отсутствия водовоздушного радиатора в горячем контуре осуществлено без операций слива воды из него и последующего заполнения горячей водой, которые сопровождаются такими негативными последствиями, как тепловые удары и повышенная коррозия черного металла в радиаторах и участках трубопровода.

Установка в горячем контуре подогревателя жидкости 15 и вспомогательного циркуляционного насоса 16 при небольших энергозатратах позволит значительно увеличить время простоя неработающего двигателя при минусовых температурах окружающего воздуха.

Установка в холодном контуре с циркулирующей незамерзающей жидкостью отопителя 17 кабины машинистов позволяет не обогревать кабину в период выключения двигателя.

Таким образом, в предложенной системе охлаждения реализованы положительные качества систем с использованием низкотемпературной жидкости, систем с автономным подогревателем рабочей жидкости или систем с подводом тепловой энергии от постороннего источника, а также систем,

позволяющих исключить из горячего контура циркуляции жидкости водовоздушные радиаторы из общих тепловых потерь системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания.

Известен патент № 2347086 [25] от 20.02.2009г. «Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания», классы МПК: F01P5/00. Автор: Горин Владимир Иванович (RU), Коссов Валерий Семенович (RU), Новиков Александр Михайлович (RU), Бондаренко Леонид Маркович (RU), Троицкий Анатолий Пантелеевич (RU).

Известен патент № 2493385 [26] от 20.02.2009г. «Система жидкостного охлаждения тепловой машины», классы МПК: F01P7/14, F01P3/20. Авторы: Разуваев Александр Валентинович (RU), Терехин Андрей Николаевич (RU), Соколова Елена Анатольевна.

Техническим результатом изобретения является повышение эффективности тепловой машины.

Согласно изобретению, система (рисунок 1.8) содержит контур циркуляции охлаждающей жидкости, включающий сообщенные между собой при помощи трубопроводов 1, 2, 3 и 4, рубашку охлаждения тепловой машины 5, циркуляционный насос 6 и радиатор 7, перепускной трубопровод 8 с подогревателем 9, термостат 10, установленный в трубопроводе 8, тепловой аккумулятор 11, установленный параллельно трубопроводу 4 через трехходовой вентиль 12, управляемый электронным блоком 13, связанный с датчиком температуры охлаждающей жидкости на выходе из тепловой машины 14, вентилятор 15, управляемый электронным блоком 13.

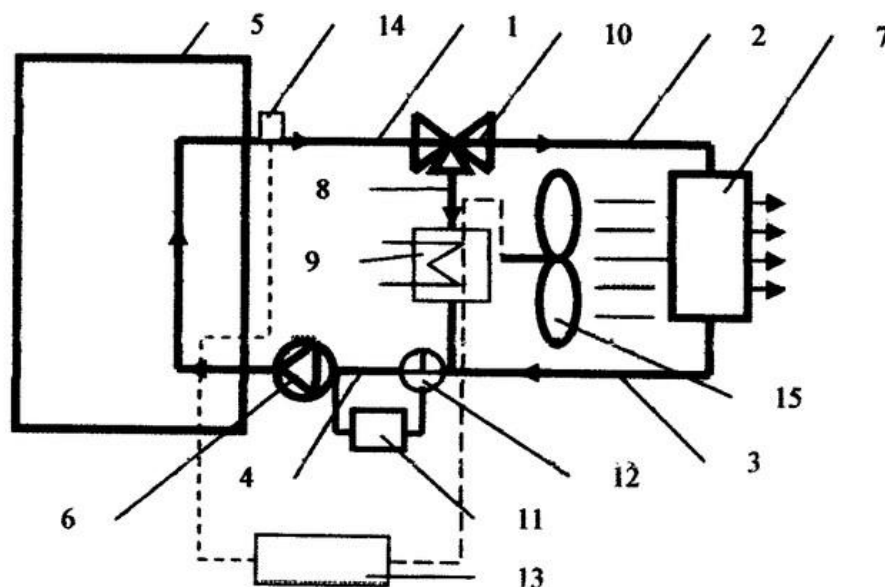


Рисунок 1.8 – Система жидкостного охлаждения тепловой машины

Предлагаемая система жидкостного охлаждения тепловой машины работает следующим образом.

После запуска тепловой машины 5 после длительной стоянки (например, более месяца), охлаждающая жидкость по трубопроводу 1 поступает на термостат 10, откуда она направляется по обводному трубопроводу 8 через подогреватель 9 по трубопроводу 4 на всасывание водяного насоса 6, нагнетающий патрубок которого соединен с тепловой машиной 5. При этом термостат 10 отрегулирован на максимально допустимую температуру на выходе из тепловой машины (например, 90–95°C, либо режим высокотемпературного охлаждения 105–120°C) направляет весь поток охлаждающей жидкости через подогреватель 9, где она и нагревается (например, от теплоты охлаждающей жидкости рядом работающей тепловой машины, электронагревателями от постороннего источника энергоснабжения, горячей воды от постороннего источника и т.д.) до заданной величины, после чего прекращается подогрев охлаждающей жидкости в подогревателе 9.

Далее с увеличением мощности самой тепловой машины 5 увеличивается и тепло отдаваемое в систему охлаждения, открывается трехходовой вентиль 12 по сигналу блока управления и охлаждающая жидкость поступает в тепловой аккумулятор 11, при этом происходит накопление тепловой энергии – его «зарядка» при данной температуре охлаждающей жидкости.

Теплоаккумулирующий материал теплового аккумулятора подбирается из соображения необходимой температуры охлаждающей жидкости на выходе из тепловой машины (например, 90–95°С либо режим высокотемпературного охлаждения 105–120°С).

После «зарядки» теплового аккумулятора 11 и дальнейшем увеличении мощности тепловой машины открывается термостат 10 и охлаждающая жидкость по трубопроводу 2 поступает на радиатор 7, где и происходит ее охлаждение. При необходимости вступает в работу вентилятор 15, управляемый электронным блоком 13 (изменяет частоту вращения лопастей вентилятора и расход воздуха продуваемый через радиатор 15), который обеспечивает поддержание заданной температуры охлаждающей жидкости на выходе из тепловой машины по датчику температуры 14.

При работе тепловой машины 5 в зоне малых нагрузок и холостого хода, когда теплота, отводимая в систему охлаждения от тепловой машины, будет меньше необходимой для поддержания повышенного температурного режима, вступает в работу тепловой аккумулятор 11, отдавая тепло в систему охлаждения, тем самым «разряжаясь» и поддерживая повышенный температурный режим.

В результате использования этого изобретения создается положительный эффект – поддержание повышенного температурного режима в зоне малых нагрузок тепловой машины и повышения эксплуатационной экономичности за счет снижения расхода топлива в зоне малых нагрузок, снижения износа цилиндра – поршневой группы.

1.4 Цели и задачи работы

Цель работы состоит в модернизации системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 для повышения его эффективных показателей.

Поставленная цель достигается путем решения следующих задач:

1. На основе проведенного информационного поиска существующих систем охлаждения дизельных двигателей разработать систему охлаждения двигателя ЯМЗ–534.
2. Выполнить тепловой расчет двигателя.
3. Провести исследование влияния системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 на его эффективные показатели.
4. Разработать технологию изготовления детали типа втулка.
5. Рассчитать экономический эффект, ожидаемый от внедрения разработанной единой системы смазки и охлаждения дизельного двигателя.

1.5 Выводы первой главы

Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного, с точки зрения механических свойств конструкционных материалов и смазывающих свойств моторного масла, температурного уровня деталей цилиндро–поршневой группы. Температурное состояние деталей дизеля оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего цикла, а, следовательно, и на индикаторные и эффективные показатели, на экономичность работы двигателя.

Основными направлениями модернизации современных систем охлаждения являются: обеспечение качества теплоносителя замкнутого контура системы охлаждения (патент RU 2 453 714 C1); создание энергоэффективной системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом, которая позволит регулировать температуру отдельных элементов двигателя, в особенности с целью выполнения определенной стратегии регенерации компонентов нейтрализации отработавших газов, например, дизельных пылевых фильтров (патент RU 2 580 981 C1); повышение эксплуатационной надежности, как двигателя, так и его системы охлаждения (патент RU 2 347 086 C2), повышение эффективности двигателя за счет установки дополнительных подогревателей ускоряющих нагрев жидкости.

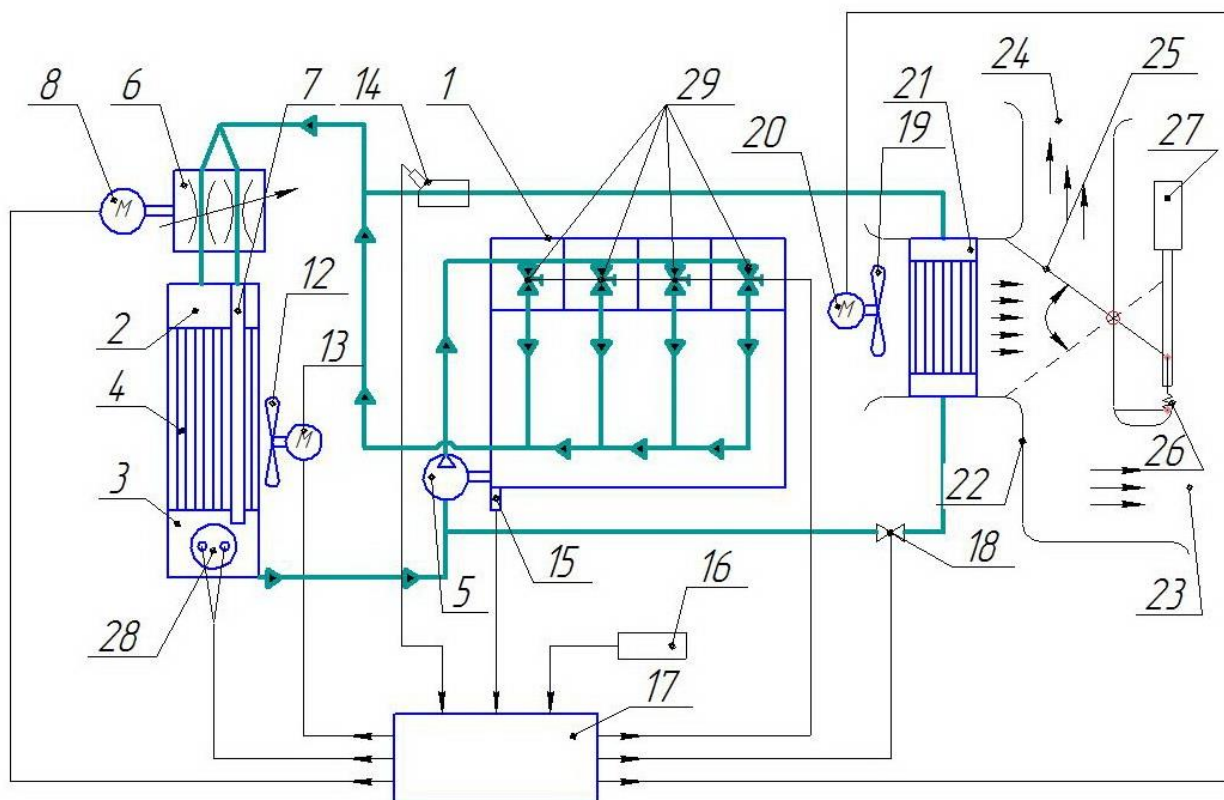
Проанализировав существующие пути совершенствования можно заключить, что наилучшим вариантом модернизации системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 является использование источника дополнительного нагрева охлаждающей жидкости с системой электронного контроля и управления работы всей системы (патент RU 2 435 045). В качестве подогревателя жидкости использовать электрический источник нагрева.

2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Описание разрабатываемой конструкции системы охлаждения ДВС

Разрабатываемая система жидкостного охлаждения и быстрого прогрева ДВС должна устанавливаться на двигателях ЯМЗ-534 и позволит поддерживать рабочую температуру двигателя как при низких, так и при высоких температурах окружающей среды, а также позволит сократить время выхода двигателя на нормальный тепловой режим, что является определяющим фактором для повышения его эффективных характеристик, уменьшения износа холодного двигателя, а значит его долговечности.

Система жидкостного охлаждения и быстрого прогрева двигателя внутреннего сгорания (рисунок 2.1), содержит рубашку охлаждения двигателя, горячий и холодный контуры для циркуляции жидкости, радиатор со сливным и наливным бачками, обводной канал холодного контура, средство управления потоками жидкости, насос, канал подвода газа от выхлопного коллектора двигателя к устройству подогрева, газораспределительное устройство со средством перекрытия газового канала и электроприводом, корпус отопителя салона с расположенными внутри него радиатором отопителя и вентилятором. Отличительной особенностью системы является установка электронного блока управления температурой (ЭБУТ), датчика температуры окружающей среды, связанным с электронным блоком управления температурой, воздушной заслонки для принудительного направления воздуха в атмосферу, размещенной в корпусе отопителя, при этом устройство подогрева выполнено в виде теплообменника, расположенного в бачке радиатора, обводной канал холодного контура выполнен в виде трубы с термоизоляцией, смонтированной в радиаторе между наливным и сливным бачками, а средство управления потоками жидкости установлено на наливном бачке радиатора и связано с трубой, причем воздушная заслонка расположена за радиатором отопителя и выполнена в виде шарнирно установленного поворотного экрана с возвратной пружиной и сервоприводом, связанным с электронным блоком управления температурой.



1. Двигатель внутреннего сгорания; 2. Верхний наливной бачок; 3. Сливной бачок; 4. Радиатор; 5. Циркуляционный насос; 6. Средство управления потоками жидкости; 7. Обводной канал; 8. Электропривод; 12. Вентилятор принудительного обдува радиатора; 14. Датчик температуры охлаждающей жидкости; 15. Датчик оборотов двигателя; 16. Датчик температуры окружающей среды; 17. Электронный блок управления температурой; 18. Кран отопителя; 19. Вентилятор отопителя; 20. Привод вентилятора отопителя; 21. Радиатор отопителя

Рисунок 2.1 - Модернизированная схема системы жидкостного охлаждения и быстрого прогрева двигателя ЯМЗ-534

Устройство управления потоками жидкости (рисунок 2.2) расположено на наливном бачке и выполнено в виде корпуса, состоящего из двух частей: верхней части 32 со входным отверстием 35 и нижней части 33 с выходными отверстиями 36 и 37, гидрораспределительной заслонки 34, имеющей форму цилиндра со сквозным отверстием 55, наклонно расположенным относительно продольной ее оси, с глухим отверстием 56, расположенным по центру. ЭБУТ используют в данной системе для управления и контроля за электроприводом устройства управления потоками жидкости.

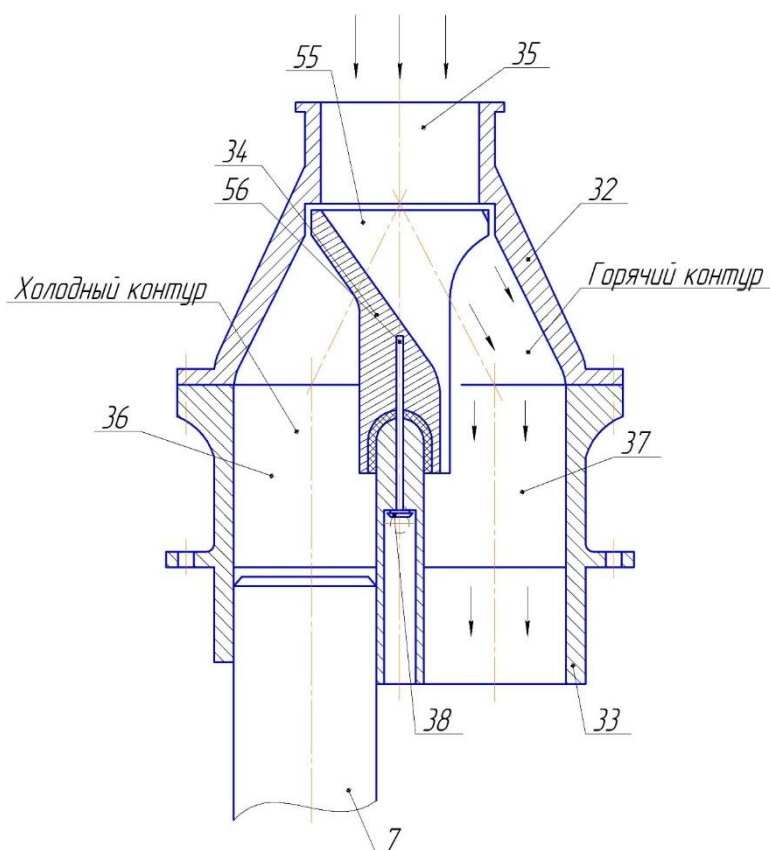


Рисунок 2.2 - Устройство управления потоками жидкости

2.2 Тепловой расчет двигателя ЯМЗ–534

2.2.1 Выбор исходных данных для расчета ДВС

Необходимо спроектировать двигатель с параметрами:

- номинальная мощность, $N_e - 110 \text{ кВт}$; – (150 л.с.);
- номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_e - 2300 \text{ мин}^{-1}$;
- степень сжатия, $E - 17,5$.

Учитывая особенности применения двигателя внутреннего сгорания в условиях эксплуатации на том или ином транспортном средстве самостоятельно выбираем для проведения теплового расчета следующие исходные данные:

- давление и температуру окружающей среды – P_0, T_0 ;
- элементарный углеводородный состав топлива, соответственно содержание в топливе углерода – C , водорода – H_2 , кислорода – O_2 , %.

Принимаем [18]:

$$T_0 = 293 \text{ K};$$

$$C = 87 \% = 0,87;$$

$$H_2 = 12,6\% = 0,126;$$

$$O_2 = 0,004.$$

Значение $P_0 = 0,1$ МПа принимаем по таблице 1 [29].

2.2.2 Расчет основных параметров действительных процессов двигателя

Расчет параметров такта «впуска» и «выпуска» четырехтактного ДВС [29].

Такты «впуска» и «выпуска» четырехтактного ДВС характеризуется следующими параметрами [34]:

- давление в конце впуска, P_a , МПа.
- температура в конце впуска, T_a , К.
- давление в конце выпуска, P_r , МПа.
- температура в конце выпуска, T_r , К.
- коэффициент избытка воздуха, α .
- коэффициент наполнения, η_v .
- коэффициент остаточных газов, γ .

Давление в точке "a" индикаторной диаграммы будет определяться по формуле [29]:

$$P_a = P_k - \Delta P_a - \Delta P_u, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

$$P_a = 0,167 - 0,0108 - 0,0108 = 0,145, \text{ МПа}$$

где ΔP_a – потери давления на впуске, МПа, определяемые по известной из гидродинамики формуле [29]:

$$\Delta P_a = \xi_B \cdot p_k \cdot \frac{\omega_B^2}{2} \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (2.2)$$

$$\Delta P_a = 3,67 \cdot 1,82 \cdot \frac{56,8^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,0108, \text{ МПа}.$$

где ξ_B – коэффициент гидравлических сопротивлений впускного тракта, учитывающий местные гидравлические сопротивления от воздухоочистителя, карбюратора, интеркулера, впускного клапана и различных поворотов коллектора, а также сопротивления по длине впускного коллектора. Этот коэффициент для современных ДВС приблизительно находится в пределах от

2,5 ... 4. Для проектировочных расчетов двигателей его можно рассчитать по эмпирической формуле, предложенной профессором Салминым В.В., которая имеет вид [29]:

$$\xi_B \approx 4,04 - 0,00016 \cdot n_e \quad (2.3)$$

$$\xi_B \approx 4,04 - 0,00016 \cdot 2300 = 3,67.$$

где n_e – обороты коленчатого вала двигателя, мин⁻¹, (принимаются из задания на курсовой проект).

Для двигателей с наддувом плотность воздуха на впуске будет определяться по формуле [29]:

$$\rho_k \approx \frac{P_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k}, \quad (2.4)$$

$$\rho_k \approx \frac{0,16665 \cdot 10^6}{287 \cdot 318,78} = 1,822 \text{ кг/м}^3$$

где P_k – давление воздуха после наддува, МПа;

T'_k – температура воздуха после наддува, К.

Давление воздуха после наддува определяется по формуле [29]:

$$P_k \approx \pi \cdot P_0 \quad (2.5)$$

$$P_k \approx 1,65 \cdot 0,101 = 0,16665 \text{ МПа}$$

где π – степень повышения давления в компрессоре

При сжатии воздуха в компрессоре происходит повышение его температуры, которая определяется по формуле [29]:

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{над}}} \right), \text{ К} \quad (2.6)$$

$$T_k = 293 \cdot \left(1 + \frac{1,65^{\frac{k-1}{k}} - 1}{0,7} \right) = 357,5 \text{ К}$$

здесь $k = 1,40$ – показатель адиабаты для воздуха;

$\eta_{\text{над}}$ – адиабатный к.п.д компрессора.

Если после компрессора применяется охладитель (интеркулер), то величина температуры на впуске в двигатель составит [29]:

$$T'_k = T_k - \sigma \cdot (T_k - T_0), \text{ К} \quad (2.7)$$

$$T'_k = 357,5 - 0,6 \cdot (357,5 - 293) = 318,78 \text{ К}$$

где $\delta = 0,5 \div 0,8$ – степень тепловой эффективности охладителя.

Применение интеркулера во впускном тракте ДВС вызывает падение давления P_k на величину ΔP_u [29]:

$$\Delta P_u \approx (\xi_B * \rho_k * 0,5 * (\omega_B^2))/10^6, \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$\Delta P_u \approx (3,67 * 1,822 * 0,5 * (56,8_B^2))/10^6 = 0,0108, \text{ МПа}$$

Средняя линейная скорость движения воздуха во впускном тракте двигателя ω_B , м/с. Она ориентировочно может быть определена по формуле предложенной профессором Салминым В.В. [29]:

$$\omega_B \approx 44,8 \cdot \sqrt{T_0 \cdot (1 - \beta^{0,286})}, \text{ м/с}, \quad (2.9)$$

$$\omega_B \approx 44,8 \cdot \sqrt{293 \cdot (1 - 0,981^{0,286})} = 56,8 \text{ м/с}.$$

где β – коэффициент, учитывающий перепад давления, который возникает во впускном тракте двигателя, в ходе такта впуска.

$$\beta = \frac{P_a}{P_0} \quad (2.10)$$

Так как давление P_a является искомым параметром, то в ходе расчета такта впуска, значение β рекомендуется определить по эмпирической зависимости полученной профессором В.В. Салминым. Эта зависимость для современных четырехтактных двигателей имеет вид [29]:

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot n_e - 77 \cdot 10^{-11} \cdot n_e^2, \quad (2.11)$$

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot 2300 - 77 \cdot 10^{-11} \cdot 2300^2 = 0,981$$

Рассчитав по предыдущим формулам параметры давления в точке «а» индикаторной диаграммы переходим к определению температуры в конце такта впуска.

Для двигателей с наддувом температура в точке "а" индикаторной диаграммы может быть определена по известной формуле [29]:

$$T_a = \frac{T_k' + \Delta T + \gamma_r * T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К} \quad (2.12)$$

$$T_a = \frac{318,78 + 5,5 + 0,03 * 973,4}{1 + 0,03} = 341,5 \text{ К}.$$

где ΔT – изменение температуры заряда при движении во впускном тракте. При выполнении ориентировочных расчётов изменение температуры заряда может быть определено по формуле [29]:

$$\Delta T \approx 11,25 - 0,0025 * n_e, K \quad (2.13)$$

$$\Delta T \approx 11,25 - 0,0025 * 2300 = 5,5 K$$

Следующим параметром необходимым для определения температуры в точке "а" индикаторной диаграммы является T_r – температура газов в конце такта выпуска, которая может быть определена для дизелей с наддувом по эмпирическим зависимостям вида [29]:

$$T_r \approx 670 + 0,113 * n_e + 300 * P_a, K \quad (2.14)$$

$$T_r \approx 670 + 0,113 * 2300 + 300 * 0,145 = 973,4 K$$

Для дизельных и бензиновых двигателей с наддувом давление остаточных газов в конце такта выпуска, определяется по зависимости [29]:

$$P_r = (0,75 \dots 0,95) * P_k, MPa \quad (2.15)$$

$$P_r = 0,85 * 0,167 = 0,142 MPa$$

При выполнении проектировочных расчетов в процессе впуска происходит не только подача воздуха, но и топлива. Этот процесс характеризуется коэффициентом избытка воздуха « α », который можно определить для тихоходных и средне оборотистых дизелей по формуле [29]:

$$\alpha = 3,2 - \frac{2450}{n_e}; \quad (2.16)$$

$$\alpha = 3,2 - \frac{2450}{2300} = 2,13.$$

l_0 – теоретическое количество воздуха, требуемое для процесса сгорания топлива, которое можно найти по формуле [29]:

$$l_0 = \frac{1}{23} * \left(\frac{8}{3} C + 8 * H_2 - O_2 \right), \frac{кг}{кг} \quad (2.17)$$

$$l_0 = \frac{1}{23} * \left(\frac{8}{3} * 0,87 + 8 * 0,126 - 0,004 \right) = 14,45, \frac{кг}{кг}$$

Найдем коэффициент наполнения η_v , который характеризует процесс впуска воздуха (смеси). Для двигателей с наддувом определяется по формуле [25]:

$$\eta_v \approx \frac{1}{\varepsilon - 1} * \frac{T'_k}{T'_k + \Delta T} * \frac{\varepsilon * P_a - P_r}{P_k}; \quad (2.18)$$

$$\eta_v \approx \frac{1}{17,5 - 1} * \frac{318,78}{318,78 + 5,5} * \frac{17,5 * 0,145 - 0,142}{0,167} = 0,86.$$

γ – коэффициент остаточных газов для двигателя с наддувом определяется по формуле [29]:

$$\gamma \approx \frac{P_k * T'_k}{T_r * P_r * (\varepsilon - 1) * \eta_v}; \quad (2.19)$$

$$\gamma \approx \frac{0,167 * 318,78}{973,4 * 0,142 * (17,5 - 1) * 0,86} = 0,03$$

2.2.3 Расчет параметров такта сжатия и процесса сгорания свежего заряда

Такт сжатия и процесс сгорания характеризуются следующими параметрами [37]:

- давление в конце такта сжатия, P_c , МПа;
- температура в конце такта сжатия, T_c , К;
- давление в конце процесса сгорания, P_z , МПа;
- температура в конце процесса сгорания, T_z , К;
- показатель политропы сжатия, n_1 ;
- степень повышения давления, λ ;
- степень предварительного расширения, ρ .

Для определения давления P_c и температуры T_c используют зависимости [29]:

$$P_c = P_a * \varepsilon^{n_1} \quad (2.20)$$

$$P_c = 0,145 * 17,5^{1,36} = 6,64$$

$$T_c = T_a * \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.21)$$

$$T_c = 341,5 * 17,5^{1,36 - 1} = 1019 \text{ К}$$

где n_1 – показатель политропы сжатия, определяемый по формуле [29]:

$$n_1 \approx 1,40 - \frac{100}{n_e} \quad (2.22)$$

$$n_1 \approx 1,40 - \frac{100}{2300} = 1,36$$

Так как топливо характеризуется определенным углеводородным составом, то для расчета процесса сгорания необходимо определить, какое количество воздуха L_0 потребуется для процесса сгорания топлива. Необходимое количество воздуха определяется по формуле [29]:

$$L_0 = \frac{l_0}{28,96} \quad (2.23)$$

$$L_0 = \frac{14,45}{28,96} = 0,499$$

Действительное количество воздуха, поступившее в дизельный ДВС для сгорания 1 кг топлива, рассчитывается по формуле [29]:

$$\mu_a = \alpha * L_0 + \frac{1}{\mu_t} = \alpha * \frac{l_0}{28,96} + \frac{1}{\mu_t}, \text{ кмоль} \quad (2.24)$$

$$\mu_a = 1,8 * 0,499 + \frac{1}{190} = 0,9 \text{ кмоль}$$

μ_t – молекулярная масса паров дизельных топлив 180...200 кг/кмоль.

В результате сгорания число кмолей остаточных газов в цилиндре двигателя будет определяться по формуле [29]:

$$\mu_r = \gamma * \mu_a, \text{ кмоль} \quad (2.25)$$

$$\mu_r = 0,03 * 0,9 = 0,027, \text{ кмоль}$$

Число кмолей газа, находящегося в цилиндре двигателя в конце сжатия:

$$\mu_c = \mu_a + \mu_r, \text{ кмоль} \quad (2.26)$$

$$\mu_c = 0,9 + 0,027 = 0,93 \text{ кмоль}$$

Число кмолей продуктов сгорания для двигателей у которых $\alpha \geq 1$ может быть определено из следующих зависимостей [29]:

$$\mu_b = \mu_a + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32} \quad (2.27)$$

$$\mu_b = 0,9 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,93 \text{ кмоль}$$

Число кмолей продуктов сгорания и остаточных газов в точке «z» индикаторной диаграммы рассчитывается по формуле [29]:

$$\mu_z = \mu_b + \mu_r, \text{ кмоль} \quad (2.28)$$

$$\mu_z = 0,93 + 0,027 = 0,97 \text{ кмоль}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания определяется по формуле [29]:

$$\mu = \frac{\mu_z}{\mu_c}; \quad (2.29)$$

$$\mu = \frac{0,97}{0,93} = 1,04$$

Найдем мольную изохорную теплоемкость свежего поступившего заряда или воздуха в цилиндр двигателя и участвующего в процессе сжатия C_{v_c} по формуле [29]:

$$\overline{C_{v_c}} \approx 20,76 + 1,74 * 10^{-3} * T_c, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} * \text{К}} \quad (2.30)$$

$$\overline{C_{v_c}} \approx 20,76 + 1,74 * 10^{-3} * 1019 = 22,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} * \text{К}}$$

Мольную изобарную теплоемкость продуктов сгорания для двигателей работающих при $\alpha > 1$ определяется по формуле [29]:

$$\overline{C_{p_z}} \approx 8,32 + \left(20,121 + \frac{0,922}{\alpha}\right) + \left(\frac{13,83}{\alpha} + 15,5\right) * 10^{-4} * T_z \quad (2.31)$$

$$\overline{C_{p_z}} \approx 8,32 + \left(20,121 + \frac{0,922}{1,8}\right) + \left(\frac{13,83}{1,8} + 15,5\right) * 10^{-4} * 2150 = 33,6$$

Полученное значение $\overline{C_{v_c}}$ и $\overline{C_{p_z}}$ подставим в уравнение с последующим определением температуры в конце процесса сгорания T_z путем решения квадратного уравнения, из которого для дальнейших расчетов берется только положительная температура [29]:

$$(\overline{C_{v_c}} + 8,32 * \lambda) * T_c + \frac{\xi * H_u}{\mu_a * (1 + \gamma)} = \mu * \overline{C_{p_z}} * T_z \quad (2.32)$$

$$(22,53 + 8,32 * 1,8) * 1019 + \frac{0,71 * 42,47}{1,07 * (1 + 0,03)} = 1,15 * 33,6 * T_z$$

$$T_z = 1966 \text{ K}$$

где λ – степень повышения давления, она может быть выбрана из известных в теории ДВС соотношений, в частности для четырехтактных дизелей $\lambda = 1,2 \dots 3$;

$$\lambda = \frac{0,0278 * H_u * 1000}{T_a * (\alpha + 1) * \varepsilon^{0,4}} + \left(\frac{n_e}{(1000 + 0,07 * n_e)}\right) \quad (2.33)$$

$$\lambda = \frac{0,0278 * 42,47 * 1000}{342 * (2,34 + 1) * 17,5^{0,4}} + \left(\frac{2300}{(1000 + 0,07 * 2300)}\right) = 2,625$$

Принимаем $\lambda = 1,8$

H_u – низшая теплота сгорания жидкого топлива. Находится по формуле:

$$H_u \approx 339 * C + 1030 * H_2 - 109 * (O_2 - S) \text{ МДж/кг} \quad (2.34)$$

$$H_u \approx 339 * 0,87 + 1030 * 0,126 - 109 * (0,004 - 0) = 42,47 \text{ МДж/кг}$$

где S – содержание в топливе серы. Принимаем $S = 0$.

ξ – коэффициент использования теплоты сгорающего топлива, определяющийся по формуле:

$$\xi = 0,86 - 6,6 * 10^{-5} * n_e; \quad (2.35)$$

$$\xi = 0,86 - 6,6 * 10^{-5} * 2300 = 0,71$$

После определения температуры T_z переходим к расчету давления P_z в конце процесса сгорания, которое рассчитывается по формуле [29]:

$$P_z = \lambda * P_c, \text{ МПа} \quad (2.36)$$

$$P_z = 1,8 * 7,04 = 12,7 \text{ МПа}$$

Определим степень предварительного расширения ρ по формуле [29]:

$$\rho \approx \frac{\mu * T_z}{\lambda * T_c}; \quad (2.37)$$

$$\rho \approx \frac{1,03 * 2150}{1,8 * 1019} = 1,1$$

2.2.4 Процесс расширения (такт «рабочий ход»)

Такт «рабочий ход» (процесс расширения газов) характеризуется следующими параметрами:

- давление в конце процесса расширения, P_B , МПа;
- температура в конце процесса расширения, T_B , К;
- показатель политропы расширения, n_2 .

Давление и температура в конце расширения определяются по формулам [29]:

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} \quad (2.38)$$

$$P_B = \frac{12,7}{15,87^{1,18}} = 0,481, \text{ МПа}$$

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К} \quad (2.39)$$

$$T_B = \frac{1966}{15,87^{1,18-1}} = 1183,7 \text{ K}$$

где $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ – степень последующего расширения.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,5}{1,1} = 18,87$$

n_2 – показатель политропы расширения, определяемый по формуле:

$$n_2 = 1,14 + \frac{100}{n_e} \quad (2.40)$$

$$n_2 = 1,14 + \frac{100}{2300} = 1,18$$

После выполнения расчетов параметров рабочего процесса рекомендуется провести их проверку по параметру температуры отработавших газов и сравнить его расхождение с принятыми или расчетными значениями. Правильность ранее сделанного выбора параметров можно проверить по формуле профессора Е.К. Мазинга. Для выполнения проверки произведем определение температуры T_r' в четырехтактном двигателе по формуле [29]:

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (2.41)$$

$$T_r' = \frac{1183}{\sqrt[3]{\frac{0,481}{0,142}}} = 1141 \text{ K}$$

После определения температуры T_r' сравним его с определенным ранее значением температуры T_r по условию [29]:

$$\delta_T = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (2.42)$$

$$\delta_T = \frac{1183 - 1141}{973} \cdot 100\% = 4,3 \leq 5\%$$

2.2.5 Определение основных показателей, характеризующих работу реального двигателя

Определим среднее индикаторное давление по не скруглённой (теоретической) диаграмме для дизеля по формуле [29]:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} * \left[\lambda * (\rho - 1) + \frac{\lambda * \rho}{n_2 - 1} * \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} * \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (2.43)$$

$$P'_i = \frac{7,04}{17,5 - 1} * \left[1,8 * (1,1 - 1) + \frac{1,8 * 1,1}{1,18 - 1} * \left(1 - \frac{1}{15,87^{1,18 - 1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} * \left(1 - \frac{1}{17,5^{1,36 - 1}} \right) \right]$$

$$= 1,15 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла четырехтактных двигателей определяется по формуле [29]:

$$P_i = v * P'_i - (P_r - P_a), \quad (2.44)$$

где v – коэффициент скругления индикаторной диаграммы. Для дизельных ДВС $v = 0,92 \dots 0,95$ Принимаем $v = 0,95$, тогда

$$P_i = 0,95 * 1,15 - (0,142 - 0,148) = 1,62 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление [29]:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа} \quad (2.45)$$

$$P_e = 1,6 - 0,412 = 1,18 \text{ МПа}$$

где P_m – условное давление механических потерь, которое определяется по формуле [29]:

$$P_m = 0,085 + 1,4 * 10^{-6} * n_{en}, \text{ МПа}$$

$$P_m = 0,085 + 1,4 * 10^{-6} * 2300 = 0,412 \text{ МПа}$$

n_{en} – соответственно максимальная (номинальная) частота вращения коленчатого вала двигателя, принимаемая по заданию на курсовое проектирование.

Определив значение условного давления механических потерь и среднее эффективное давление, развиваемое двигателем при номинальной мощности, зная величину среднего индикаторного давления, найдем механический КПД двигателя по формуле [29]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.46)$$

$$\eta_m = \frac{1,18}{1,62} = 0,8$$

Определим индикаторный коэффициент полезного действия для двигателей, работающих на жидком топливе, определяется по формуле [29]:

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot P_i}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \quad (2.47)$$

$$\eta_i = \frac{1,8 \cdot 14,45 \cdot 1,62}{42,47 \cdot 0,86 \cdot 1,82} = 0,63$$

Определив величину индикаторного и механического КПД определим эффективный коэффициент полезного действия по формуле [29]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.48)$$

$$\eta_e = 0,63 \cdot 0,92 = 0,57$$

Эффективный удельный g_e и часовой G_T расход топлива определяется по формулам [29]:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (2.49)$$

$$g_e = \frac{3600}{42,47 \cdot 0,57} = 148 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (2.50)$$

$$G_T = \frac{181 \cdot 110}{1000} = 19,9 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$$

2.2.6 Расчет теплового баланса двигателя

Для дальнейшего расчета и проектирования ряда систем двигателя и в частности системы смазки, системы охлаждения, системы питания и пр. требуется провести расчет теплового баланса ДВС.

Распределение тепла Q_T , выделяемого при сгорании топлива в двигателе, происходит на следующие составляющие [11]:

$$Q_T = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{ост}} + Q_m, \quad (2.51)$$

где $Q_T = \frac{G_T \cdot H_u}{3600}$, кДж/с;

$$Q_T = 234,6 \text{ кДж/с};$$

$Q_e = N_e$ – тепло, превращенное в эффективную мощность, кДж/с;

$$Q_e = 110 \text{ кДж/с};$$

Q_{Γ} – тепло, теряемое двигателем с отработавшими газами, кДж/с.

Эта составляющая теплового баланса ДВС может быть определена по формуле [29]:

$$Q_{\Gamma} \approx 0,00216 \cdot G_T \cdot (\alpha + 1) \cdot (0,9 \cdot T_r - T_0), \text{ кДж/с}, \quad (2.52)$$

$$Q_{\Gamma} \approx 78,5 \text{ кДж/с}$$

Тепло, отведенное в систему охлаждения двигателя, определяется из уравнения теплового баланса [29]:

$$Q_{\text{охл}} = Q_T - (Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{ост}} + Q_{\text{м}}), \text{ кДж/с}, \quad (2.53)$$

$$Q_{\text{охл}} = 17,96 \text{ кДж/с}$$

где $Q_{\text{ост}}$ – тепло неучтенных тепловых потерь, кДж/с, принимаемое

$$Q_{\text{ост}} = 0,07 \cdot Q_T, \text{ кДж/с},$$

$$Q_{\text{ост}} = 16,43 \text{ кДж/с}.$$

а тепло, отводимое моторным маслом от трущихся деталей, кДж/с, определяется как [29]:

$$Q_{\text{м}} = (0,03 \dots 0,05) \cdot Q_T, \frac{\text{кДж}}{\text{с}} \quad (2.54)$$

$$Q_{\text{м}} = 11,73 \text{ кДж/с}$$

Далее, для удобства анализа, все составляющие теплового баланса выражаются в процентах. При этом все входящие в состав уравнения теплового баланса, составляющие в сумме должны давать 100%, а величина этих составляющих в % рассчитывается по формулам [29]:

$$g_T = 100\%,$$

$$g_e = \frac{Q_e}{Q_T} \cdot 100\%, \quad g_e = 46,89 \%$$

$$g_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_T} \cdot 100\%, \quad g_{\Gamma} = 33,47 \%$$

$$g_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_T} \cdot 100\%, \quad g_{\text{охл}} = 7,64 \%$$

$$g_{\text{ост}} = \frac{Q_{\text{ост}}}{Q_T} \cdot 100\%, \quad g_{\text{ост}} = 7 \%$$

$$Q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_T} \cdot 100\% \quad Q_{\text{м}} = 5 \%$$

2.2.7 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма проектируемого двигателя строится в графической части работы. Проводим координатные оси P , V и отмечаем их пересечение буквой «О» (рисунки 1.15, 1.16). Давление газов откладывается по линии ординат, масштаб, которого выбирается в пределах 0,2 – 0,3 МПа в 1 см.

Условно принимается, что для дизельных двигателей объем камеры сгорания $V_c = 1$ см, а для бензиновых и газовых двигателей $V_c = 2$ см. Тогда полный объем цилиндра для дизеля будет равен $V_a = \varepsilon \cdot V_c = \varepsilon$ см, а для бензиновых и газовых двигателей $V_a = \varepsilon \cdot V_c = 2 \cdot \varepsilon$ см. Далее по оси абсцисс откладываем отрезки [29]:

$$V_a = \varepsilon \cdot V_c = 17,5 \text{ см}$$

Далее по оси абсцисс откладываем отрезки [29]:

$$V_c = OD = 1 \text{ см};$$

$$V_a = OC = 1 \cdot \varepsilon = 1 \cdot 17,5 = 17,5 \text{ см};$$

При этом масштаб по оси абсцисс будет [29]:

$$\mu_V = \frac{\pi \cdot D^2 / 4}{\varepsilon} \cdot S, \text{ м}^3 / \text{см} \quad (2.55)$$

$$\mu_V = 0,00783, \text{ м}^3 / \text{см}$$

Проводим атмосферную линию 1 – 1 с ординатой $P_o = 0,1 \text{ МПа} = \text{const}$. Затем через точки D и C проводим вертикали, на которых откладываем от оси абсцисс в принятом масштабе значения давлений в характерных точках цикла

Соединяем тонкими прямыми линиями точки c и z , z и z' , a и e . Из точки r и a проводим прямые $a-d$ и $r-e$, параллельные оси абсцисс (рисунок 2.2). Для дизельного двигателя (рисунок 2.2) из точки z' проводим горизонталь, на которой откладываем значение объема предварительного расширения газа [29]:

$$V_z = \rho \cdot V_c, \quad (2.57)$$

$$V_z = 1,1 \cdot 1 = 1,1$$

Для построения линий давления сжатия $a-c$ и расширения $z-e$ воспользуемся уравнением политропы сжатия $P_x \cdot V_x^{n_1} = P_c \cdot V_c^{n_1}$ и политропы расширения $P_x \cdot V_x^{n_2} = P_z \cdot V_z^{n_2}$, в которых P_x и V_x – параметры производных точек (текущие координаты), определяются из выражений [9]:

— для линии сжатия

$$P_x = \frac{P_c \cdot V_c^{n_1}}{V_x^{n_1}} = \frac{P_c}{\left(\frac{V_x}{V_c}\right)^{n_1}} \quad (2.58)$$

— для линии расширения

$$P_x = \frac{P_z \cdot V_z^{n_2}}{V_x^{n_2}} = \frac{P_z}{\left(\frac{V_x}{V_z}\right)^{n_2}} \quad (2.59)$$

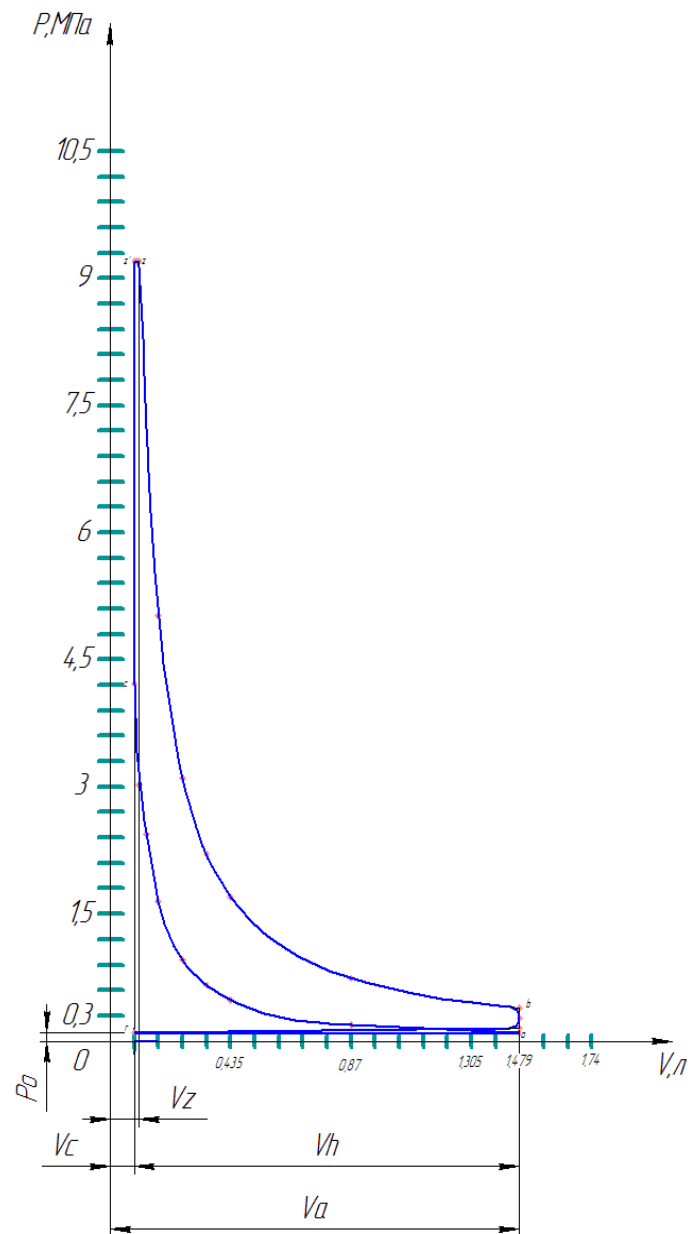


Рисунок 2.2 – Индикаторная диаграмма двигателя

2.2.8 Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя

Построение линий скоростной (регуляторной) характеристики ДВС ведется в интервале от $n_{e(\min)} = n_e^{xx}$, до $n_{e(\max)} = n_{eH}$ [5]. Минимальное значение оборотов автотракторных дизелей принимается в пределах от 600 до 800 мин^{-1} , а для бензиновых ДВС от 800 до 1000 мин^{-1} . Для малооборотных и среднеоборотных дизельных двигателей минимальное значение оборотов принимается приблизительно равным $n_{e(\min)} = (0,15 - 0,2) \cdot n_{eH} \text{ мин}^{-1}$. При построении регуляторной характеристики внутри интервала частот вращения коленчатого вала от $n_{e(\min)} = n_e^{xx}$, до $n_{e(\max)} = n_{eH}$ принимают для расчета еще три точки, разбивая интервал частот [6].

Таблица 2.1 – Интервалы частот вращения коленчатого вала

n_e	N_e	M_e	g_e	G_t
726,57	41,06992	540,0471	209,7623	8,614921
1119,928	65,56897	559,3629	186,6578	12,23896
1513,285	87,42473	551,9488	174,1304	15,2233
1906,643	103,3356	517,8046	172,1799	17,79232
2300	110	456,9304	180,8065	19,88872

2.3 Расчетное исследование эффективности модернизированной системы охлаждения двигателя

2.3.1 Расчет системы охлаждения ДВС

Количество жидкости (кг/с), циркулирующей в системе охлаждения

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{[\rho_{\text{ж}} * c_{\text{ж}} * (t_{\text{ж.вых}} - t_{\text{ж.вх}}) * \eta_{\text{н}}]} \quad (2.60)$$

$$G_{\text{ж}} = \frac{121 * 10^6}{[997 * 4187 * 7 * 0,85]} = 4,87 (\text{кг/с})$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости;

$c_{\text{ж}}$ – теплоемкость жидкости; $c_{\text{вод}} = 4187 \text{ Дж/ (кг·град)}$;

$t_{\text{ж.вых}} - t_{\text{ж.вх}} = 5 \div 10$ – для автомобильных и тракторных радиаторов, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{охл}} = q * N_e \quad (2.61)$$

$$Q_{\text{охл}} = 1100 * 110 = 121 \text{ (МДж)}$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

q – количество отводимого тепла, Дж/(кВт·с); принимают q :

Для карбюраторных двигателей.....– 800÷1300

Для дизелей.....– 1100÷1150

Систему охлаждения двигателя рассчитывают для режимов N_e и $M_{кр}$

Поверхность охлаждения радиатора (м^2)

$$F_{\text{рад}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{[k * (t_{\text{ж.ср}} - t_{\text{воз.ср}})]} \quad (2.62)$$

$$F_{\text{рад}} = 121 * \frac{10^6}{[90 * (77,5 - 30,5)]} = 28,6 \text{ (м}^2\text{)}$$

где k – коэффициент теплопередачи через стенки радиатора, Вт/(м²град):

$$k = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + 1/\alpha_3) - 1:$$

Для легковых автомобилей $k = 140 \div 180$

Для грузовых автомобилей $k = 80 \div 100$

$t_{\text{ж.ср}} = (t_{\text{рад.вх}} + t_{\text{рад.вых}})/2$ – средняя температура жидкости в радиаторе;

$t_{\text{воз.ср}} = (t_{\text{воз.вх}} + t_{\text{воз.вых}})/2$ – средняя температура воздуха, проходящего через радиатор.

Аэродинамическое сопротивление радиатора 100–800 Па.

Поверхность охлаждения радиатора (м^2) для предварительных расчетов

$$F_{\text{рад}} = f * N_e \quad (2.63)$$

$$F_{\text{рад}} = 0,3 * 110 = 33 \text{ (м}^2\text{)}$$

где f – удельная поверхность охлаждения, м²/кВт:

Для грузовых автомобилей 0,2÷0,4.

Мощность (кВт), необходимая на привод насоса,

$$N_H = \frac{G_{\text{ж}} * p_{\text{ж}}}{1000 * \eta_h * \eta_m * \eta_n} \quad (2.64)$$

$$N_H = \frac{4,87 * 0,04}{1000 * 0,65 * 0,8 * 0,85} = 0,15 \text{ (кВт)}$$

где $P_{\text{ж}}$ – напор, создаваемый насосом; при расчетах принимают

$$P_{\text{ж}} = 0,06 \div 0,01 \text{ МПа};$$

$G_{\text{ж}}$ – секундный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_h = 0,6 \div 0,7$ – гидравлический к.п.д. насоса;

$\eta_m = 0,7 \div 0,9$ – механический к.п.д. насоса;

$\eta_n = 0,8 \div 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки (м)

$$r_1 = \sqrt{G_{\text{ж}}/(\pi c_1) + r_0} \quad (2.65)$$

$$r_1 = \sqrt{4,87/(3,14 * 1,4) + 3,6} = 4,8$$

где $G_{\text{ж}}$ – производительность насоса;

$c_1 = 1 \div 2$ – скорость воды на входе на лопасти, $\text{м}/\text{с}$;

r_0 – радиус ступицы крыльчатки, м. Радиус крыльчатки на выходе (м)

$$r_0 = u_2/\omega_{\text{вод.н}} = 30u_2/(\pi n_{\text{вод.н}})r_2 \quad (2.66)$$

$$r_0 = 30 * 2,13/(3,14 * 1500) * 2,1 = 3,6,$$

где u_2 ($\text{м}/\text{с}$) – окружная скорость на выходе крыльчатки;

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg } a_2 \text{ctg } \beta_2} \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}}}{(\rho_{\text{ж}} \eta_h)}} \quad (2.67)$$

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg } 10^\circ * \text{ctg } 14^\circ} * \sqrt{8 * \frac{10^3}{8 * 10^3 * 0,65}} = 2,13 \text{ (м/с)}$$

Для автотракторных двигателей:

$$a_2 = 8 \div 12^\circ,$$

$$\beta_2 = 10 \div 15^\circ,$$

$$\eta_h = 0,6 \div 0,7;$$

$\rho_{\text{ж}} = (5 \div 15) * 10^3$ – напор, создаваемый насосом, Па ;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости;

$n_{\text{вод.н}}$ – частота вращения крыльчатки водяного насоса, мин^{-1} .

Расчетная схема крыльчатки показана на рисунке 2.3, где толщина лопаток $\delta = 3 \div 5 \text{ мм}$; высота лопатки на входе $b_1 = 12 \div 35 \text{ мм}$; высота лопатки на выходе $b_2 = 10 \div 25 \text{ мм}$; число лопаток принимают $z = 4 \div 8$.

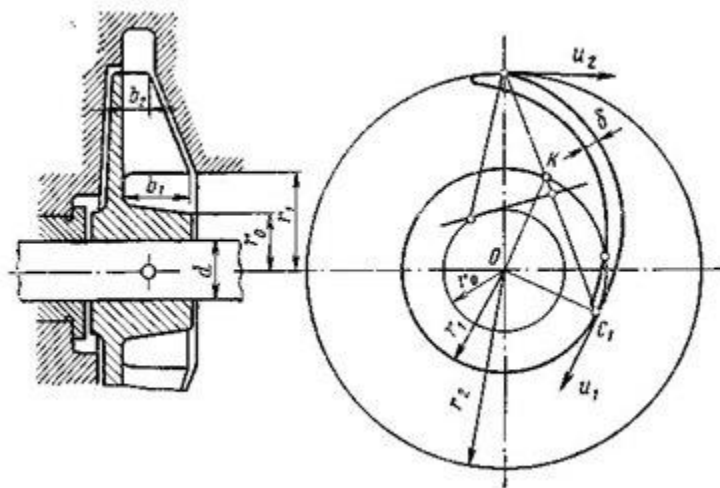


Рисунок 2.3 – Расчетная схема крыльчатки водяного насоса

2.3.2 Расчет параметров рабочего цикла двигателя

Процесс впуска.

Коэффициент гидравлических сопротивлений впускного тракта [8]:

$$\xi_B \approx 4,04 - 0,00016 \cdot n_e, \quad (2.68)$$

$$\xi_B \approx 4,04 - 0,00016 \cdot 2300 \approx 3,672.$$

Давление воздуха после турбокомпрессора [8]:

$$P_K \approx \pi \cdot P_0, \quad (2.69)$$

$$P_K = 1,7 \cdot 0,1 = 0,17 \text{ МПа}$$

Температура воздуха после турбокомпрессора [8]:

$$T_K = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{НАД}} \right), \quad (2.70)$$

$$T_K = 293 \cdot \left(1 + \frac{1,7^{\frac{1,40-1}{1,40}} - 1}{0,72} \right) = 340$$

Плотность воздуха на впуске равна [8]:

$$\rho_K = \frac{P_K \cdot 10^6}{287 \cdot T_K}, \text{ кг/м}^3, \quad (2.71)$$

$$\rho_K = \frac{0,17 \cdot 10^6}{287 \cdot 340} = 1,742 \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент, учитывающий перепад давления, который возникает во впускном тракте двигателя [8]:

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot n_e - 77 \cdot 10^{-11} \cdot n_e^2 ; \quad (2.72)$$

$$\beta = 0,9956 - 46 \cdot 10^{-7} \cdot 2300 - 77 \cdot 10^{-11} \cdot 2300^2 = 0,981 ;$$

Средняя линейная скорость движения воздуха во впускном тракте двигателя [8]:

$$\omega_B \approx 44,8 \cdot \sqrt{T_K \cdot (1 - \beta^{0,286})} , \text{ м/с}, \quad (2.73)$$

$$\omega_B = 44,8 \cdot \sqrt{340 \cdot (1 - 0,981^{0,286})} = 61,1 \text{ м/с};$$

Потери давления на впуске [8, с.15, ф.1.2]:

$$\Delta P_a = \xi_B \cdot \rho_K \cdot \frac{\omega_B^2}{2} \cdot 10^{-6} , \text{ МПа}, \quad (2.74)$$

$$\Delta P_a = 3,672 \cdot 1,742 \cdot \frac{61,1^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,012 \text{ МПа};$$

Давление в конце впуска [8, с.15, ф.1.1]:

$$P_a = P_K - \Delta P_a , \text{ МПа}, \quad (2.75)$$

$$P_a = 0,17 - 0,012 = 0,158 \text{ МПа}.$$

Изменение температуры заряда при движении во впускном тракте [8]:

$$\Delta T \approx 11,25 - 0,0025 \cdot n_e , \quad (2.76)$$

$$\Delta T \approx 11,25 - 0,0025 \cdot 2300 = 6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура подогретого на впуске свежего заряда, определяется по формуле [8, с.18, ф.1.14]:

$$T'_0 = T_K + \Delta T , \text{ К}, \quad (2.77)$$

$$T'_0 = 340 + 6 = 346 \text{ К}.$$

Температура газов в конце такта выпуска [8,]:

$$T_r \approx 670 + 0,113 \cdot n_e + 300 \cdot P_a , \text{ К}; \quad (2.78)$$

$$T_r \approx 670 + 0,113 \cdot 2300 + 300 \cdot 0,158 = 877 \text{ К}.$$

Давление в конце выпуска [8]:

$$P_r = (0,75 - 0,95) \cdot P_K , \text{ МПа} \quad (2.79)$$

$$P_r = 0,95 \cdot 0,17 = 0,162 \text{ МПа};$$

Температура в конце впуска [8, с.18, ф.1.13]:

$$T_a = \frac{T_0'}{1 - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a} \left(1 - \frac{T_0'}{T_r} \right)}, K, \quad (2.80)$$

$$T_a = \frac{346}{1 - \frac{0,162}{17,5 \cdot 0,158} \cdot \left(1 - \frac{346}{977} \right)} = 360 \text{ К}.$$

В процессе впуска происходит не только подача воздуха, но и топлива. Этот процесс характеризуется коэффициентом избытка воздуха « α ». Принимаем $\alpha = 1,7$.

Теоретическое количество воздуха, требуемое для процесса сгорания топлива [8, с. 22, ф.1.38]:

$$l_0 = \frac{1}{23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H_2 - O_2 \right); \quad (2.81)$$

$$l_0 = \frac{1}{23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 87 + 8 \cdot 12,6 - 0,4 \right) = 14,452 \text{ кг};$$

Коэффициент остаточных газов [8, с.22, ф.1.37]:

$$\gamma \approx 1 - \frac{l_0 \cdot \alpha}{l_0 \cdot \alpha + 1}, \quad (2.82)$$

$$\gamma \approx 1 - \frac{14,452 \cdot 1,7}{14,452 \cdot 1,7 + 1} \approx 0,039;$$

Коэффициент наполнения [8, с.21, ф.1.36]:

$$\eta_v \approx \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{1 + \gamma} \cdot \frac{P_a}{P_K} \cdot \frac{T_a}{T_K} \cdot \varphi_{доз}, \quad (2.83)$$

$$\eta_v \approx \frac{17,5}{17,5 - 1} \cdot \frac{1}{1 + 0,039} \cdot \frac{0,158}{0,17} \cdot \frac{348}{340} \cdot 1 \approx 0,97.$$

Таким образом, в результате замены базовой системы охлаждения на модернизированную, получаем снижение температуры тепловоздушной смеси в конце такта впуска на 3,7%.

Процесс сжатия.

Показатель политропы сжатия [8, с.25, ф. 1.44]:

$$n_1 \approx 1,40 - \frac{100}{n_e} ; \quad (2.84)$$

$$n_1 \approx 1,40 - \frac{100}{2300} = 1,357 ;$$

Давление в конце такта сжатия [8, с.25, ф.1.42]:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} , \quad (2.85)$$

$$P_c = 0,158 \cdot 17,5^{1,357} = 7,682, \text{ МПа}$$

Температура в конце такта сжатия [8, с.25, ф.1.43]:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} , \quad (2.86)$$

$$T_c = 360 \cdot 17,5^{1,357-1} = 997, \text{ К}$$

Таким образом, в результате модернизации системы охлаждения температура в конце такта сжатия снизилась на 6,9%.

Процесс сгорания.

Действительное количество воздуха, поступившее в дизельный ДВС для сгорания 1 кг топлива [8, с.25, ф.1.47]:

$$\mu_a = \alpha \cdot L_0 \quad (2.87)$$

$$\mu_a = 0,7 \cdot 0,499 = 0,848 \text{ кмоль.}$$

Число кмоль остаточных газов [8, с.26, ф.1.48]:

$$\mu_r = \gamma \cdot \mu_1 ; \quad (2.89)$$

$$\mu_r = 0,039 \cdot 0,848 = 0,033 \text{ кмоль.}$$

Число кмоль газа, находящегося в цилиндре двигателя в конце сжатия [8, с.26, ф.1.49]:

$$\mu_c = \mu_a + \mu_r ; \quad (2.90)$$

$$\mu_c = 0,848 + 0,033 = 0,881 \text{ кмоль.}$$

Число кмоль продуктов сгорания для двигателей, у которых $\alpha \geq 1$ [8, с.26, ф.1.51]:

$$\mu_b = \mu_a + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32} ; \quad (2.91)$$

$$\mu_b = 0,848 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,880 \text{ кмоль.}$$

Число кмольей продуктов сгорания и остаточных газов в точке «Z» индикаторной диаграммы [8, с.26, ф.1.52]:

$$\mu_z = \mu_b + \mu_r ; \quad (2.92)$$

$$\mu_z = 0,880 + 0,033 = 0,913 \text{ кмоль}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания [8, с.26, ф.1.53]:

$$\mu = \frac{\mu_z}{\mu_c} ; \quad (2.92)$$

$$\mu = \frac{0,913}{0,881} = 1,036 \text{ кмоль}.$$

Найдем мольную изохорную теплоемкость свежепоступившего заряда или воздуха в цилиндр двигателя и участвующего в процессе сжатия [8, с.26, ф.1.54]:

$$\overline{C_{vc}} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c ; \quad (2.93)$$

$$\overline{C_{vc}} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 997 = 22,495 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

Найдем мольную изобарную теплоемкость продуктов сгорания для двигателей с впрыском топлива [8, с.26, ф.1.55]:

$$\overline{C_{pz}} = 8,32 + \left(20,112 + \frac{0,922}{\alpha} \right) + \left(\frac{13,83}{\alpha} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z ; \quad (2.94)$$

$$\overline{C_{pz}} = 8,32 + \left(20,112 + \frac{0,922}{1,7} \right) + \left(\frac{13,83}{1,7} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z = 28,974 + 23,635 \cdot 10^{-4} \cdot T_z .$$

Полученное значение $\overline{C_{vc}}$ и $\overline{C_{pz}}$ подставим в уравнение [8, с.28, ф.1.61]:

$$(\overline{C_{vc}} + 8,32 \cdot \lambda) \cdot T_c + \frac{\xi \cdot H_u}{\mu_1 \cdot (1 + \gamma)} = \mu \cdot \overline{C_{pz}} \cdot T_z , \quad (2.95)$$

где λ – степень повышения давления, принимаем $\lambda = 1,7$.

ξ – коэффициент использования теплоты сгорающего топлива, принимаем $\xi = 0,708$.

H_u – низшая теплота сгорания жидкого топлива [8, с.27, ф.1.58]:

$$H_u = 339 \cdot C + 1040 \cdot H_2 - 109(O_2 - S) , \quad (2.97)$$

$$H_u = 339 \cdot 87 + 1040 \cdot 12,6 - 109(0,004 - 0) \approx 42553 \text{ кДж/кг};$$

$$(22,495 + 8,32 \cdot 1,7) \cdot 997 + \frac{0,708 \cdot 42553}{0,848 \cdot (1 + 0,039)} = 1,036 \cdot (28,974 + 23,635 \cdot 10^{-4} \cdot T_z) \cdot T_z;$$

$$24,486 \cdot 10^{-4} \cdot T_z^2 + 30,017 \cdot T_z - 70724 = 0;$$

$$T_z = \frac{-30,017 + \sqrt{30,017^2 + 4 \cdot 24,486 \cdot 10^{-4} \cdot 70724}}{2 \cdot 24,486 \cdot 10^{-4}} = 2022 \text{ К}.$$

Давление в конце процесса сгорания [8, с.28, ф.1.64]:

$$P_z = \lambda \cdot P_c; \quad (2.98)$$

$$P_z = 1,7 \cdot 7,682 = 13,059 \text{ МПа}.$$

Определим степень предварительного расширения [8, с.28, ф.1.61]:

$$\rho \approx \frac{N_e}{0,5 \cdot T_a \cdot \varepsilon^{0,4}} + 1; \quad (2.99)$$

$$\rho \approx \frac{140}{0,5 \cdot 359 \cdot 17,5^{0,4}} + 1 \approx 1,248.$$

Таким образом, в результате модернизации системы охлаждения, получаем повышение степени предварительного расширения на 0,8%, повышение давления сгорания на 13,3% и температуры сгорания на 0,1%.

Процесс расширения и выпуска.

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}, \quad (2.100)$$

$$\delta = \frac{17,5}{1,248} = 14.$$

Показатель политропы расширения [8, с.30, ф.1.68]:

$$n_2 = 1,14 + \frac{100}{n_e}; \quad (2.101)$$

$$n_2 = 1,14 + \frac{100}{2300} = 1,183;$$

Давление в конце процесса расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}; \quad (2.102)$$

$$P_b = \frac{13,059}{14^{1,183}} = 0,575 \text{ МПа};$$

Температура в конце процесса расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (2.103)$$

$$T_b = \frac{2022}{14^{1,183-1}} = 1247 \text{ K}.$$

Таким образом, в результате модернизации системы охлаждения, получаем повышение температуры рабочего тела в конце расширения на 0,2% и повышение давления в конце процесса расширения на 14,1%.

2.3.3 Влияния системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 на его эффективные показатели

Для расчетов применяем классические выражения и уравнения теории рабочих процессов и теплопередачи ДВС.

Рассмотрим влияние применения системы охлаждения двигателя на его эффективные показатели.

Для построения графической зависимости влияния температуры охлаждения двигателя на его эффективные показатели, произведем расчет показателей N_e , M_e , g_e , G_T для ряда температур охлаждения: 80⁰С; 85⁰С; 90⁰С; 95⁰С.

Результаты расчетов сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – расчет эффективных показателей двигателя в зависимости от температуры охлаждения

Температура охлаждения, $T_{охл}$, ⁰ С	N_e , кВт	M_e , Н м	g_e , г/(кВт ч)	G_T , кг/ч
80	152	633	200	30
85	148	616	215	32
90	144	600	230	34
95	140	583	245	36

По результатам расчетов, проведенных в таблице 2.2, строим графические зависимости эффективных показателей двигателя от температуры охлаждения, представленные на рисунке 2.2.

Приведем результаты теплового расчета двигателя для двух граничных условий (при $T_{охл}=80$ ⁰С и $T_{охл}=95$ ⁰С) в таблице 2.2.

Расчет рабочего процесса двигателя при $T_{охл}=80$ ⁰С проведен в п.8.1–8.5.

Расчет рабочего процесса двигателя при $T_{охл}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$ проведен в курсовой работе по ТРПД.

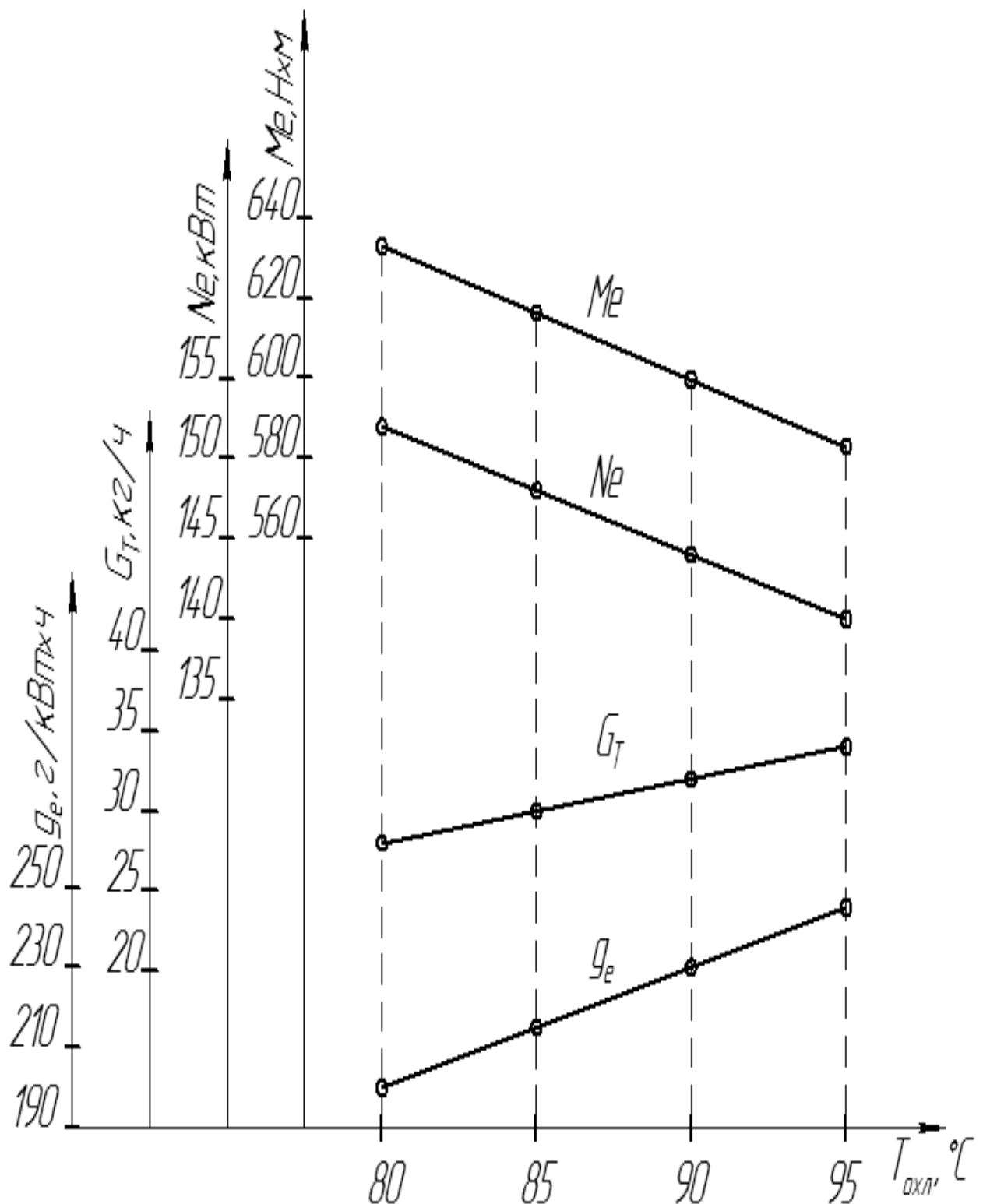


Рисунок 2.4 – Влияние температуры охлаждения на эффективные показатели двигателя ЯМЗ-534

Таблица 2.3– Исходные данные и параметры теплового расчета рабочего процесса двигателя ЯМЗ–534

Наименование показателя, обозначение, размерность	Величина параметра	
	Базовый двигатель $T_{\text{ОХЛ}}=95^{\circ}\text{C}$	Двигатель с модерни- зированной системой охлаждения $T_{\text{ОХЛ}}=80^{\circ}\text{C}$
1	2	3
Основные показатели рабочего процесса ДВС		
Номинальная мощность, N_e , кВт	140	
Степень сжатия, E	17,5	
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, n_e , мин ⁻¹	2300	
Атмосферное давление, P_o , МПа	0,1	
Температура окружающего воздуха, T_o , К	293	
Коэффициент избытка воздуха, α	1,7	
Коэффициент наполнения, η_V	0,039	
Степень повышения давления, λ	1,5	1,7
Давления газов на выпуске, P_r , МПа	0,162	0,162
Температура газов на выпуске, T_r , К	876	877
Нагрев воздуха во впускном коллекторе, ΔT , К	6	6
Степень предварительного расширения, ρ	1,238	1,248
Низшая теплота сгорания топлива, H_u , кДж/(кгК)	42553	42553
Давления тепловоздушной смеси в конце такта впуска, P_a , МПа	0,158	0,158
Температура тепловоздушной смеси в конце такта впуска, T_a , К	374	360
Политропа сжатия свежего заряда, n_1	1,357	1,357
Давления свежего заряда в конце такта сжатия, P_c , МПа	7,682	7,682
Температура свежего заряда в конце сжатия, T_c , К	1039	997
Кол-во воздуха необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, l_0 , кг/кг	14,452	14,452
Коэффициент остаточных газов, γ	0,039	0,039
Давления газов в конце такта сгорания топлива, P_z , МПа	11,523	13,059
Температура газов в конце такта сгорания топлива, T_z , К	2020	2022
Политропа расширения газов в рабочем ходе, n_2	1,183	1,183
Температура газов в конце рабочего хода, T_b , К	1245	1247
Давления газов в конце рабочего хода, P_b , МПа	0,504	0,575

Продолжение таблицы 2.3

Основные индикаторные и эффективные показатели ДВС		
Среднее индикаторное давления газов, P_i , МПа	1,061	1,335
Среднее эффективное давления газов, P_e , МПа	0,973	1,247
Условное давление механических потерь, P_M	0,088	0,088
Индикаторный КПД, η_i	0,371	0,456
Эффективный КПД, η_e	0,341	0,424
Часовой расход топлива, G_T , кг/ч	34,0	30,40
Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт ч)	245	200
Эффективная мощность, N_e , кВт	140	152
Эффективный крутящий момент, M_e , Нм	583	633
Тепловой баланс ДВС		
Теплота, выделяемая при сгорании топлива в двигателе, Q_T , кДж/с	405,439	330,971
Теплота эквивалентная эффективной мощности, Q_e , кВт	140,000	140,000
Теплота, потерянная дизелем с отработавшими газами, Q_G , кДж/с	117,282	95,740
Тепло отведенное в систему охлаждения, $Q_{охл}$, кДж/с	107,613	62,134
Неучтенные тепловые потери, $Q_{ост}$, кДж/с	24,326	19,858
Теплота отведенная системой смазки, Q_M , кДж/с	16,218	13,239

Сравнительный анализ результатов математического моделирования рабочего процесса двигателя ЯМЗ–534 показал, что модернизация системы охлаждения дает повышение индикаторного к.п.д. двигателя на 22,9% и эффективного к.п.д. двигателя на 24,3%.

Как видно из расчета, улучшение процесса охлаждения двигателя привело к увеличению эффективной мощности и момента на 8,6%, снижению удельного и часового расхода топлива на 18,4%.

На основании данных тепловых расчетов, приведенных в таблице 2.3, строим развернутые индикаторные диаграммы двигателя (рисунок 2.5).

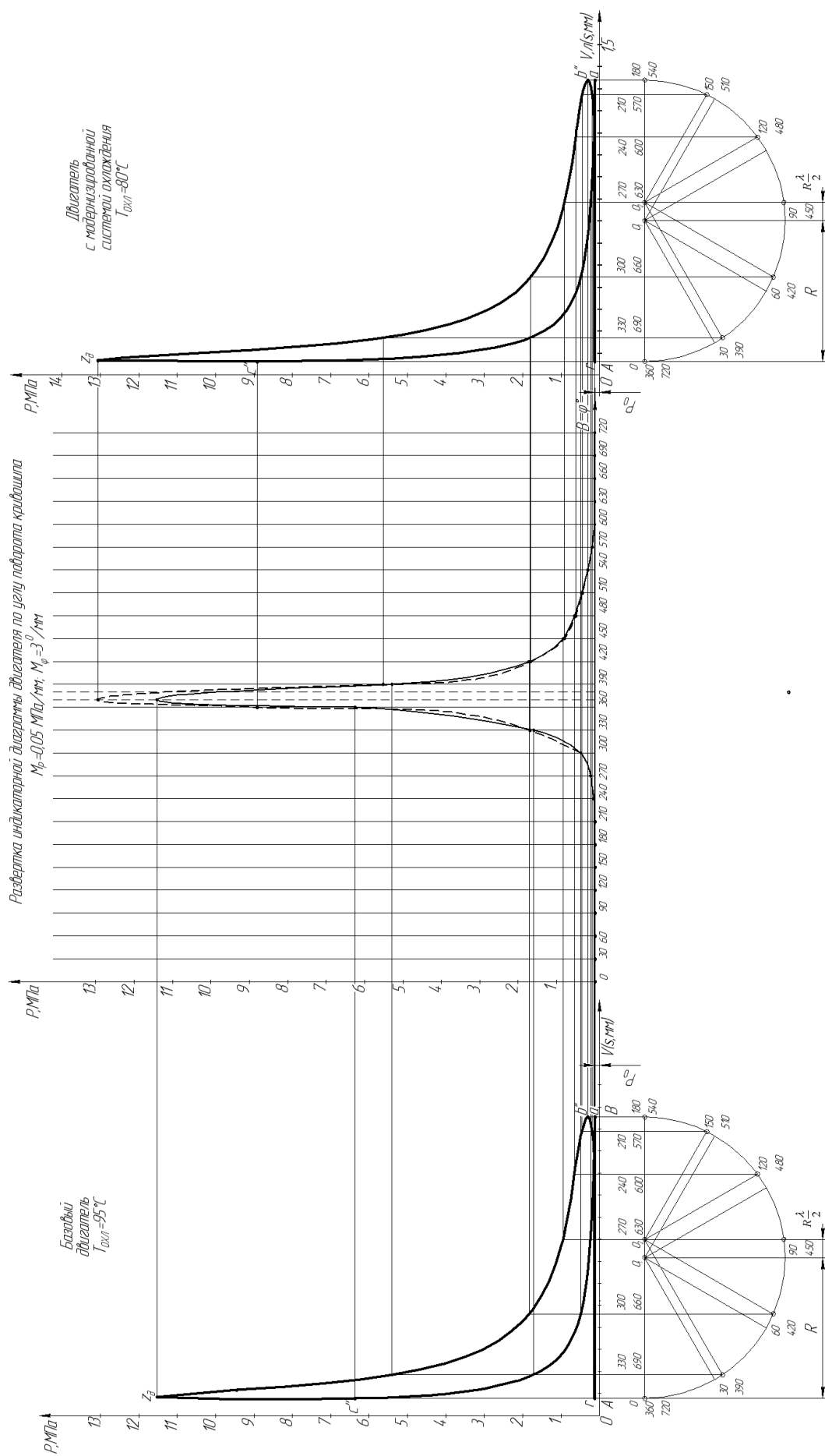


Рисунок 2.5 – Развернутые индикаторные диаграммы

2.4 Выводы второй главы

Сравнительный анализ результатов математического моделирования рабочего процесса двигателя ЯМЗ–534 показал, что модернизация системы охлаждения дает повышение индикаторного к.п.д. двигателя на 22,9% и эффективного к.п.д. двигателя на 24,3%.

Как видно из расчета, улучшение процесса охлаждения двигателя привело к увеличению эффективной мощности и момента на 8,6%, снижению удельного и часового расхода топлива на 18,4%.

3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Служебное назначение и технические требования на деталь по условиям эксплуатации

Деталь представляет собой ступенчатое тело вращения длиной 55 мм. Она имеет одну ступень с шпоночным пазом, и одну – с двумя поперечными отверстиями. Втулка имеет сквозное осевое отверстие. Форма детали объясняется с одной стороны условиями сборки – ступени используют в качестве конструкторских баз для деталей устройства управления потоками жидкости. С другой стороны, такая форма детали обеспечивает достаточно высокую прочность при минимальном весе и разграничение поверхностей с различной степенью точности обработки.

При обеспечении прочности втулки, удобства сборки и других основных требований, максимально упрощена ее конструкция. Деталь выполнена из материала марки сталь ХВГ по ГОСТ 5950–2000.

Заменители: Сталь ШХ15 ГОСТ 801–78, Сталь 9ХС ГОСТ 5950–2000.

Назначение: сталь ХВГ применяется для изготовления инструмента измерительного и режущего, для которого повышенное коробление при закалке недопустимо, калибры резьбовые, протяжки, метчики длинные, развертки длинные.

Материал заготовки подвергается термической обработке – отжигу или закалке. Термообработку детали необходимо проводить в подвешенном состоянии, для чего лучше всего использовать шахтные печи. Применение защитных атмосфер не требуется.

Химический состав стали ХВГ представлен в таблице 3.1.

Механические свойства стали ХВГ представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.1 – Химический состав стали ХВГ

Химический элемент	%
Вольфрам (W)	1,2...1,6
Кремний (Si)	0,1...0,4
Медь (Cu)	≤0,3
Углерод (C)	0,9...1,05
Марганец (Mn)	0,8...1,1
Никель (Ni)	≤0,35
Фосфор (P)	≤0,03
Хром (Cr)	0,9...1,2
Сера (S)	≤0,03

Таблица 3.2 – Механические свойства стали ХВГ при T=20°C

Сортамент	Размер	Предел кратковременной прочности, σ_b	Предел пропорциональности, σ_T	Относительное удлинение, δ	Относительное сужение, Ψ	Ударная вязкость, KCU	Термообработка
	мм	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	
Лист горячек.	16	Не определяется					Сост. поставки
Поковки	25						Нормализация
Прокат	50						Нормализация
Твердость материала: отжиг закалка+отпуск						255 HB 62...63 HRC	

Конструкция втулки содержит комплекс цилиндрических поверхностей и одну поверхность шпоночного паза. Поверхности имеют следующее функциональное назначение.

1. Цилиндрическая внутренняя поверхность $\varnothing 9H6^{+0,009}_{-0,003}$ мм (Ra 0,04 мкм) служит для установки в нее плунжера.
2. Цилиндрическая наружная поверхность $\varnothing 16f7^{+0,018}_{-0,003}$ мм (Ra 1,25 мкм) служит для установки втулки в корпусе устройства управления потоками.
3. Цилиндрическая наружная поверхность $\varnothing 21a11^{+0,30}_{-0,43}$ мм (Ra 1,25 мкм) служит для установки втулки в корпусе устройства управления потоками.

Другими конструктивными особенностями втулки являются наличие шпоночного паза и двух поперечных отверстий.

Средний диаметр втулки

$$d_{CP} = \frac{d_{MAX} + d_{MIN}}{2} = \frac{21+16}{2} = 18,5\text{мм} \quad (3.1)$$

Приведенный диаметр детали

$$d_{IP} = \frac{\sum d_i l_i}{L} = \frac{21 \cdot 19 + 16 \cdot 36}{55} = 17,7\text{мм} \quad (3.2)$$

Отношение длины втулки к ее приведенному диаметру

$$\frac{L}{d_{IP}} = \frac{55}{17,7} \approx 3 \quad (3.3)$$

В зависимости от отношения длины к диаметру детали класса тел вращения закрепляются при обработке в патроне ($l: d \leq 5$) или в центрах ($l: d \leq 10$) или в центрах с люнетом ($l: d > 10$).

Исходя из соотношения длины детали к диаметру равному 3, делаем вывод, что она имеет достаточно жесткую конструкцию. Поэтому для достижения заданной точности ее механическую обработку следует вести в патроне.

Технологическими базами заготовки служат наружные цилиндрические поверхности и торцы.

Кроме требований к точности размеров, к втулке предъявляются повышенные требования к точности формы и относительного расположения поверхностей:

- отклонение от перпендикулярности торцов относительно оси детали не более 0,025 и 0,01 мм;
- отклонение от плоскостности торца поверхности Ø21a11 мм не более 0,006 мм;
- биение поверхности Ø21a11 мм относительно оси детали не более 0,1 мм;
- биение поверхности Ø16f7 мм относительно оси детали не более 0,05 мм;
- отклонение от перпендикулярности осей поперечных отверстий относительно поверхности осевого отверстия не более 0,1 мм.

Выносливость детали зависит от его конструктивных форм в местах перехода между ступенями и в местах пазов. Эта зависимость объясняется тем, что в таких переходах возникает концентрация напряжений изгиба и кручения.

Поэтому в месте перехода между ступенями втулки выполнена канавка специальной формы, предназначенная для выхода инструмента и снижения концентрации напряжений.

3.2 Анализ технологичности конструкции детали

Чертеж обрабатываемой детали, содержит полное представление о детали (т.е. виды, разрезы и их размеры). На чертеже указаны все размеры, с необходимыми допусками, классы чистоты обрабатываемых поверхностей, допускаемые отклонения от правильных геометрических форм, а также взаимного расположение поверхностей.

Технологичной, считается деталь, которая может быть получена с наименьшими затратами труда, времени и средств, при полном соответствии требованиям чертежа.

Для оценки детали на технологичность используют два метода:

1. Качественный метод определения технологичности можно рассмотреть по следующим факторам:

Форма детали имеет простую конфигурацию, и инструмент имеет доступ к любой поверхности, деталь можно обработать стандартными режущими инструментами.

Некоторую сложность в обработке представляют закрытый шпоночный паз и поперечные отверстия на наружных поверхностях детали. В серийном и массовом производстве для их обработки желательно применение специальной оснастки. Это позволит снизить время на обработку и повысить технологичность обработки детали.

Несмотря на данную сложность, конструкция детали простая, и при необходимости она может быть обработана стандартным режущим инструментом без применения спецоснастки.

Шероховатость и точность обработки детали не вызывают особых затруднений.

Поэтому можно сделать вывод о технологичности конструкции детали.

2. Количественный метод оценки технологичности содержит следующие критерии: коэффициент унификации конструктивных элементов, коэффициент использования металла, приведенные затраты на изготовление и т.д.

В качестве количественного показателя технологичности рассмотрим коэффициент использования материала

$$K_{и.м} = \frac{m_d}{m_z}, \quad (3.4)$$

где m_d, m_z – масса детали и заготовки соответственно.

В базовом технологическом процессе в качестве заготовки используется круглый прокат. Коэффициент использования материала составляет

$$K_{и.м.} = \frac{0,08}{0,2} = 0,4$$

Данный коэффициент использования металла является низким и свидетельствует о том, что около 60% материала идет в отходы. Такие потери металла нежелательны в серийном производстве.

Из анализа чертежа детали следует, что в качестве заготовки в серийном производстве можно выбрать поковку. Коэффициент использования материала составит:

$$K_{и.м.} = \frac{0,08}{0,10} = 0,8.$$

Полученный коэффициент использования металла является более желательным для серийного производства, и свидетельствует о том, что только около 20% материала идет в отходы.

Однако, учитывая мелкие размеры детали и небольшую программу выпуска, можно сделать вывод о том, что использование поковки экономически не оправдано (не окупится). Поэтому в качестве заготовки принимаем прокат.

Следует отметить, что детали класса тел вращения для своей обработки не требуют сложного технологического оборудования. Они могут быть обработаны с достаточной степенью точности на универсальных станках.

По совокупности этих критериев деталь «Втулка» устройства управления потоками отвечает требованиям технологичности.

3.3 Определение типа производства

Проектирование технологического процесса во многом определяется типом производства. Тип производства во многом определяет как метод получения заготовки, так и выбор технологического оборудования и т. д.

1 этап

Тип производства определяется укрупнено по таблице 3.3 в зависимости от массы детали и объема выпуска.

Таблица 3.3 – Типы производства

Масса детали, кг	Тип производства				
	единичное	мелко-серийное	средне-серийное	крупно-серийное	массовое
<1,0	<10	10–2000	1500–100000	75000–200000	200000

Так как масса детали составляет 0,08 кг, а объем выпуска – 5 000шт/год, то предварительно принимается средне-серийное производство.

2 этап.

Тип производства в соответствии с ГОСТ 3.1121–87 определяют по коэффициенту закрепления операций.

$$K_{zo} = \frac{\sum O_n}{\sum p}, \quad (3.5)$$

где $\sum O_n$ – суммарное число операций в течение месяца на одном рабочем месте.

$\sum p$ – списочное (явочное) число рабочих на участке.

Для расчета K_{zo} составим технологический маршрут обработки, представленный в таблице 4.

Если $K_{30} = 1$, то производство массовое.

Если $2 < K_{30} \leq 10$, то производство крупносерийное.

Если $10 < K_{30} \leq 20$, то производство среднесерийное.

Если $20 < K_{30} \leq 40$, то производство мелкосерийное.

Если $K_{30} > 40$, то производство единичное.

В соответствии с найденным по таблице 3 типом производства выбирается нормативный коэффициент загрузки рабочего места η_H .

Согласно ГОСТу рекомендуется для средне–серийного производства $\eta_H = 0,75$.

Типовой технологический процесс обработки включает следующие основные операции:

1. Заготовительная – изготовление заготовки;
2. Токарная черновая обработка – предварительная обработка наружных и внутренних цилиндрических соосных поверхностей и торцов;
3. Токарная чистовая обработка – чистовая обработка наружных и внутренних цилиндрических соосных поверхностей и торцов;
4. Сверлильная – обработка радиальных отверстий;
5. Фрезерная – обработка шпоночного паза;
6. Шлифовальная – окончательная обработка наружных цилиндрических поверхностей.
7. Контрольная – определение соответствия полученных размеров детали требованиям чертежа.

Составляем предварительный маршрут обработки детали.

Операция 000 **Заготовительная** (отрезка заготовки).

Операция 005 **Фрезерно–центровальная** фрезерная обработка торцов.

Фрезеровать торцы диаметром 24 мм выдерживая размер 55 мм

$$T_{01} = 0,004l = 0,004 \cdot 24 = 0,10 \text{ мин};$$

Штучное время на обработку

$$T_{шт} = \sum T_0 \cdot \varphi_K = 0,10 \cdot 1,84 = 0,18 \text{ мин.} \quad (3.6)$$

Операция 010 **Токарная с ЧПУ** (в два установа) обработка наружных и внутренних цилиндрических соосных поверхностей и торцов детали.

Точение поверхности 6 предварительно диаметром 18 мм на длину 35 мм за два прохода

$$T_{01} = 0,00018dl = 0,00018 \cdot 18 \cdot 35 \cdot 2 = 0,23 \text{ мин};$$

Точение поверхности 6 чисто диаметром 17 мм на длину 35,5 мм

$$T_{02} = 0,00017dl = 0,00017 \cdot 17 \cdot 35,5 = 0,10 \text{ мин};$$

Сверление отверстия 9 предварительно диаметром 8,7 мм на глубину 55 мм

$$T_{03} = 0,00052dl = 0,00052 \cdot 8,7 \cdot 55 = 0,25 \text{ мин};$$

Развертывание отверстия 9 предварительно диаметром 8,95 мм на глубину 55 мм

$$T_{04} = 0,00043dl = 0,00043 \cdot 8,95 \cdot 55 = 0,22 \text{ мин};$$

Развертывание отверстия 9 окончательно диаметром 9 мм на глубину 55 мм

$$T_{05} = 0,00086dl = 0,00086 \cdot 9 \cdot 55 = 0,43 \text{ мин};$$

Точение поверхности 3 предварительно диаметром 22 мм на длину 19,5 мм

$$T_{06} = 0,00018dl = 0,00018 \cdot 22 \cdot 19,5 = 0,08 \text{ мин};$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_{04} + T_{05} + T_{06} = 0,23 + 0,1 + 0,25 + 0,22 + 0,43 + 0,08 = 1,31 \text{ мин}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = \sum T_0 \cdot \varphi_K = 1,31 \cdot 2,1 = 2,75 \text{ мин.}$$

Операция 015 **Радиально-сверлильная** обработка двух радиальных отверстий

Сверлить отверстия 12 и 13 диаметром 3 мм глубиной 6 мм

$$T_{01} = 0,00052dl = 0,00052 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 2 = 0,02 \text{ мин};$$

Зенковать фаски в отверстиях 12 и 13, выдерживая размер $1,5 \times 60^\circ$.

$$T_{02} = 0,00021dl = 0,00021 \cdot 3 \cdot 1,5 \cdot 2 = 0,02 \text{ мин};$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02} = 0,02 + 0,02 = 0,04 \text{ мин}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = \sum T_0 \cdot \varphi_K = 0,04 \cdot 2,1 = 0,08 \text{ мин.}$$

Операция 020 **Вертикально-фрезерная** фрезерование шпоночного паза

Фрезеровать шпоночный паз 14 шириной 5 мм глубиной 1,7 мм длиной 10мм

$$T_0 = \frac{l}{s_{мин}},$$

где $s_{мин} = 88 \text{ мм/мин}$

$$T_{01} = \frac{10}{88} = 0,12 \text{ мин;}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = \sum T_0 \cdot \varphi_K = 0,12 \cdot 2,1 = 0,25 \text{ мин.}$$

Операция 025 **Слесарная**

Зачистить заусенцы и притупить острые кромки после фрезерования паза и сверления отверстий.

Операция 030 **Круглошлифовальная** обработка наружных поверхностей вращения.

Шлифование поверхности 6 диаметром 16 мм длиной 36 мм

$$T_{01} = 0,0007dl = 0,0007 \cdot 16 \cdot 36 = 0,40 \text{ мин;}$$

Шлифование поверхности 3 диаметром 21 мм длиной 19 мм

$$T_{02} = 0,0007dl = 0,0007 \cdot 21 \cdot 19 = 0,28 \text{ мин;}$$

Основное время на обработку

$$\sum T_0 = T_{01} + T_{02} = 0,40 + 0,28 = 0,68 \text{ мин}$$

Штучное время на операцию составляет

$$T_{шт} = \varphi_H \cdot \sum T_0 = 1,55 \cdot 0,68 = 1,05 \text{ мин.}$$

Операция 035 **Контрольная**

Определение соответствия полученных размеров детали требованиям чертежа.

Определяем количество станков на каждой операции по формуле:

$$m_p = \frac{N \cdot T_{шт.}}{60 \cdot F_{\partial} \cdot n_{з.к.}}, \quad (3.7)$$

где $F_{\partial} = 2030$ часов – действительный годовой фонд времени работы оборудования (при работе в одну смену);

$T_{шт.}$ – штучное время на каждой операции;

$n_{з.к.} = 0,75$ – нормативный коэффициент загрузки оборудования;

N – годовой объем выпуска детали, шт.

$$m_{p005} = \frac{5000 \cdot 0,18}{60 \cdot 2030 \cdot 0,75} = 0,020; \quad \text{принимаем один станок } m_{np005} = 1;$$

$$m_{p010} = \frac{5000 \cdot 2,75}{60 \cdot 2030 \cdot 0,75} = 0,301; \quad \text{принимаем один станок } m_{np010} = 1;$$

$$m_{p015} = \frac{5000 \cdot 0,08}{60 \cdot 2030 \cdot 0,75} = 0,009; \quad \text{принимаем один станок } m_{np015} = 1;$$

$$m_{p020} = \frac{5000 \cdot 0,25}{60 \cdot 2030 \cdot 0,75} = 0,027; \quad \text{принимаем один станок } m_{np020} = 1;$$

$$m_{p030} = \frac{5000 \cdot 1,05}{60 \cdot 2030 \cdot 0,75} = 0,115; \quad \text{принимаем один станок } m_{np030} = 1;$$

Определяем фактический коэффициент загрузки оборудования на каждой операции по формуле:

$$n_{зф} = \frac{m_p}{m_{np}}. \quad (3.8)$$

$$n_{зф005} = \frac{0,020}{1} = 0,020;$$

$$n_{зф010} = \frac{0,301}{1} = 0,301;$$

$$n_{зф015} = \frac{0,009}{1} = 0,009;$$

$$n_{зф020} = \frac{0,027}{1} = 0,027;$$

$$n_{зф030} = \frac{0,115}{1} = 0,115;$$

Расчет количества операций на рабочем месте

$$O = \frac{\eta_{зн.}}{\eta_{зф}}. \quad (3.9)$$

$$O_{005} = \frac{0,75}{0,020} = 38;$$

$$O_{010} = \frac{0,75}{0,301} = 3;$$

$$O_{015} = \frac{0,75}{0,009} = 84;$$

$$O_{020} = \frac{0,75}{0,027} = 28;$$

$$O_{030} = \frac{0,75}{0,115} = 7.$$

Определяем общее количество однотипных операций на участке

$$\text{е } O_i = O_{005} + O_{010} + O_{015} + O_{020} + O_{030} = 38 + 3 + 84 + 28 + 7 = 160 .$$

Определяем общее количество рабочих мест

$$\text{е } P_i = P_{005} + P_{010} + P_{015} + P_{020} + P_{030} = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 = 5 .$$

Определяем тип производства:

$$K_{30} = \frac{\sum O_i}{\sum P_i} = \frac{160}{5} \approx 32 .$$

Таким образом, производство является мелкосерийным.

В разработанном технологическом процессе приняты способы обработки, позволяющие производить обработку высокопроизводительными методами при минимальных затратах времени с максимально возможным качеством.

Разработанный техпроцесс позволяет осуществить концентрацию различных технологических переходов на одном станке, т.е. обеспечить минимальное количество переустановок детали, что позволит значительно сократить вспомогательное время и положительно скажется на качестве изделия.

3.4 Выбор и обоснование способа получения заготовки

Выбрать вид заготовки – значит, определить ее габаритные размеры и форму, припуски на обработку и, в конечном счете, предопределить трудоемкость и себестоимость обработки.

На выбор вида и метода получения заготовки влияет ряд факторов:

– марка материала, форма детали, тип производства, наличие необходимого оборудования и т. д.

Исходя из того, что деталь – ступенчатое тело вращения маленького диаметра с небольшим количеством ступеней и малыми перепадами диаметров и мелкосерийный тип производства выбираем в качестве заготовки прокат круглый по ГОСТ 2590–2006.

Эскиз заготовки представлен на рисунке 3.1.

Определяем коэффициент использования металла

$$K_{и.м} = \frac{q_d}{Q_3}, \quad (3.11)$$

где q_d, Q_3 – масса детали и заготовки соответственно.

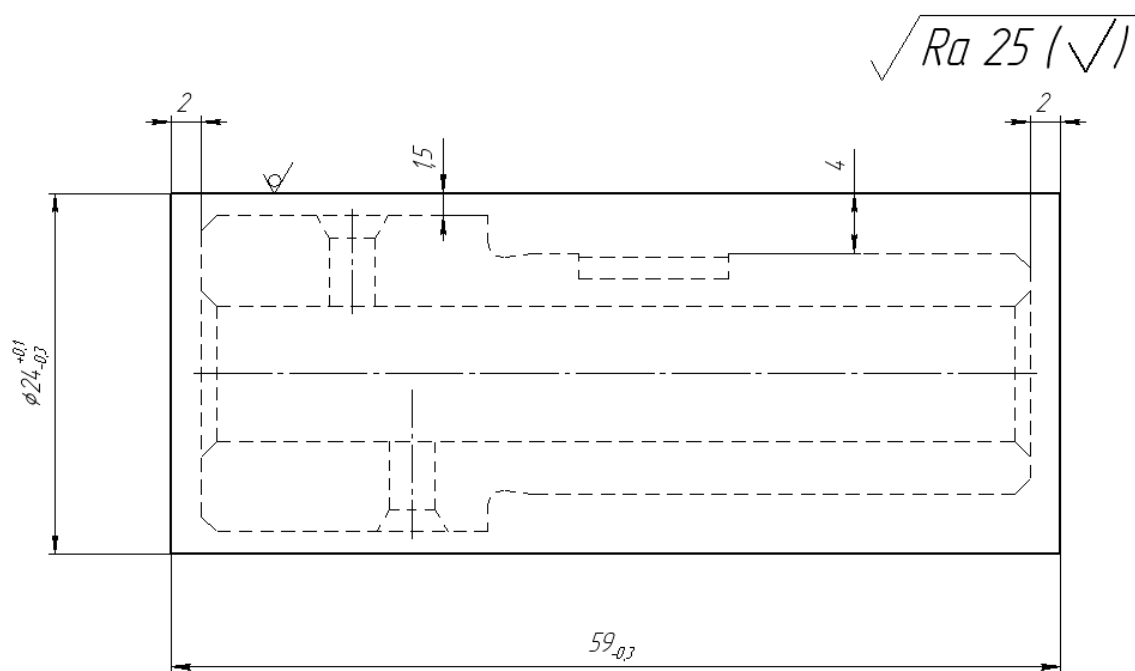


Рисунок 3.1 – Эскиз заготовки

Коэффициент использования металла

$$K_{и.м} = \frac{0,08}{0,2} = 0,40$$

Полученный коэффициент использования металла является низким, но достаточным для мелкосерийного производства, и свидетельствует о том, что около 60% материала идет в отходы.

3.5 Разработка маршрутной технологии обработки детали

Эскиз детали с обозначенными поверхностями представлен на рисунке 3.2.

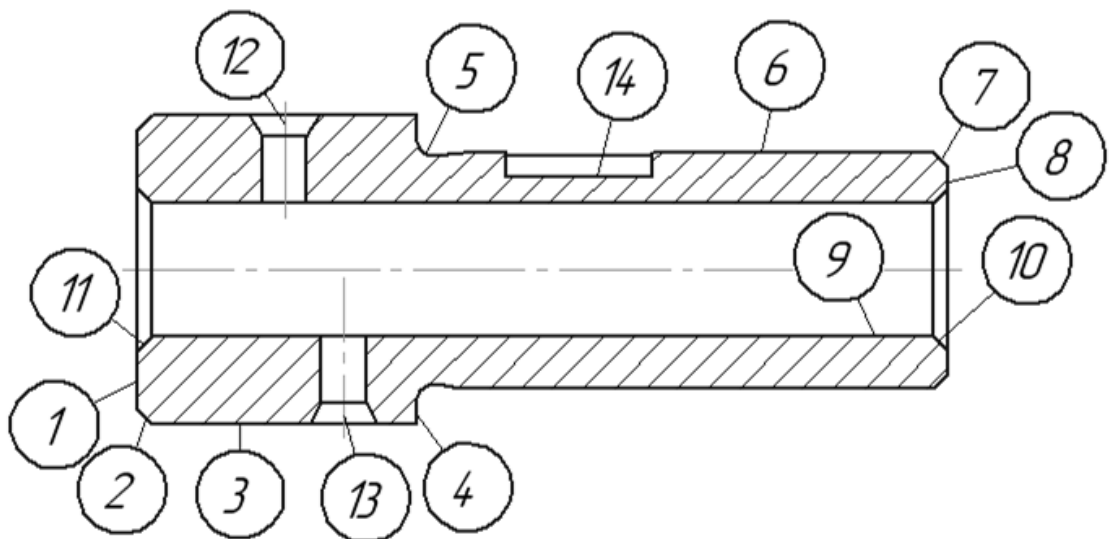


Рисунок 3.2 – Эскиз детали с обозначенными поверхностями

Таблица 3.4 – План обработки

№ операции	Наименование и содержание операции	Технологическая база	Оборудование
000	Заготовительная. Отрезать заготовку	Наружная поверхность проката	Лентопильный станок “Sirius”
005	Фрезерно–центровальная Фрезеровать торцы 1,8	Наружная поверхность проката	Фрезерно–центровальный п/а МР–71М
010	Токарная с ЧПУ. Черновое точение по контуру (поверхности 3, 4, 6) в два установка. Чистовое точение по контуру (поверхности 3, 4, 6) в два установка. Сверление и развертывание отверстия 9 с фасками 10, 11.	Наружная поверхность 3(6), торец 1(8)	Токарный с ЧПУ Pinacho Smart Turn 165
015	Радиально–сверлильная. Сверлить отверстия 12, 13; Зенковать фаски в отверстиях 12, 13.	Наружная поверхность 6, торец 8	Радиально–сверлильный 2М55
020	Вертикально–фрезерная. Фрезеровать паз 14.	Наружная поверхность 6, торец 8	Вертикально–фрезерный 6Р12
025	Слесарная Зачистить заусенцы и притупить острые кромки	–	Верстак слесарный

№ операции	Наименование и содержание операции	Технологическая база	Оборудование
000	Заготовительная. Отрезать заготовку	Наружная поверхность проката	Лентопильный станок "Sirius"
005	Фрезерно–центровальная Фрезеровать торцы 1,8	Наружная поверхность проката	Фрезерно–центровальный п/а МР–71М
030	Круглошлифовальная Шлифовать поверхности 3 и 6.	Наружная поверхность 3(6), торец 1(8)	Круглошлифовальный станок 3М151
035	Мойка. Промыть деталь от остатков СОЖ	—	—
040	Контрольная. Проверить размеры детали на соответствие требованиям чертежа	—	—

3.6 Определение припусков расчетно–аналитическим методом

Исходная заготовка – прокат группы А по ГОСТ 2590–2006.

Данные о наиболее точной поверхности детали: цилиндрическая поверхность, точность – высокая (7–й квалитет), шероховатость – $Ra=1,25$ мкм, чертежный размер – $\text{Ж16 } f7 \left(\begin{smallmatrix} -0,016 \\ -0,034 \end{smallmatrix} \right)$, длина ступени $l = 36$ мм.

По справочнику [14] устанавливаем, что для получения точности поверхности по 7–му квалитету точности при шероховатости $Ra 1,25$ мкм поверхность должна быть подвергнута следующим видам обработки:

- 1) точение черновое (получаемая точность размера 12 квалитет);
- 2) точение чистовое (получаемая точность размера 10 квалитет);
- 3) шлифование (получаемая точность размера – 8 квалитет);
- 4) шлифование (получаемая точность размера – 7 квалитет при шероховатости $Ra 1,25$ мкм).

При токарной обработке заготовка устанавливается в трехкулачковый патрон.

Шлифование производится установкой в трехкулачковый патрон.

Расчет величины операционного минимального припуска при обработке поверхности вращения ведется по формуле:

$$2Z_{i,\min} = 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) \quad (3.12)$$

где Rz_{i-1} – высота микронеровностей, оставшихся на поверхности от предшествующего смежного перехода. Для заготовки определяем по справочнику [14], после механической обработки [3];

h_{i-1} – глубина дефектного поверхностного слоя, полученная на предшествующем смежном переходе. Для заготовки определяем по справочнику [14], после механической обработки [3];

ρ_{i-1} – суммарное значение пространственных отклонений взаимосвязанных поверхностей от правильной геометрической формы, оставшихся после выполнения предшествующего смежного перехода,

$$\rho_{i-1} = \sqrt{\rho_a^2 + \rho_b^2 + \rho_c^2} \quad (3.13)$$

где ρ_a, ρ_b, ρ_c – отдельные пространственные отклонения.

При обработке поверхности вращения установленной в центрах

$$2Z_{i,\min} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \rho_{i-1}) \quad (3.14)$$

Произведем расчет припусков в таблице 5.

Расчет погрешности формы заготовки при закреплении в центрах:

$$\rho = \sqrt{\rho_{\text{см}}^2 + \rho_{\text{кор}}^2 + \rho_{\text{ц}}^2}, \quad (3.15)$$

где $\rho_{\text{см}}$ – погрешность заготовки по смещению, $\rho_{\text{см}} = 0,10$ мм [7];

$\rho_{\text{кор}}$ – погрешность заготовки по короблению, $\rho_{\text{кор}} = \Delta_k l$ [7],

$$\rho_{\text{кор}} = 0,0008 \cdot 55 = 0,04 \text{ мм};$$

$\rho_{\text{ц}}$ – погрешность зацентровки заготовки, $\rho_{\text{ц}} = 0$ мм [7];

$$\rho = \sqrt{0,10^2 + 0,04^2 + 0^2} = 0,28 \text{ мм}$$

Остаточные пространственные отклонения, $\rho_{\text{ост.черн}} = k_y \cdot \rho_{\text{заг}}$ [7],

где k_y – коэффициент уточнения формы.

$$\rho_{\text{ост.черн}} = 0,04 \cdot 0,28 = 0,02 \text{ мм}$$

$$\rho_{\text{ост.шл}} = 0,05 \cdot 0,02 = 0,001 \text{ мм}$$

Для чернового точения погрешность установки: [7]

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_6^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_{\text{пр}}^2}, \quad (3.16)$$

где: ε_6 – погрешность базирования $\varepsilon_6 = 0$ [7];

ε_3 – погрешность закрепления $\varepsilon_3 = 0$ [7],

$\varepsilon_{\text{пр}}$ – погрешность закрепления $\varepsilon_{\text{пр}} = 0$ [7],

$\varepsilon_y = 0$.

Минимальное значение межоперационного припуска: [14]

$$2Z_{\min i} = 2 \cdot \left(R_{zi-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{yi}^2} \right). \quad (3.17)$$

$$2Z_{\min 1} = 2 \cdot \left(200 + 300 + \sqrt{280^2 + 0} \right) = 1560 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min 2} = 2 \cdot \left(63 + 60 + \sqrt{20^2 + 0^2} \right) = 286 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min 3} = 2 \cdot \left(32 + 30 + \sqrt{1 + 0} \right) = 126 \text{ мкм}.$$

$$2Z_{\min 4} = 2 \cdot (3,2 + 15 + \sqrt{0+0}) = 36 \text{ мкм.}$$

Таблица 3.5 – Расчет припусков

Технологический маршрут обработки	Элементы припуска				Расчётные припуски $2Z_{\min}$, мкм	Расчётный размер D_p , мм	Допуск T_d , мкм	Предельный размер		Предельный припуск	
	R_z , мкм м	T , мкм м	ρ , мкм м	ε_y , мкм м				$D_{\min}$ мм	$D_{\max}$ мм	$2Z_{\min}$ мм	$2Z_{\max}$ мм
Заготовка	20 0	30 0	28 0	—	—	17,97 4	1200	17,97 4	19,17 4	—	—
Черновое точение	63	60	20	—	1560	16,41 4	300	16,41 4	16,71 4	1560	2460
Чистовое точение	32	30	1	—	286	16,12 8	120	16,12 8	16,24 8	286	466
Шлифование предв.	3,2	15	—	—	126	16,00 2	46	16,00 2	16,04 8	126	200
Шлифование оконч.	0,4	6	1	1	36	15,96 6	18	15,96 6	15,98 4	36	64
Всего:	—	—	—	—	2008	—	—	—	—	2008	3190

Расчетный размер D_p определяется начиная с конечного [7]:

для чернового шлифования $D_p = 15,966 + 0,036 = 16,002$ мм;

для чистового точения $D_p = 16,002 + 0,126 = 16,128$ мм;

для чернового точения $D_p = 16,128 + 0,286 = 16,414$ мм;

для заготовки $D_p = 16,414 + 1,560 = 17,974$ мм.

Значения допусков T_d каждого перехода принимаются в соответствии с точностью вида обработки:

для чернового шлифования $T_d = 46$ мкм [14];

для чистового точения $T_d = 120$ мкм [14];

для чернового точения $T_d = 300$ мкм [14];

для заготовки $T_d = 1200$ мкм [14].

Предельный наименьший размер $D_{\min}$ получается по расчетным размерам, округленным до точности допуска соответствующего перехода.

Предельный наибольший размер $D_{\max}$ определяется из предельного наибольшего размера прибавлением допуска соответствующего перехода.

для чистового шлифования $D_{\max} = 15,966 + 0,018 = 15,984$ мм;

для чернового шлифования $D_{\max} = 16,002 + 0,046 = 16,048$ мм;

для чистового точения $D_{\max} = 16,128 + 0,120 = 16,248$ мм;

для чернового точения $D_{\max} = 16,414 + 0,300 = 16,714$ мм;

для заготовки $D_{\max} = 17,974 + 1,200 = 19,174$ мм.

Минимальные предельные значения припусков $2Z_{\min}$ равны разности предельных наименьших размеров предыдущего и выполняемого переходов, а максимальные значения $2Z_{\max}$ – соответственно разности предельных наибольших размеров [7]:

для чистового шлифования $2Z_{\min} = 16,002 - 15,966 = 0,036$ мм,

$2Z_{\max} = 16,048 - 15,984 = 0,064$ мм;

для чернового шлифования $2Z_{\min} = 16,128 - 16,002 = 0,126$ мм,

$2Z_{\max} = 16,248 - 16,048 = 0,200$ мм;

для чистового точения $2Z_{\min} = 16,414 - 16,128 = 0,286$ мм,

$2Z_{\max} = 16,714 - 16,248 = 0,466$ мм;

для чернового точения $2Z_{\min} = 17,974 - 16,414 = 1,560$ мм,

$2Z_{\max} = 19,174 - 16,714 = 2,460$ мм.

Все результаты произведенных расчетов сводятся в таблицу 3.5.

На основании данных расчета строится схема графического расположения припусков и допусков по обработке $\text{Ж16 } f7 \left(\begin{smallmatrix} 0,016 \\ -0,034 \end{smallmatrix} \right)$.

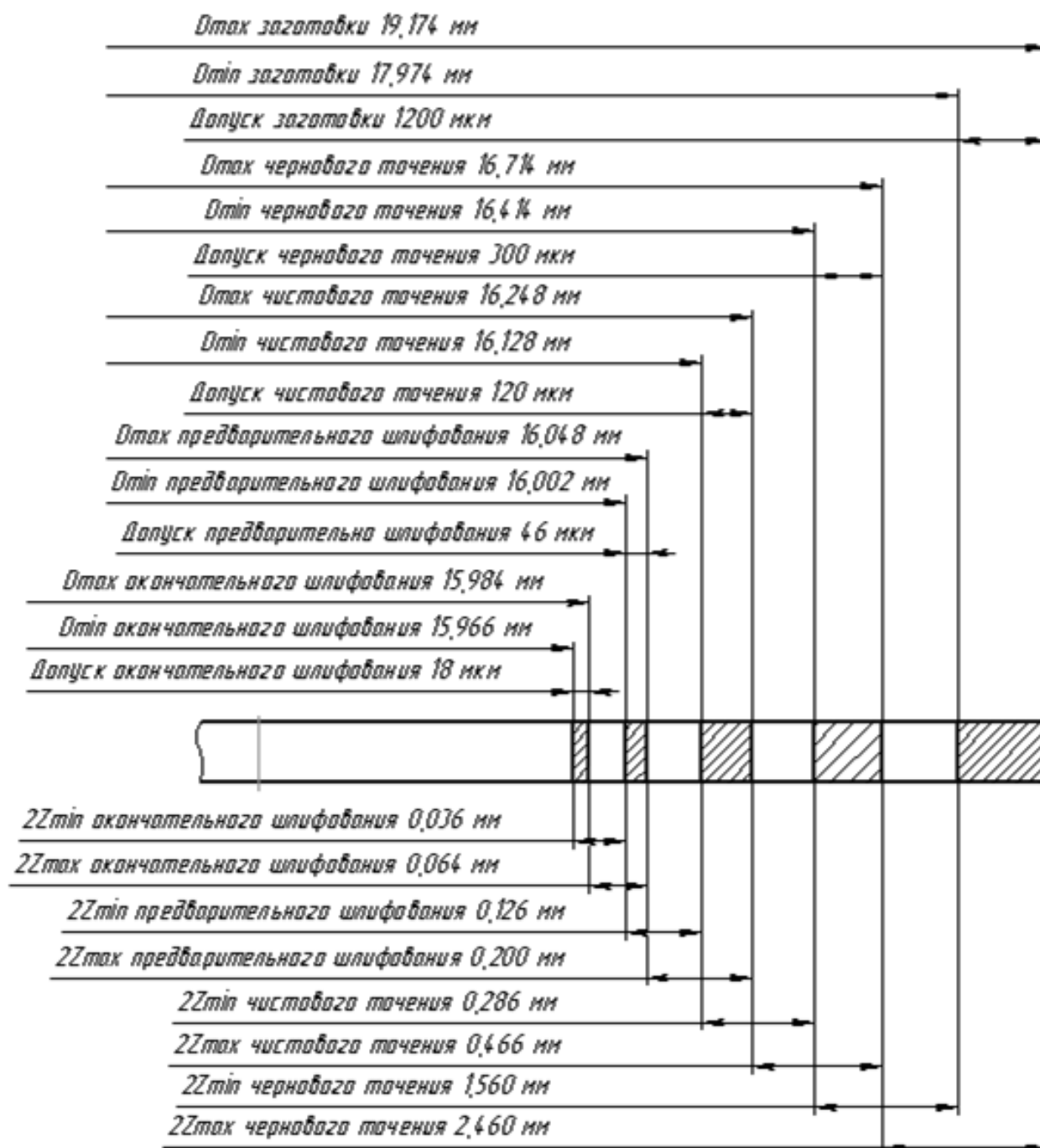


Рисунок 3.3 – Схема графического расположения припусков и допусков на обработку поверхности заготовки $\text{Ж16 } f7 \begin{pmatrix} -0,016 \\ -0,034 \end{pmatrix}$

3.7 Проектирование операционной технологии

3.7.1 Расчет режимов резания

010. Токарная.

Станок – токарный с ЧПУ Pinacho Smart Turn 165, мощность привода главного движения 7,5 кВт.

Переход 2. Черновая токарная обработка поверхности $\varnothing 18$ мм длиной 35 мм.

Резец проходной правый с режущей пластиной параллелограммной формы с углом в плане $\varphi = 93^0$ – 2101–0601 ГОСТ 20872–80 (PCLNR 2525L12) [11].

Глубина резания – $t = 1,5$ мм;

Подача – $S = 0,1$ мм/об;

Скорость резания

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.18)$$

$T = 60$ мин;

$C_v = 350$;

$x = 0,15$;

$y = 0,20$;

$m = 0,20$;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv}; \quad (3.19)$$

$K_{mv} = 0,35$; [13]

$K_{uv} = 1,2$;

$K_{nv} = 0,8$.

$$K_v = 0,35 \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 0,34;$$

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,1^{0,20}} \cdot 0,34 = 78 \text{ м/мин},$$

Частота вращения

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 78}{3,14 \cdot 18} = 1380 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 1250 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость резания

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 18 \cdot 1250}{1000} = 70 \text{ м/мин.}$$

Сила резания

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V_{\phi}^n \cdot K_p, \quad (3.20)$$

$$C_p = 300;$$

$$x = 1;$$

$$y = 0,75;$$

$$n = -0,15.$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{jp} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}. \quad (3.21)$$

$$K_{jp} = 1;$$

$$K_{\gamma p} = 1;$$

$$K_{\lambda p} = 1;$$

$$K_{rp} = 1,08.$$

$$K_p = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,188.$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 70^{-0,15} \cdot 1,188 = 494 \text{ Н.}$$

Мощность резания

$$N = \frac{P_z \cdot V_{\phi}}{1020 \cdot 60} = \frac{494 \cdot 70}{1020 \cdot 60} = 0,6 \text{ кВт.}$$

Нормируем переход:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i, \text{ мин.}$$

$$l = 35 \text{ мм}; \quad y = 2 \text{ мм} \quad D = 0;$$

$$L = 35 + 2 + 0 = 37 \text{ мм};$$

$$T_{o1} = \frac{37 \cdot 2}{1250 \cdot 0,1} = 0,60 \text{ мин.}$$

Переход 3. Чистовая токарная обработка поверхности $\varnothing 17$ мм.

Резец токарный проходной отогнутый правый с пластиной правильной трехгранной формы с углом в плане $\varphi = 93^\circ$ – 2101–0071 ГОСТ 18877–73 (PSDNN 2525M–12) [11].

Глубина резания – $t = 0,5$ мм;

Подача – $S = 0,1$ мм/об;

Скорость резания

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.22)$$

$$T = 60 \text{ мин};$$

$$C_v = 350;$$

$$x = 0,15;$$

$$y = 0,20;$$

$$m = 0,20;$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv}; \quad (3.23)$$

$$K_{mv} = 0,35; [14]$$

$$K_{uv} = 1,2;$$

$$K_{nv} = 0,8.$$

$$K_v = 0,35 \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 0,34;$$

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,1^{0,20}} \cdot 0,34 = 86 \text{ м/мин},$$

Частота вращения

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 86}{3,14 \cdot 17} = 1611 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 1600 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость резания

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 17 \cdot 1600}{1000} = 85 \text{ м/мин};$$

Сила резания

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V_{\phi}^n \cdot K_p, \quad (3.24)$$

$$C_p = 300;$$

$$x = 1;$$

$$y = 0,75;$$

$$n = -0,15.$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{jp} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}. \quad (3.25)$$

$$K_{jp} = 1;$$

$$K_{\gamma p} = 1;$$

$$K_{\lambda p} = 1;$$

$$K_{rp} = 1,08.$$

$$K_p = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,188.$$

$$P_Z = 10 \cdot 300 \cdot 0,5^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 85^{-0,15} \cdot 1,188 = 80 \text{ Н};$$

Мощность резания

$$N = \frac{P_Z \cdot V_{\phi}}{1020 \cdot 60} = \frac{80 \cdot 85}{1020 \cdot 60} = 0,1 \text{ кВт.}$$

Нормируем переход:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i, \text{ мин.}$$

$$l = 35,5 \text{ мм};$$

$$y = 1,5 \text{ мм} \quad D = 0;$$

$$L = 35,5 + 1,5 + 0 = 37 \text{ мм};$$

$$T_{o2} = \frac{37 \cdot 1}{1600 \cdot 0,1} = 0,23 \text{ мин.}$$

Переход 4. Сверление отверстия Ж8,7 мм глубиной 55 мм.

Сверло спиральное нормальной точности класса В с коническим хвостовиком 2301–0190 ГОСТ 10903–77 (Сверло SCD 081–100–049–100 AG5) [11].

Глубина резания

$$t = 0,5D = 0,5 \cdot 8,7 = 4,35 \text{ мм}$$

Подача $S=0,1$ мм/об.

Скорость резания

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.27)$$

$$T=15 \text{ мин};$$

$$C_v=7;$$

$$q = 0,4;$$

$$y=0,70;$$

$$m=0,20;$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv}; \quad (3.28)$$

$$K_{mv}=0,35; [14]$$

$$K_{uv}=1,2.$$

$$K_v = 0,35 \cdot 1,2 = 0,42;$$

$$V = \frac{7 \cdot 8,7^{0,4}}{15^{0,2} \cdot 0,1^{0,7}} \cdot 0,42 = 20 \text{ м/мин}$$

Крутящий момент

$$M_{KP} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_P, \quad (3.29)$$

$$C_M = 0,0345;$$

$$q = 2;$$

$$y = 0,8.$$

$$K_p = K_v = 0,42;$$

$$M_{kp} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 8,7^2 \cdot 0,1^{0,8} \cdot 0,42 = 0,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Частота вращения

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 20}{3,14 \cdot 8,7} = 732 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 710 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость резания

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 8,7 \cdot 710}{1000} = 19 \text{ м/мин};$$

Мощность

$$N = \frac{M_{kp} \cdot \eta}{9750} = \frac{0,9 \cdot 10}{9750} = 0,07 \text{ кВт}$$

Мощность электродвигателя привода главного движения станка достаточна для данной операции.

Нормируем переход

$$T_{03} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (3.30)$$

Расчетный путь резания

$$L = l + l_1 \quad (3.31)$$

Врезание

$$l_1 = \frac{D \cdot \tan^2 \alpha}{2} + (0,5 \dots 2,0) = \frac{8,7 \cdot \tan^2 60^\circ}{2} + (0,5 \dots 2,0) = 4 \text{ мм}$$

$$L = 55 + 4 = 59 \text{ мм}$$

Основное время обработки

$$T_{03} = \frac{59}{710 \cdot 0,1} \cdot 1 = 0,83 \text{ мин}$$

Переход 5. Развертывание отверстия $\varnothing 8,95$ мм глубиной 55 мм.

Развертка машинная цельная с цилиндрическим хвостовиком 2363–0093 Н7 ГОСТ 1672–80 (Развертка RM–SHR–0895–Н7Н–СS–С 07) [11].

Глубина резания $t = 0,125$ мм.

Подача $S=0,1$ мм/об.

Скорость резания

$$V = \frac{C_v \varphi D^q}{T^m \varphi_y^y} \varphi K_v, \quad (3.32)$$

$T=80$ мин;

$C_v=10,5$;

$x = 0,20$;

$q = 0,3$;

$y=0,65$;

$m=0,40$.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv}; \quad (3.33)$$

$K_{mv}=0,35$; [14]

$K_{uv}=1,2$.

$$K_v = 0,35 \cdot 1,2 = 0,42;$$

$$V = \frac{10,5 \varphi 95^{0,3}}{80^{0,4} \varphi 125^{0,2} \varphi 1^{0,65}} \varphi 0,42 = 10 \text{ м/мин}$$

Крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{C_p t^x S_z^y D Z}{2 \cdot 100}, \quad (3.34)$$

$S_z = S / Z = 1/6 = 0,16$ мм/зуб;

$Z = 6$ зубьев;

$C_p = 300$;

$x=1$;

$y=0,75$;

$$M_{кр} = \frac{300 \cdot 0,125^1 \cdot 0,16^{0,75} \cdot 8,95 \cdot 6}{2 \cdot 100} = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Частота вращения

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 10}{3,14 \cdot 8,95} = 356 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 355 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость резания

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 8,95 \cdot 355}{1000} = 9 \text{ м/мин};$$

Мощность

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \eta}{9750} = \frac{3 \cdot 55}{9750} = 0,11 \text{ кВт}$$

Мощность электродвигателя привода главного движения станка достаточна для данной операции.

Нормируем переход

$$T_{o4} = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i \quad (3.35)$$

Расчетный путь резания

$$L = l + l_1$$

$$L = 55 + 2 + 2 = 59 \text{ мм}$$

Основное время обработки

$$T_{o4,5} = \frac{59}{355 \cdot 0,1} \cdot 1 = 0,66 \text{ мин}$$

Переход 8. Токарная обработка поверхности $\varnothing 22$ мм длиной 19,5 мм.

Резец проходной правый с режущей пластиной параллелограммной формы с углом в плане $\varphi = 93^\circ$ – 2101–0601 ГОСТ 20872–80 (PCLNR 2525L12) [11].

Глубина резания – $t = 1$ мм;

Подача – $S = 0,1$ мм/об;

Скорость резания

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.36)$$

$T = 60$ мин;

$C_v = 350$;

$x = 0,15$;

$y = 0,20$;

$m = 0,20$;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv}; \quad (3.37)$$

$K_{mv} = 0,35$; [14]

$K_{uv} = 1,2$;

$K_{nv} = 0,8$.

$$K_v = 0,35 \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 0,34;$$

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,0^{0,15} \cdot 0,1^{0,20}} \cdot 0,34 = 81 \text{ м/мин},$$

Частота вращения

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 81}{3,14 \cdot 22} = 1173 \text{ мин}^{-1} \text{ принимается } 1120 \text{ мин}^{-1}.$$

Фактическая скорость резания

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 22 \cdot 1120}{1000} = 78 \text{ м/мин}.$$

Сила резания

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V_{\phi}^n \cdot K_p, \quad (3.38)$$

$$C_p = 300;$$

$$x = 1;$$

$$y = 0,75;$$

$$n = -0,15.$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{jp} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}. \quad (3.39)$$

$$K_{jp} = 1;$$

$$K_{\gamma p} = 1;$$

$$K_{\lambda p} = 1;$$

$$K_{rp} = 1,08.$$

$$K_p = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,188.$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,0^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 78^{-0,15} \cdot 1,188 = 494 \text{ Н}.$$

Мощность резания

$$N = \frac{P_z \cdot V_{\phi}}{1020 \cdot 60} = \frac{494 \cdot 78}{1020 \cdot 60} = 0,6 \text{ кВт}.$$

Нормируем переход:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S} \cdot i, \text{ мин.} \quad (3.40)$$

$$l = 19 \text{ мм}; \quad y = 2 \text{ мм} \quad D = 2;$$

$$L = 19 + 2 + 2 = 23 \text{ мм};$$

$$T_{об} = \frac{23 \cdot 1}{1120 \cdot 0,1} = 0,20 \text{ мин}.$$

Переход 9. Токарная обработка фаски на поверхности $\varnothing 22 \text{ мм}$.

Резец с режущей пластиной параллелограммной формы с углом в плане $\varphi = 63^0$ – 2101–0757 ГОСТ 20872–80 (Резец PSSNR 16CA–12) [11].

Режимы резания равны рассчитанным на 8 переходе.

$$L = 1,5 + 1,0 + 2,5 = 5 \text{ мм};$$

$$T_{o7} = \frac{5 \cdot 1}{1120 \cdot 0,1} = 0,05 \text{ мин.}$$

Нормируем операцию

Основное время на операцию

$$T_o = 0,60 + 0,23 + 0,83 + 0,66 + 0,66 + 0,20 + 0,05 = 3,23 \text{ мин}$$

Вспомогательное время на операцию

$$T_v = 0,36 + 0,18 + 0,39 = 0,93 \text{ мин.}$$

Оперативное время

$$T_{оп} = T_o + T_v = 3,23 + 0,93 = 4,16 \text{ мин.}$$

$$T_{об.от} = 0,07 \cdot T_{оп} = 0,29 \text{ мин.}$$

Штучное время на операцию

$$T_{шт} = 3,23 + 0,93 + 0,29 = 4,45 \text{ мин.}$$

Штучно–калькуляционное время на операцию

$$T_{ш-к} = \frac{30}{650} + 4,45 = 4,50 \text{ мин.}$$

3.7.2 Выбор станков, инструмента, средств измерения и технологического оснащения

Операция 005. Фрезерно–центровальная

На данной операции рекомендуется использовать фрезерно–центровальный полуавтомат МР–71М.

Операция 010. Токарная с ЧПУ

Так как деталь является телом вращения, то для обработки цилиндрических поверхностей рекомендуется применение станка токарного типа. Деталь мелкая – максимальный обрабатываемый размер – 22 мм, минимальный – 9 мм. Следовательно, для токарной обработки потребуются большие частоты

Операция 015. Радиально–сверлильная

На данной операции необходимо обработать два поперечных отверстия. Поэтому наиболее целесообразно применение радиально–сверлильного станка 2М55.

На данной операции необходимо обработать два поперечных отверстия. Поэтому наиболее целесообразно применение радиально–сверлильного станка 2М55.

На данной операции необходимо обработать шпоночный паз. Поэтому наиболее целесообразно применение вертикально-фрезерного станка. Принимаем станок 6Р12.

На операции необходимо обработать наружную поверхность заготовки, поэтому принимаем круглошлифовальный станок 3М151.

При выборе различных видов инструментов руководствуемся справочной технической литературой.

Заготовка устанавливается по черновой базе (наружные цилиндрические поверхности) в тисках станочных.

Торцевая фреза 2210–0071 ГОСТ 9304–69;

Линейка – 1000 д ГОСТ 427–75.

Патрон 7100-0001 ГОСТ 2675-80.

Резец для получистового и чистового точения торцов, обтачивания наружного контура PCLNR 2525L12.

Резец для точения фасок 1x45° PSDNN 2525M–12.

Резец для растачивания фасок в отверстии PSSNR 16CA-12.

Сверло SCD 081–100–049–100 AG5;

Развертка RM–SHR–0850–H7N–CS–C 07;

Развертка RM–SHR–0900–H7N–CS–CH 07.

Штангенциркуль ЩЦ–I–125–0,10–1 ГОСТ 166–20

Калибр–скоба 8118–0006–1 Ø17h10 ГОСТ 2216–84.

Калибр–пробка Ø9H6.

Операция 015 Радиально–сверлильная

Кондуктор специальный.

Сверло 2300–0705 ГОСТ 4010–77;

Зенковка 2353–0108 ГОСТ 14953–80.

Калибр–пробка Ø3H12.

Операция 020 Вертикально–фрезерная

Приспособление специальное.

Фреза 2234–0363 P9 ГОСТ 9140–78;

Калибр специальный.

Операция 030 Шлифовальная

Патрон 7100–0009 ГОСТ 2675–80

Круг шлифовальный

ПП 400x80x305 15A40 ПСТ–1 ГОСТ 2424–84

Калибр–скоба на размер:

16 8113–0126 f7 ГОСТ 18362–73.

Индикатор МИГ1 ГОСТ 9696–82

3.7 Выводы третьей главы

В технологической части проекта разработана технология изготовления втулки системы охлаждения дизеля. Проведен анализ технологичности конструкции, разработан первоначальный и окончательный вариант маршрута обработки детали типа втулка, определён тип производства, экономически обоснован выбор оборудования, режущего и мерительного инструмента, рассчитаны режимы резания, технические нормы времени, припуски и межоперационные допуски на размеры детали.

4. ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

4.1 Расчет экономического эффекта ожидаемого от внедрения модернизированной системы охлаждения

Цель работы состоит в модернизации системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 для повышения его эффективных показателей.

Целью технико–экономического обоснования разработки является количественное или качественное доказательство экономической целесообразности модернизации двигателя.

Годовой экономический эффект, ожидаемый от внедрения разработанной системы охлаждения, представляет собой экономию приведённых затрат по сравнению с базовым вариантом [32].

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле, руб. [32]:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (C_{\text{б}} + K_{\text{б}} E_{\kappa})\beta - (C_{\text{н}} + K_{\text{н}} E_{\kappa}), \quad (4.1)$$

где $C_{\text{б}}$, $C_{\text{н}}$ – годовые эксплуатационные затраты по базовому и новому вариантам, руб.;

$K_{\text{б}}$, $K_{\text{н}}$ – капитальные затраты по базовому и новому вариантам, руб.;

E_{κ} – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_{\kappa} = 0,15$;

β – коэффициент приведения показателей базового варианта к новому.

Текущие затраты при эксплуатации системы охлаждения (базового и нового) определяются по формуле [32]:

$$C = A + \mathcal{Z}_p + \mathcal{Z}_{\text{мо}}, \quad (4.2)$$

где $\mathcal{Z}_a$ – затраты на амортизацию, руб.;

$\mathcal{Z}_p$ – затраты на ремонт, руб.;

$\mathcal{Z}_{\text{мо}}$ – затраты на техническое обслуживание системы, руб.

Годовые амортизационные отчисления рассчитываются с учётом нормы амортизации, ($a_{\text{н}} = 10\%$) и первоначальной стоимости объекта определяются по формуле [32]:

$$A = a_{\text{н}} \mathcal{C}_{\text{омн}} \quad (4.3)$$

Подставляя значения в формулу, получаем амортизационные отчисления для базовой системы [32]:

$$A_{\delta} = a_n C_{\text{отн } \delta} \quad (4.4)$$

$$A_{\delta} = 0,10 \cdot 800000 = 80000 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления нового устройства [32]:

$$A_n = a_n C_{\text{отн } n} \quad (4.5)$$

$$A_n = 0,10 \cdot 880000 = 88000 \text{ руб.}$$

Годовые расходы на ремонт учитывают стоимость заменяемых деталей и определяются как 8 % от первоначальной стоимости объекта, подлежащего ремонту [32]:

$$З_{p\delta} = 0,08 C_{\text{отн } \delta} \quad (4.6)$$

$$З_{pn} = 0,08 C_{\text{отн } n}$$

Подставляя значения в формулу, получаем годовые расходы на ремонт:

$$З_{p\delta} = 0,08 \cdot 800000 = 64000 \text{ руб.}$$

$$З_{pn} = 0,08 \cdot 880000 = 70400 \text{ руб.}$$

Затраты на техническое обслуживание определяются по формуле [32]:

$$З_{mo} = З_{zn} + З_{\delta n} + З_{cc} + З_{nr}, \quad (4.7)$$

где $З_{mo}$ – основная заработная плата рабочих при проведении операции техобслуживания (ТО), руб.;

$З_{\delta n}$ – дополнительная заработная плата рабочих, руб.;

$З_{cc}$ – отчисления на социальное страхование, руб.;

$З_{nr}$ – затраты на накладные расходы, руб.

Основная заработная плата рабочих на операцию ТО определяется по формуле [32]:

$$З_{zn} = P_{cz} З_o / P_p, \quad (4.8)$$

где P_{cz} – среднегодовой пробег ТС, $P_{cz} = 40000$ км;

P_p – пробег до очередного технического обслуживания, для базового транспорта $P_{p\delta} = 25000$ км, для нового транспорта $P_{pn} = 30000$ км;

$З_o$ – основная заработная плата рабочих, приходящаяся на одну операцию ТО, руб.;

Основная заработная плата рабочих, приходящаяся на одну операцию ТО, определяется по формуле [32]:

$$Z_o = T_{опер} C_p, \quad (4.9)$$

где $T_{опер}$ – время проведения операции ТО, для базового транспорта $T_{опер б} = 1,8$ ч, для нового транспорта $T_{опер н} = 2,1$ ч;

C_p – средняя часовая ставка рабочего, $C_p = 64,18$ руб./ ч.

Подставляя значения в формулу получаем:

$$Z_{o б} = 1,8 \cdot 64,18 = 115,52 \text{ руб.}$$

$$Z_{o н} = 2,1 \cdot 64,18 = 134,78 \text{ руб.}$$

Подставляя значения в формулу получаем [32]:

$$Z_{зн б} = \Pi_{сз} Z_{o б} / \Pi_{р б} \quad (4.10)$$

$$Z_{зн б} = 40000 \cdot 115,52 / 25000 = 184,83 \text{ руб.}$$

$$Z_{зн н} = \Pi_{сз} Z_{o н} / \Pi_{р н} \quad (4.11)$$

$$Z_{зн н} = 40000 \cdot 134,78 / 30000 = 179,70 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата рабочих определяется по формуле [32]:

$$Z_{дн} = 0,3 \cdot Z_{зн} \quad (4.12)$$

Подставляя значения в формулу получаем [32]:

$$Z_{дн б} = 0,3 \cdot 308,05 = 92,41 \text{ руб.}$$

$$Z_{дн н} = 0,3 \cdot 269,56 = 80,86 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальное страхование определяются по формуле [32]:

$$Z_{сс} = 0,34 (Z_{зн} + Z_{дн}) \quad (4.13)$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$Z_{сс б} = 0,34 (308,05 + 92,41) = 136,16 \text{ руб.}$$

$$Z_{сс н} = 0,34 (269,56 + 80,86) = 107,92 \text{ руб.}$$

Накладные расходы определяются по формуле:

$$Z_{нр} = 4,5 \cdot Z_{зн}, \quad (4.14)$$

Подставляя значения в формулу получаем:

$$Z_{нр б} = 4,5 \cdot 308,05 = 1386,23 \text{ руб.}$$

$$Z_{нр н} = 4,5 \cdot 259,56 = 1168,02 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу определяем затраты на техническое обслуживание [32]:

$$З_{мо\ б} = З_{зн\ б} + З_{оп\ б} + З_{сс\ б} + З_{нр\ б} \quad (4.15)$$

$$З_{мо\ б} = 184,83 + 92,41 + 136,16 + 1386,23 = 1799 \text{ руб.}$$

$$З_{мо\ н} = З_{зн\ н} + З_{оп\ н} + З_{сс\ н} + З_{нр\ н} \quad (4.16)$$

$$З_{мо\ н} = 179,70 + 80,86 + 107,92 + 1168,02 = 1536 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу определяем текущие затраты при эксплуатации [32]:

$$C_{\bar{o}} = A_{\bar{o}} + З_{p\ \bar{o}} + З_{мо\ \bar{o}} \quad (4.17)$$

$$C_{\bar{o}} = 80000 + 64000 + 1799 = 145799 \text{ руб.}$$

$$C_n = A_n + З_{p\ n} + З_{мо\ n} \quad (4.18)$$

$$C_n = 88000 + 70400 + 1536 = 159936 \text{ руб.}$$

Коэффициент приведения показателей базового и нового вариантов [32]:

$$\beta = \beta_n \beta_t, \quad (4.19)$$

где β_n – коэффициент приведения по пробегу;

β_t – коэффициент приведения по фактору времени.

Коэффициент приведения по пробегу определяется по формуле [32]:

$$\beta_n = П_{к\ n} / П_{к\ \bar{o}}, \quad (4.20)$$

где $П_{к\ n}$, $П_{к\ \bar{o}}$ – пробег до капитального ремонта соответственно базового и нового транспорта, км.

Подставляя значения в формулу получаем:

$$\beta_n = 775000 / 700000 = 1,1$$

Коэффициент приведения по фактору времени определяется по формуле [32]:

$$\beta_t = (1 + E_n)^t, \quad (4.21)$$

где t – период времени, отделяющий год вложения капитальных затрат от года на который они приводятся.

Подставляя значения в формулу, получаем:

$$\beta_t = (1 + 0,15)^1 = 1,15$$

Подставляя полученные значения в формулу, определяем коэффициент приведения показателей базового и нового вариантов:

$$\beta = 1,1 \cdot 1,15 = 1,265$$

Капитальные затраты принимаем равными отпускным ценам на базовый и новый вариант системы:

$$K_{\bar{o}} = C_{отп \bar{o}} = 800000 \text{ руб.}$$

$$K_n = C_{отп n} = 880000 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу определяем годовой экономический эффект эксплуатации модернизированной системы охлаждения:

$$\mathcal{E}_{год} = (145799 + 800000 \cdot 0,15) 1,265 - (159936 + 880000 \cdot 0,15) = 44230 \text{ руб.}$$

4.2 Выводы четвертой главы

Анализируя калькуляцию себестоимости и цены разработанной системы охлаждения можно сделать вывод, что она будет на 80000 руб. дороже базового варианта.

Но экономический эффект применения разработанного устройства составляет 44230 руб. в год. Срок окупаемости системы – 2 года.

Следовательно, производство и эксплуатация разработанной системы охлаждения экономически выгодно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе был разработан проект по модернизации системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 с целью повышения его эффективных показателей.

В результате проведенного анализа состояния вопроса, установлено что температурное состояние деталей цилиндро-поршневой группы дизеля оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего цикла, а следовательно, и на его эффективные показатели, такие как эффективная мощность N_e , крутящий момент M_e , эффективный удельный расход топлива g_e , эффективный КПД η_e . Температурное состояние деталей ЦПГ в значительной степени определяется функционированием системы охлаждения двигателя и степени ее совершенства.

Основными направлениями модернизации современных систем охлаждения являются: создание энергоэффективной системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом, которая позволит регулировать температуру отдельных элементов двигателя (патент RU 2 580 981 C1); повышение эксплуатационной надежности, как двигателя, так и его системы охлаждения (патент RU 2 347 086 C2). Наиболее перспективным решением является устройство системы охлаждения согласно патенту (патент RU 2 347 086 C2). Целью изобретения является повышение эффективности двигателя за счет электронного управления системой и дополнительных подогревателей, ускоряющих нагрев жидкости.

В конструкторской части проекта произведена разработка системы охлаждения дизеля ЯМЗ-534 содержащий электронный блок управления тепловым режимом работы дизеля, электроподогревателем и механическим устройством распределением потоков охлаждающей жидкости. Применение системы на дизеле ЯМЗ-534 позволит поддерживать рабочую температуру двигателя как при низких, так и при высоких температурах окружающей среды, сократить время выхода двигателя на нормальный тепловой режим, что является определяющим фактором для повышения его эффективных

характеристик, уменьшения износа холодного двигателя, а значит его долговечности.

Произведенный в ходе проектирования расчет рабочего процесса базового двигателя позволил определить основные параметры системы охлаждения.

Проведено исследование влияния системы охлаждения двигателя ЯМЗ–534 на его эффективные показатели. Выполнены необходимые расчеты модернизированной системы охлаждения дизеля.

В технологической части проекта проведен анализ технологичности конструкции, разработан первоначальный и окончательный вариант маршрута обработки детали типа втулка, определён тип производства, экономически обоснован выбор оборудования, режущего и мерительного инструмента, рассчитаны режимы резания, технические нормы времени, припуски и межоперационные допуски на размеры детали.

Выполненные исследования позволяют сделать вывод о том, что модернизированная система охлаждения дизеля ЯМЗ–534 повышает эффективные показатели двигателя, такие как мощность, крутящий момент и в некоторых режимах снижается расход топлива.

Экономический эффект применения разработанного устройства составляет 44230 руб. в год.

Следовательно, производство и эксплуатация разработанной системы охлаждения двигателя ЯМЗ-534 экономически выгодно.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев, Г.А. Расчет и конструирование режущего инструмента. / Г.А. Алексеев, В.В. Аршинов, Е.А. Смольников. – М. : Машгиз, 1951. – 346 с.
2. Артёмов И.И. Транспортные машины и транспортно–технологические комплексы. Курсовое и дипломное проектирование: методика и общие требования. / И.И. Артёмов, А. Б. Балакшин, А.А. Грабовский и др.: – Пенза : ПГУ, 2004. – 226 с.
3. Барановский, Ю.В. Справочник Режимы резания. / Ю.В. Барановский. – М. : Машиностроение, 1972. – 258 с.
4. Безгин М. А., Улямаев К. С., Симонова А. А., Левин А. В. Направления совершенствования дизельных двигателей // Молодой ученый. — 2018. — №35. — С. 1–2.
5. Вершинин, Г. А. Методическое пособие по курсам теория рабочих процессов ДВС и динамика ДВС для студентов специальности Т. 05.10.00. / Г. А. Вершинин, Г. Я. Якубенко. – Минск : 2001. – 187 с.
6. Вырубов, Д. М. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности ДВС. – 4–е изд., перераб. и доп. / Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.
7. Горбачевич, А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. Учебное пособие для вузов./ А.Ф. Горбачевич, В.А. Шкред. – 5–издание стереотипное, М. : 1983. – 256 с.
8. Грехов, Л. В Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Макаров. – М. : Легион – Автодата, 2004. – 342 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова / А.С. Орлин, М.Г. Круглов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

10. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ В.Н. Луканин, К.А.Морозов, А.С. Хачиян и др.; Учебник для вузов/ Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высш. шк., 2007. – 479 с.
11. Ефимов, С. И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин. и др. – М. : 1985. – 456 с.
12. Исаченко, В.П. Теплопередача. / В.П. Исаченко, В.А., Осипова А.С. Сукомел. – М. : Энергия, 1975.
13. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высш. школа, 2002. – 496 с.
14. Косилова, А. Г. Справочник технолога –машиностроителя. В 2-х томах / А. Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. – М. : Машиностроение, 1985. – 496 с, ил.
15. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995. – 369 с.
16. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 2. Динамика ДВС: Учеб. /. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995. – 320 с.
17. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. кн. 3. Компьютерный практикум: Учеб. / . Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995. – 255 с.
18. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности ДВС / Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.
19. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И. Ефимов и др. – М. : 1985. – 456 с.

20. Детали машин. Проектирование: Учеб. Пособие. / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобейда. – Мн. : УП «Технопринт», 2001. – 290 с.
21. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. Учебное пособие для вузов./ Горбачевич А.Ф., Шкред В.А. – 5–издание стереотипное.– М. : 1983. – 256 с.
22. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов. / Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др. под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова – 2–е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 432 с.
23. Пат. 2453714 Российская Федерация, МПК6 F01P5/10. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Жуков В.А.; заявитель и патентообладатель Жуков В.А. №2011113338/06, заявл. 06.04.2011; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 20, 2012. - 5 с.
24. Пат. 2580981 Российская Федерация, МПК6 F02B29/04; F01P3/20. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания с наддувом / Вигилд Кристиан Винж, Квикс Ханс Гюнтер; заявитель и патентообладатель Форд Глобал Технолоджис, ЛЛК (US), №2012121587/06 ; заявл. 25.05.2012г.; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 22, 2016. - 10 с.
25. Пат. 2347086 Российская Федерация, МПК6 F01P5/00. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Горин В.И.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава №2007135578/06; заявл. 26.09.2007; опубл. 27.05.2007, Бюл. № 15, 2007. - 6 с.
26. Пат. 2493385 Российская Федерация, МПК6 F01P5/00. Система жидкостного охлаждения тепловой машины / Разуваев А. В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Саратовский государственный технический университет" (СГТУ) №2011145416/06; заявл. 08.11.2011г.; опубл. 20.02.2009г., Бюл. № 18, 2009. - 6 с.

27. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.; Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 106 с.
28. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 96 с.
29. Расчет и проектирование поршневых двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие по курсовому проектированию / Салмин В. В., Жук А. П. – Пенза: ПГУ, 2017. – 154 с.
30. Расчет размерных цепей машин и механизмов. / Дука А. Н. – Киев : Техника, 1969. – 124 с.
31. Салахов Р.Р. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук на тему «Теплообмен в зарубашечном пространстве авиационного поршневого двигателя и разработка адаптивной системы охлаждения с целью улучшения его характеристик на режиме прогрева», 2015.
32. Сергеев И.В. Экономика предприятия. – М.: Финансы и статистика, 1988. – 348 с.
33. Системы впрыска бензиновых двигателей конструкция, расчёт, диагностика. / Учебник для вузов. – М. : Горячая линия – Телеком, 2011. – 552 с.
34. Теория автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов. / Ленин И.М. – М. : Машиностроение, 1969. – 368 с.
35. Теория тепломассообмена. Под ред. А.И. Леонтьева [Текст] / А.И. Леонтьев и др. – М.: Изд_во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 684 с.
36. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Макаров В. А. – М. : Легион – Автодата, 2004. – 342 с.
37. Analysis of engine temperature and energy flow in diesel engine using engine thermal management / Daebong Jung, Jinwoo Yong, Hoimyung Choi, Flanho Song, Kyoungdoug Min // Journal of Mechanical Science and Technology, #27(2), 2013, pp.583

38. Chalgren, Jr, R., and Allen, D., "Light Duty Diesel Advanced Thermal Management," SAE paper No. 2005-01-2020, 2005.
39. Wagner, J.R., Srinivasan, V., Dawson, D.M., and Marotta, E.E., "Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems," SAE Technical Paper 2003-01-0272, 2003

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Технологическая документация