

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

УДК 622.6:621.436.1



Рябко Евгения Владимировна

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ СИЛОВЫХ
ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация

на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Научный руководитель:
д-р техн. наук, доцент
Гутаревич Виктор Олегович

Идентичность всех экземпляров

диссертации **ПОДТВЕРЖДАЮ:**

Ученый секретарь диссертационного

совета Д 01.008.01



Донецк – 2018



И. А. Бершадский

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	12
1.1 Роль транспорта в горной промышленности и особенности его эксплуатации	12
1.2 Условия эксплуатации и требования, предъявляемые к транспортным машинам горной промышленности	16
1.3 Железнодорожный транспорт на открытых горных работах	18
1.4 Анализ проведенных исследований, направленных на продление срока службы крышек цилиндров силовых дизельных установок	22
1.5 Выводы по главе 1	32
Глава 2. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИЛОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН	34
2.1 Факторы, влияющие на техническое состояние дизельных двигателей горно-транспортных машин	34
2.2 Механизм разрушения крышек цилиндров дизелей горно-транспортных машин	41
2.3 Влияние особенностей эксплуатации на преждевременный выход из строя цилиндровых крышек дизелей карьерных тепловозов	46
2.4 Выводы по главе 2	59
Глава 3. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОГНЕВОГО ДНИЩА КРЫШКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ГОРНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ	61
3.1 К вопросу о расчете механических напряжений в огневом днище крышки цилиндров дизеля горно-транспортной машины	61

3.2 Теоретические основы методики расчета температурных полей в огневом днище крышки цилиндра	69
3.3 Разработка математической модели процесса изменения температуры в слоях цилиндровой крышки дизеля горно-транспортной машины.....	76
3.4 Выбор исходных данных для расчета температурных полей в цилиндровой крышке	90
3.5 Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины	99
3.6 Выводы по главе 3.....	114
Глава 4. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО УЛУЧШЕНИЮ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВЫХ КРЫШЕК ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.....	117
4.1 Разработка устройства уменьшения градиента температуры при охлаждении дизельного двигателя после его остановки	117
4.2 Применение дополнительного водяного насоса с целью улучшения циркуляции охлаждающей жидкости в полостях охлаждения цилиндрических крышек силовой дизельной установки	121
4.3 Определение перспективной конструкции дополнительного водяного насоса.....	124
4.4 Выводы по главе 4.....	133
Глава 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА	135
5.1 Обоснование метода оценки адекватности разработанной математической модели измерения температуры в слоях стенки цилиндровой крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины.....	135
5.2 Этапы исследований, оборудование и материалы	137
5.3 Измерение температуры различных слоев огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины	140
5.4 Оценка экономической эффективности	147

5.5 Выводы по главе.....	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	153
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	156
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	170
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Методика расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки горно-транспортной машины	171
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Методика расчета конструкционных параметров перспективного водяного насоса системы охлаждения силовой дизельной установки горно-транспортной машины	190
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Программа расчета адекватности математической модели температурных полей крышки цилиндра силовой дизельной установки.....	210
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Титульные листы разработанных методик расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки и выбора параметров системы охлаждения.....	212
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Документы, подтверждающие использование результатов диссертационной работ	217

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Горная промышленность Донбасса представляет собой сложную отрасль, которая нуждается в повышении эффективности добычи полезных ископаемых. Внедрение нового оборудования и технологий, отвечающих современным требованиям по производительности и качественным характеристикам, позволяет увеличить объемы добычи, а также способствует развитию горнодобывающей промышленности.

В то же время существенное повышение объема добычи невозможно без совершенствования поверхностного и подземного транспорта горных предприятий, который является важнейшей составной частью технологического цикла горнодобывающего предприятия, работающего в сложных горно-технических условиях.

Актуальным направлением исследований являются силовые дизельные установки карьерных тепловозов, большегрузных автосамосвалов, дизель-генераторов буровых установок, а также подземных дизелевозов и подвесных монорельсовых дорог. Силовые дизельные установки, являющиеся составной частью многих горно-транспортных машин, во многом определяют эффективность и безопасность работы горных предприятий.

Степень разработанности темы исследования. Вопросами совершенствования конструкции и улучшения условий эксплуатации горно-транспортных машин занимались следующие ученые: В. Г. Гуляев, А. Б. Ефременков, А. М. Керопян, В. П. Кондрахин, А. П. Кононенко, С. В. Корнеев, Б. А. Кузнецов, В. Б. Малеев, А. А. Ренгевич, А. О. Спиваковский, И. А. Таран, Г. Ш. Хазанович, О. Е. Шабаев, П. С. Шахтарь, И. Г. Штокман, F. Becker, E. Pieczora, J. Rusinek и A. Sladkowski.

Несмотря на значительный объем исследований по повышению эффективности работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин,

обоснованию параметров и улучшению их режимов работы уделено недостаточно внимания.

Проблемам силовых дизельных установок посвящены труды: И. И. Вибе, С. А. Горожанкина, Р. З. Кавтарадзе, А. К. Костина, М. Г. Круглова, Н. С. Маластовского, С. П. Мягкова, А. С. Орлина, И. А. Ролле и Н. Д. Чайнова.

Однако в этих исследованиях не учитываются условия эксплуатации горно-транспортных машин и, особенно, их скоростной режим, а также цикличность работы. Существующие теоретические положения, относящиеся к автомобильному и железнодорожному транспорту, не могут быть использованы в полном объеме, поскольку условия эксплуатации горно-транспортных машин имеют ряд особенностей: наличие плохого состояния рельсового пути, значительные углы наклона (движение груженого состава на подъем при вывозке горной массы из карьера), малые радиусы закруглений, частые остановки подвижного состава, вызванные технологическими стоянками, большое количество стрелочных переводов и съездов.

Большинство проведенных исследований охватывает конструктивные особенности горно-транспортных машин, и, как следствие, повышение надежности достигается за счет изменения их конструкции или применяемых материалов. Учитывая количество силовых дизельных установок, находящихся в эксплуатации, вопрос улучшения режимов работы должен быть решен с использованием комплекса мероприятий, реализация которого возможна без существенного изменения конструкции.

Цель и задачи исследований. Цель работы – повышение эффективности силовой дизельной установки за счет улучшения режимов работы, обоснования их параметров, применения комплекса мероприятий, направленных на снижение температурной напряженности дизельных двигателей горно-транспортных машин для тяжелых условий эксплуатации.

Для достижения цели поставлены и решены следующие **задачи**:

1. Определить факторы, влияющие на выход из строя цилиндропоршневой группы с целью предупреждения причин отказов, а также устано-

вить зависимости между особенностями эксплуатации, климатическими условиями, техническим состоянием, типом горно-транспортной машины и конструктивными особенностями силовых дизельных установок.

2. Разработать математическую модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра при различных режимах работы дизельного двигателя горно-транспортной машины.

3. Провести имитационное компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины и выполнить сравнение конструкционных материалов крышек цилиндров дизельного двигателя.

4. Разработать мероприятия по усовершенствованию системы охлаждения дизельного двигателя и улучшению условий работы цилиндро-поршневой группы горно-транспортной машины.

5. Провести экспериментальные исследования, подтверждающие достоверность теоретических положений и определить экономическую эффективность научно-практических результатов.

Идея работы заключается в улучшении условий эксплуатации силовых дизельных установок в результате применения комплекса мероприятий, выбора температурных параметров и режимов работы, соответствующих конкретным условиям эксплуатации.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются процессы, протекающие в крышках цилиндров силовых дизельных установок, которые формируются во время работы, а предметом – функциональная связь между конструктивными особенностями, температурными режимами и параметрами дизелей карьерных, рудничных локомотивов с учетом условий их эксплуатации.

Научная новизна полученных результатов заключается в следующем:

- впервые выявлено, что наименее надежным узлом из систем дизельного двигателя горно-транспортной машины является цилиндро-поршневая группа, на долю которой приходится до 40...50% отказов. Причем наибольшее количе-

ство отказов из всех деталей цилиндро-поршневой группы соответствует крышкам цилиндров, показатель которых достигает 39%. Определено влияние режимов работы и особенности эксплуатации на показатели безотказности цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки;

- впервые установлены вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров горно-транспортных машин с учетом условий их эксплуатации. Выявлено, что с достаточной для инженерных расчетов точностью и в соответствии с критерием Колмогорова, наработка на отказ крышек цилиндров дизельных двигателей в анализируемых предприятиях описывается законом Вейбулла. При этом средняя вероятность отказа одной крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины в течение 30 суток составляет 8 %;

- дальнейшее развитие получила математическая модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра в нестационарном режиме прогрева дизеля горно-транспортной машины, которая позволяет учитывать средний коэффициент теплоотдачи в течение цикла, а также градиент температур, изменяющийся во времени. В результате установлено, что снижение температуры огневого днища с 300°C до 250°C позволяет уменьшить возникающие напряжения на 24% и за счет этого повысить срок службы крышки.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость заключается в решении научно-практической задачи, направленной на улучшение условий работы крышек цилиндров дизельного двигателя на основании математической модели, учитывающей процесс изменения температуры в слоях огневого днища цилиндрической крышки с учетом оценки особенностей эксплуатации горно-транспортной машины.

Практическое значение полученных результатов:

- определены факторы, оказывающие наибольшее влияние на долговечность деталей цилиндро-поршневой группы дизеля горно-транспортной маши-

ны, учет которых позволит улучшить условия эксплуатации крышек цилиндров;

- разработано устройство, позволяющее снизить влияние градиента температур в крышках цилиндров в постостановочный период силовой дизельной установки;

- усовершенствована система охлаждения дизеля горно-транспортной машины и рекомендован дополнительный водяной насос с рациональными параметрами деталей проточной части и уплотнений, что позволяет сократить время прогрева силовой установки, а также уменьшить влияние явления поверхностного кипения в полостях охлаждения крышки цилиндров при больших нагрузках или после резкой остановки дизельного двигателя и за счет этого улучшить условия эксплуатации.

Методология и методы исследования. Методологической основой диссертационной работы являются общепhilosophические и общенаучные методы познания явлений и процессов, используемых в технических, а также прикладных науках. Для решения поставленных задач использованы: системный подход; метод численного решения задач нестационарной теплопроводности; метод элементарных балансов; имитационное компьютерное моделирование и метод конечных элементов.

Теоретической базой исследования силовых дизельных установок являлись научные труды отечественных и зарубежных авторов, посвященные проблемам создания различных видов горнодобывающих и транспортных машин, а также дизельных двигателей.

Положения, выносимые на защиту:

- вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров с учетом их условий эксплуатации, что позволяет уточнить надежные характеристики силовой дизельной установки горно-транспортной машины и спрогнозировать возникновение отказов в крышках цилиндров;

- теоретические зависимости, характеризующие процесс изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя гор-

но-транспортной машины с учетом среднего коэффициента теплоотдачи в течение цикла и градиента температур, изменяющегося во времени, что позволило разработать способы улучшения режимов их работы с учетом влияния особенностей эксплуатации путем усовершенствования гидродинамических параметров циркуляции охлаждающей жидкости. При этом уменьшение энергозатрат в системе охлаждения достигается до 8 %.

Степень достоверности и апробация результатов. Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается анализом статистических данных выходов из строя узлов дизелей горно-транспортных машин с различными условиями эксплуатации; корректностью формулировки математического описания задачи; данными, полученными при имитационном моделировании в компьютерной среде с применением современного программного обеспечения; данными экспериментальных исследований, процентное отклонение которых составило 9 %.

Основные положения диссертационной работы апробированы на научно-технических конференциях ДонИЖТ (г. Донецк, 2010 г., 2015 г.); международных научно-технических конференциях: «Наука и образование транспорту» (СамГУПС, г. Самара, 2013 г.); «Транспорт: наука, образование, производство» («Транспорт – 2017») (РГУПС, г. Ростов-на-Дону, 2017 г.); «Современные тенденции и инновации в науке и производстве» (КузГТУ, г. Междуреченск, 2018 г.); «Инновационные перспективы Донбасса» (ДонНТУ, г. Донецк, 2018 г.); «Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов» в рамках XXV международной специализированной выставки технологий горных разработок «Уголь России и Майнинг» (СибГИУ, г. Новокузнецк, 2018 г.), а также X Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых «Россия Молодая» (КузГТУ, г. Кемерово, 2018 г.).

Личный вклад соискателя заключается в обосновании идеи работы и ее реализации, цели и задач работы, в выборе методов и направлений исследований, выполнении теоретических, аналитических и экспериментальных исследо-

ваний, разработке положений и методических рекомендаций по использованию результатов работы, а также их внедрению.

Основные положения и результаты диссертации, полученные автором, доведены до уровня методических и практических разработок, направленных на улучшение эксплуатационных свойств силовых дизельных установок. Подтверждением практического значения полученных результатов является использование «Комсомольским рудоуправлением» методики расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки горно-транспортной машины, а также методики расчета конструктивных параметров водяного насоса системы охлаждения силовой дизельной установки горно-транспортной машины.

Основные результаты работы переданы ГП «Донецкая железная дорога» в виде вышеназванных методик, а также технических предложений по улучшению условий работы крышек цилиндров силовых дизельных установок. Годовой экономический эффект от внедрения мероприятий по улучшению условий работы крышек цилиндров дизельных двигателей на одну установку составил 41,0 тыс. р. в год.

Полученные в ходе выполнения диссертационных исследований результаты использованы ДонНТУ в учебном процессе для студентов по специальности «Горное дело», специализаций «Горные машины и оборудование» и «Транспортные системы горного производства», а также ДонИЖТ – по специальности «Подвижной состав железных дорог».

Основные положения диссертации опубликованы в 17 научных работах, в том числе: 9 статей в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, а также 8 публикаций материалов и тезисов на международных конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа содержит 222 страницы машинописного текста и состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы из 136 источников на 14 страницах и 5 приложений на 52 страницах. Основной текст, изложенный на 155 страницах, иллюстрируется 61 рисунком и содержит 13 таблиц.

Глава 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящей главе рассмотрена транспортная система горной промышленности, предназначенная для перевозки полезных ископаемых, вспомогательных грузов и персонала. Выполнен анализ исследований, посвященных проблеме продления ресурса крышек цилиндров силовых дизельных установок. Изучение научных работ по данной тематике позволило определить основные направления исследования по разработке комплекса мероприятий, позволяющих улучшить условия эксплуатации цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки горно-транспортной машины.

1.1 Роль транспорта в горной промышленности и особенности его эксплуатации

Транспортная система горного предприятия представляет собой комплекс взаимосвязанных транспортных устройств. Техническими средствами, осуществляющие данные операции, являются транспортные машины и оборудование, подразделяющиеся на внутренние и внешние в зависимости от категорий выполнения работ и условий эксплуатации [1].

Особое место среди горно-транспортных машин занимают силовые установки. Одним из актуальных направлений исследований являются силовые дизельные установки дизелевозов, карьерных тепловозов, большегрузных автосамосвалов, транспортных машин горных районов, дизель-генераторы буровых установок.

Вопросами совершенствования конструкции и улучшения условий эксплуатации горно-транспортных машин посвящено достаточное количество работ. Проблемами горных и горно-транспортных машин занимались следующие

ученые: Васильев К. А., Гуляев В. Г., Керопян А. М., Кондрахин В. П., Кононенко А. П., Кузнецов Б. А., Малеев В. Б., Ренгевич А. А., Спиваковский А. О., Таран И. А., Шабаетов О. Е., Шахтарь П. С., Штокман И. Г., Becker F., Pieczora E., Rusinek J. и Sladkowski A.

Эксплуатация горно-транспортных машин осуществляется в специфически сложных условиях: повышенные углы наклона транспортных средств горных территорий, используемых для перемещения людей и грузов; при ведении открытых и подземных горных работ, замкнутость пространства, взрывоопасность рудничной атмосферы, запыленность горных выработок, наличие агрессивных подземных вод [2-4]. Перечисленные особенности приводят к преждевременному выходу из строя силовой установки, в частности дизельного двигателя.

Перспективными и автономными машинами являются дизелевозы, которые не нуждаются в электрификации пути, преобразовательных и зарядных подстанциях. Основные преимущества дизельного двигателя: уменьшение капитальных затрат (зарядные камеры, замена аккумуляторных батарей) и эксплуатационных расходов; максимальная автономность локомотива; уменьшение сцепного веса и габаритов машины; увеличение мощности; повышение производительности труда [5-7]. Однако существуют и недостатки горно-транспортных машин с дизельным двигателем, а именно: конструктивная сложность, квалифицированное обслуживание, загрязнение рудничной атмосферы, усиление вентиляции откаточных выработок. За рубежом (Чехия, Словакия, Германия, США) дизельные установки нашли широкое применение в угольных шахтах [8]. Основными импортерами локомотивов с дизельной установкой являются международные компании: Ferrit (Чехия), Becker, Sharf (Германия), а также отечественные производители: ОАО «Дружковский машиностроительный завод», ОАО «Александровский машиностроительный завод», «Ясногорский машиностроительный завод» [9-13].

Основное преимущество – автономность силовой дизельной установки, возможность длительной транспортировки на большие расстояния, при необходимости наращивание рельсового пути.

Приведен общий вид дизельного двигателя горно-транспортной машины, состоящего из блока цилиндров (рисунок 1.1), в котором размещается цилиндро-поршневая группа (шатун, поршень, втулка, крышка цилиндров или головка блока). Также дизельный двигатель имеет ряд вспомогательных систем: топливная система, масляная системы, система охлаждения.

На угольных шахтах основной вид подземного транспорта – локомотивный (рисунок 1.2, 1.3) и конвейерный, на рудных шахтах – локомотивный, самоходный, скреперный и гравитационный. На поверхности используются все виды транспорта.

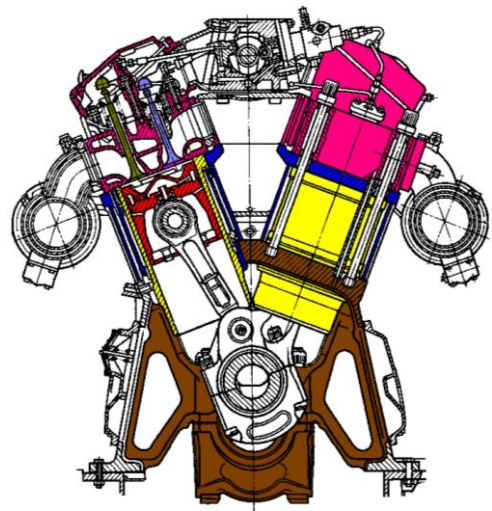


Рисунок 1.1 – Силовая дизельная установка горно-транспортной машины

По принципу действия можно выделить следующую классификацию шахтного транспорта: внутренний (локомотивный, конвейерный, канатный, гидравлический, скреперный, пневматический, монорельсовый, самоходный, гравитационный) и внешний (железнодорожный, автомобильный, канатно-подвесной, конвейерный).

На горных предприятиях к транспортным машинам и оборудованию предъявляются жесткие требования, так как они эксплуатируются в чрезвычайно тяжелых условиях. На классификацию горного транспорта влияет способ транспортировки, тип тяговых элементов, принцип действия силового привода, продолжительность работы и так далее. Составными звеньями горного транспорта является: шахтный транспорт, транспорт на обогатительных, брикетных и агломерационных фабриках, транспорт на карьерах.

*а**б*

Рисунок 1.2 – Шахтный дизельный подвешной локомотив «Ferrit» [8]:

а – общий вид; *б* – дизельный двигатель Zetor



Рисунок 1.3 – Шахтный дизельный подвешной локомотив «Becker» [9]

К шахтному транспорту относится подземный транспорт (с определенными условиями эксплуатации – забойный, участковый, магистральный, шахтный подъем), транспорт поверхности (от стволов до пунктов погрузки в средства внешнего транспорта), внешний транспорт (от шахты к потребителю).

Главными составляющими транспорта на обогатительных, брикетных и агломерационных фабриках являются:

- приемные устройства (прием сырья, доставка его средствами внешнего транспорта или по внутренним железнодорожным путям);
- внутрифабричный транспорт (внутрицеховой и межцеховой), который является неотъемлемой частью производственного комплекса;
- погрузочные устройства и склады для готовой продукции, где осуществляется хранение до отправки к потребителю;
- узлы примыкания к внешнему транспорту (соединение производства с базой сырья и с потребителями готовой продукции).

При разработке месторождений полезных ископаемых на открытых выемочных пространствах основными являются грузопотоки вскрышных пород.

Транспорт на карьерах подразделяется на следующие категории:

- внутрикарьерный транспорт представляет собой транспорт от вскрышных и добычных экскаваторов до подножия наклонных выездных траншей;
- подъемный (траншейный) транспорт – транспорт из карьера на поверхность;
- транспорт на поверхности карьера [14].

1.2 Условия эксплуатации и требования, предъявляемые к транспортным машинам горной промышленности

Транспортные машины на горных предприятиях работают в тяжелых условиях, которые необходимо учитывать при их конструировании и эксплуатации.

Общие требования, предъявляемые к транспортным машинам и оборудованию:

- обеспечение заданных технических показателей по производительности;
- расстояние транспортирования и угол наклона;
- соответствие характеристик транспортных установок и технологического оборудования при совместной эксплуатации;
- высокие экономические показатели;
- эксплуатационная безопасность;
- повышенная надежность работы;
- возможность автоматизации конструкции транспортных установок и агрегатов и последующее централизованное управление.

Особые условия эксплуатации присущи и для подземного транспорта:

- ограниченность рабочего пространства;
- необходимость ремонта или передвижки транспортного оборудования в зависимости от перемещения фронта горных работ;
- внезапные перегрузки, превышающие номинальные;
- работа во взрывоопасной среде;
- абразивность при транспортировке;
- повышенная влажность среды, химическая активность вод;
- наклонная установка некоторых машин.

К транспортным машинам и оборудованию предъявляются требования минимума габаритов, веса и легкости монтажа, повышенной надежности, прочности, износостойкости, взрывобезопасности, обеспечения смазки при наклонной установке машин и агрегатов.

Следует отметить особые условия эксплуатации карьерного транспорта: большие грузопотоки (мощное и тяжелое оборудование); воздействие климатических условий (по периодам года) на эксплуатацию и территориальное размещение объекта; преодоление подъемов для транспортировки горной массы на поверхность; необходимость перемещения транспортного оборудования, пунктов погрузки и разгрузки.

Из вышесказанного предъявляются требования обеспечения заданного грузооборота с возможной меньшей трудоемкостью и большей экономично-

стью за счет механизации и автоматизации процессов по обслуживанию машин и оборудования (ремонт, монтаж), приспособленности оборудования к работе в определенных условиях (низкие и высокие температуры, дождь, снег, ветер).

Особые условия эксплуатации присущи транспорту на обогатительных, брикетных и агломерационных фабриках: большой объем грузопотоков; стационарная установка технологического и транспортного оборудования; тяжёлые и чрезвычайно тяжелые условия эксплуатации; запыленность и взрывоопасность среды.

В связи с этим предъявляются требования комплексной механизации и автоматизации работы машин и оборудования для поддержания необходимого технологического режима; снижения уровня трудоемкости; устойчивости работы при различных температурах; взрывобезопасности [14].

1.3 Железнодорожный транспорт на открытых горных работах

Основным видом транспорта на открытых выемочных пространствах является железнодорожный (рисунок 1.4) – один из наиболее надежных, бесперебойных, экономичных и экологических видов транспорта, работающий в различных климатических условиях.



Рисунок 1.4 – Железнодорожный транспорт на открытых выемочных пространствах [15]

В горной промышленности эксплуатируется специальный тяговый подвижной состав – рудничные и карьерные локомотивы, тяговые агрегаты. Основным типом рудничных и карьерных локомотивов является электровоз, но на определенных участках, где невозможна электрификация, достаточно широко применяются тепловозы.

Тепловозная тяга на карьерах предпочтительней электрической при достаточно неглубоких горизонтах либо при тяговых плечах малой протяженности. При доставке руды из карьера используются преимущественно две схемы (рисунок 1.5, 1.6).



Рисунок 1.5 – Схемы доставки руды с дробильно-перегрузочными пунктами



Рисунок 1.6 – Схема доставки руды с дробильно-перегрузочными фабриками

Необходимо учитывать следующие особенности локомотивной тяги для карьеров, когда порожние думпкары необходимо перемещать до пунктов погрузки по рельсовому пути с максимальным уклоном вниз, а груженные – обратно вверх. Во время спуска по уклону горно-транспортная машина работает на минимальных оборотах в тормозном режиме или режиме холостого хода, а поэтому рабочая температура снижается. Во время движения на подъем, когда из карьера вывозится горная масса, дизельный двигатель работает в номинальном режиме и, как правило, с максимальными оборотами. При этом на него

воздействуют такие факторы, как сезонность (температура окружающей среды), угол наклона и напряженность работы (частые остановки), и поэтому дизельный двигатель не редко перегревается.

На открытых выемочных пространствах предъявляются особые требования к карьерным локомотивам, являющиеся главным звеном технологического процесса по транспортировке полезных ископаемых от карьера на обогатительную фабрику или же к потребителю, а также в отвал.

Развитие горной промышленности способствует углублению месторождений полезных ископаемых, при этом изменяя условия эксплуатации карьерного железнодорожного транспорта. Это связано, в первую очередь, с транспортировкой больших объемов горной массы.

Карьерный железнодорожный транспорт используется в широком диапазоне изменения объемов перевозки от 20 до 100 млн. т/год. Расстояние тяговых плеч – 5-10 км и более; радиусы кривых достигают 80...100 м [16].

Железнодорожные пути карьеров имеют повышенные углы подъема рельсов до 60 ‰ (3,43°), а также значительную протяженность кривых участков. Радиусы кривых рельсовых путей находятся в пределах от 100 до 200 м (редко 300 м), минимальная величина составляет 40...60 м. Преимущественно на горных предприятиях протяженность кривых участков радиусом менее 350 м составляет приблизительно половину всей длины карьерных путей [16, 17].

Карьерный железнодорожный транспорт имеет ряд особенностей, отличающих его от транспорта общего пользования [18]:

- пункты погрузки и разгрузки постоянно меняют свое местоположение, следуя за фронтом горных работ, что требует периодического перемещения транспортных коммуникаций и оборудования (железнодорожных путей, автодорог, конвейеров);

- для карьерных транспортных средств прерывного действия (железнодорожный, автомобильный и др.) свойственны операции погрузки, движения с грузом, разгрузки и обратного порожнего движения;

- путь перемещения из карьера характеризуется наличием большого уклона;

- совместное использование горного и транспортного оборудования (экскаваторов и подвижного состава) требует взаимного согласования параметров того и другого.

Расходы на транспортные средства и дополнительные операции составляют 45 % от общих расходов на выемку из карьера открытым способом, при больших глубинах залегания – 65...70 % [19].

Проблематикой транспортирования горной массы занимались такие ученые: А. В. Андреев, В. В. Ржевский, А. О. Спиваковский, Е. Ф. Шешко, и многие другие [19-23].

Комплексное исследование вопросов транспортирования горной массы на глубоких карьерах были проведены М. Г. Новожиловым [24, 25]. Кроме того, решению задач карьерного транспорта посвящены труды М. В. Васильева, П. Э. Зуркова, М. Г. Потапова, Ю. П. Посохова, Хохрякова В. С. [19, 26-29].

Вопросам исследования шахтных и рудничных локомотивов посвящены работы С. А. Волотковского, Б. А. Кузнецова, Н. С. Полякова, А. А. Ренгевича, П. С. Шахтаря, В. Г. Шорина [30-34].

Проведенный анализ транспортных средств горной промышленности свидетельствует о различных условиях эксплуатации, которые характеризуются типом добычи полезных ископаемых.

Общей особенностью всего горного транспорта является наличие силовой установки. Наряду с электрическими тяговыми агрегатами широко применяется автономный транспорт с первичной силовой установкой – дизельным двигателем.

В настоящее время силовые дизельные установки находят все большее применение среди горно-транспортных машин. Дизельные установки используются на шахтных локомотивах, экскаваторах, карьерных тепловозах, автосамосвалах, буровых установках, подвесных монорельсовых дорогах. Дизель-генераторы широко распространены на железнодорожном транспорте откры-

тых выработок, дизель-генераторные установки применяются также на буровых установках для бурения глубоких скважин.

Дизельный привод, по сравнению с аккумуляторным, имеет следующие преимущества:

- повышенная производительность труда;
- мощность дизельного привода выше при равных габаритах;
- независимость тяговых усилий от времени работы в течение смены;
- максимальная автономность горно-транспортной машины;
- нет необходимости замены и зарядки аккумуляторных батарей;
- снижение эксплуатационных расходов и капитальных затрат на тягу.

Общим преимуществом дизельных силовых установок всех горных машин, по сравнению с электрическими приводами, является автономность и возможность длительной транспортировки (перемещений) на большие расстояния. Наряду с преимуществами присутствует также и недостатки, основным из которых является наличие вредных веществ в отработавших газах силовых дизельных установок [35].

Учитывая вышеизложенное, актуальным является вопрос улучшения режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин.

1.4 Анализ проведенных исследований, направленных на продление срока службы крышек цилиндров силовых дизельных установок

Одной из важнейших задач горной промышленности является надежная работа автономной тяговой единицы. Безотказная работа силовой установки зависит, прежде всего, от правильной эксплуатации, технического обслуживания и исправности деталей цилиндрико-поршневой группы. Детали цилиндрико-поршневой группы являются наиболее нагруженными частями силового дизельного привода, вследствие чего испытывают влияние повреждающих факторов. В зоне повышенных температур и механических нагрузок находится ци-

линдровая крышка (головка цилиндра) – сложная по конструкции и нагруженная деталь цилиндрического комплекта [36].

Проведено множество исследований, связанных с повышением ресурса крышек цилиндров и изучением сложных процессов, протекающих в них. Решению данной проблемы посвящены труды таких ученых, как В. В. Грачев, Р. А. Дульнев, В. С. Зарубин, М. Заорски, Н. С. Маластовский, С. П. Мягков, В. Б. Орлов, А. А. Палов, Р. М. Рафиков, Г. Б. Розенблит, И. А. Ролле, М. А. Сальников, И. В. Станкевич, Б. С. Стефановский, Н. Д. Чайнов и многие другие.

В работе И. А. Ролле приведено, что основной причиной выхода из строя крышки цилиндра является особенность ее конструкции. Нарушение технологии изготовления, ремонта и режимов эксплуатации достаточно легко идентифицировать, поэтому данное направление не получило дальнейшего развития [37]. Одной из основных задач данной работы является исследование теплового состояния крышек цилиндров дизельной силовой установки при различной степени его форсирования и подготовка исходных данных для расчета напряженного состояния. Экспериментальным путем получены данные для расчета граничных условий со стороны рабочих газов, со стороны полости охлаждения, во впускных и выпускных каналах крышек цилиндров. Расчет теплового потока и распределения температур для огневых днищ крышек цилиндров осуществлялся в зависимости от материала, толщины и степени форсирования. Для исследования были взяты образцы из серого чугуна СЧ35, высокопрочного чугуна ВЧ50, алюминиевых сплавов АК-4 и АЛ25. По итогам экспериментальных исследований было установлено, что наибольшая неравномерность температур прослеживается в крышках цилиндров из высокопрочного чугуна. Межклапанная перемычка выпускных клапанов имеет максимальную температуру независимо от материала крышки, что свидетельствует об уязвимости данной зоны и необходимости поисков решения для предотвращения возникновения механизма разрушения. Установлено, что огневое днище из алюминиевых сплавов имеет температуру на 50...60% ниже, чем у чугунных, вследствие чего и темп ро-

ста температур значительно отличается. Установлено, что при использовании материалов алюминиевых сплавов существенным недостатком является повышенный отвод теплоты, который составляет 11...15% по сравнению с чугуном, что значительно влияет на индикаторный КПД дизельной установки [37].

Автором рассматриваемой диссертации были изучены реологические свойства материалов крышек цилиндра. При температурных нагрузках в материале крышке происходят пластические деформирования и релаксация напряжений, которые обеспечивают упрочнение под названием эффект Баушингера. Автором проведены экспериментальные исследования по изучению данного эффекта, влияющего на остаточные растягивающие напряжения – основу разрушающего фактора цилиндровой крышки. Изменение предела прочности материала при растяжении является основным критерием долговечности крышки цилиндра. Частые циклические изменения температур исчерпывают ресурс материала, вследствие чего снижается предел его прочности, уменьшая при этом долговечность самой крышки.

Моделирование полей термических напряжений цилиндрических крышек в работе [37] производилось при помощи программного пакета CosmosWorks. Приведенные результаты расчетов долговечности крышек цилиндров в работе И. А. Ролле позволяют оценить их срок службы в зависимости от материала изготовления. Автором сделан вывод, что наибольшей долговечностью обладает алюминиевый сплав, как материал для изготовления цилиндрических крышек. Это объясняется тем, что, кроме предела прочности и остаточных напряжений, большое влияние оказывает пластичность материала. За счет пластической деформации, происходящей в «холодной» части цикла, протекает процесс «обратного упрочнения».

В сравнении с алюминиевым сплавом, цилиндрическая крышка, выполненная из серого чугуна, обладает наибольшей неравномерностью температур и низкой пластичностью, что значительно сокращает ее ресурс [37].

Следует также отметить, что в работе предлагается совершенствование режимов обкатки дизелей после его постройки или ремонта. Как известно,

упрочнение материала достигается за счет «тренировок» для повышения релаксационной стойкости и снижения остаточных напряжений. Автором предложены схемы режимов обкаток, учитывающие приспособляемость материалов к повторным тепловым нагрузениям в зависимости от уровня форсирования и механических свойств материала.

Следует отметить, что у автора в работе отсутствует учет особенностей эксплуатации дизельных двигателей. Предложенная модель позволяет выявить лишь влияние материала и геометрии конструкции на напряженное состояние крышки цилиндра, а также определить ее опасное сечение.

Целесообразным является учет ряда факторов, которые отражают условия эксплуатации горно-транспортных машин, что позволит улучшить адекватность модели и комплексно подойти к разработке мероприятий по улучшению условий эксплуатации крышек цилиндров силовой дизельной установки.

В работе С. П. Мягкова [38] запас долговечности ресурса крышки цилиндра представляет собой отношение числа циклов до разрушения к числу циклов, которые выдерживает конструкция в эксплуатации с заданным сроком службы ($n_d = N_{пр} / N_p$). Для определения ресурса крышки необходима обобщенная методика, включающая расчет остаточных напряжений на различных этапах эксплуатации и проектирования.

Существенное снижение температур наиболее нагретых участков цилиндрической крышки достигается путем сверления каналов охлаждения. Данная методика эффективна, но технологический процесс изготовления цилиндрических крышек требует кардинальных изменений.

Как известно, серийное производство по получению крышек цилиндров использует наиболее приемлемый способ – способ отливки, который имеет ограничения по выбору материала. Оптимальными по технологическим свойствам являются серые (СЧ) и высокопрочные чугуны (ВЧ) с шаровидной формой графита, обладающие прочностными характеристиками и термоусталостными свойствами. Сталь, как материал для крышки цилиндра, не применяется в серийном производстве, так как отливка требует последующих сварочных опе-

раций, которые требуют дополнительной термообработки для устранения концентраторов напряжения.

Автором рассмотрены технологии получения композиционных материалов и жаростойких алюминиевых сплавов, которые имеют положительные характеристики литья, пластические свойства, показатели теплопроводности, но не применимы для изготовления цилиндрических крышек из-за отсутствия экспериментальных исследований, подтверждающих безотказную работу во время эксплуатации.

Предложен автором способ нанесения теплоизоляционных покрытий на детали цилиндро-поршневой группы. Используются окислы и карбиды металлов, пирокерамика с помощью плазменного или газоплазменного методов. Известны также методы натуральных экспериментов на работающем двигателе и физическое моделирование, которое представляет собой проведение экспериментов на модели в лабораторных условиях. Однако недостатком является трудоемкость и дороговизна процесса, связанная с применением современного метрологического оборудования, погрешность, присущая рабочим процессам.

В работе [38] описываются статические модельные установки, позволяющие исследовать теплоотдачу в систему охлаждения, поля напряжений и деформаций, влияние конструкции детали. Они подразделяются на: тепловые, механические и комбинированные. Имитация тепловых нагрузок находится на этапе развития, требующая дальнейших исследований для получения достоверных данных, близких к действительным. В эксплуатации же применяются динамические модельные установки.

В рассмотренной работе решение задачи теплопроводности и термоупругости крышек цилиндров осуществляется с помощью численного метода, метода конечных элементов.

Следует отметить, что в работе недостаточно внимания уделяется циклической неупругой температурно-временной постановке, которая значительно влияет на проведение расчетов.

Для определения остаточных напряжений в цилиндрических крышках автор использовал метод, который требует извлечения партии крышек цилиндров из эксплуатации для их дальнейшей разрезки. Данный метод невозможно применить к конструкции, которую проектируют и совершенствуют, а также является сложным и дорогостоящим процессом.

С. П. Мягков, изучив все методы оценки долговечности крышек цилиндров, пришел к выводу, что теоретические исследования данного вопроса мало применяются на практике. Следует также отметить, что большую роль играют эксплуатационные условия, несоблюдение которых приводит к резкому снижению эффективности работы силовой установки, и как следствие к уменьшению срока службы крышек цилиндров.

В диссертации описывается две математические модели. Первая – сложная модель для оценки остаточных напряжений, которая основана на построении трехмерной конечно-элементной модели крышки цилиндра. Вторая является упрощенной моделью межклапанной перемычки, позволяющая выявить остаточные напряжения на разных этапах эксплуатации конструкции. Адекватность модели позволяет применять ее на практике и использовать полученные данные для анализа долговечности конструкции [38].

В работе С. П. Мягкова для того, чтобы определить долговечность крышки цилиндра, необходимо:

- изучить эксплуатационные условия работы;
- задать типы нагрузки;
- рассмотреть, если возможно, модель разрушения;
- определить количество циклов основного вида нагружения;
- провести необходимые испытания конструкционного материала для выявления стойкости к нагрузкам;
- рассчитать предел выносливости.

Определение количества циклов остаточных напряжений в крышках цилиндра является достаточно сложным процессом, поэтому для получения необходимых данных использовался метод хронометрирования. Для того, чтобы

подсчитать количество циклов нагружения, используются данные хронометража, полученные на конкретном режиме работы дизеля. Выбирается отрезок пути, где производится регистрация параметров нагрузки. После обработки диаграмм методом полных циклов или методом «дождя» производится подсчет числа циклов тепловых нагружений в крышке цилиндра.

Недостатком метода снятия необходимых параметров является отсутствие систем диагностик (в отечественном производстве), устанавливаемые непосредственно на энергетическую установку, для получения сведений об изменении мощности машины в эксплуатации и теплового состояния узлов в камере сгорания. Рассмотренные методы подсчета числа циклов тепловых нагружений не позволяют учесть образование микротрещин в цилиндрической крышке, которые в дальнейшем при смене температурных режимов получают развитие в сквозные трещины.

В работе С. П. Мягкова недостаточно уделено внимание материалу изготовления цилиндрических крышек, а именно, чугуна, для которого необходимы проведения экспериментальных исследований для получения данных в условиях статической и переменной нагрузок. Не менее важным вопросом является изучение температурных напряжений на холостом ходу дизеля, который мало рассмотрен автором в работе.

Еще одним автором, Н. С. Маластовским [39], разработана методика расчета температурных полей крышек цилиндров с локальными граничными условиями со стороны охлаждения.

Для того, чтобы снизить тепловые и механические нагрузки в работе [39] используются следующие методы:

- использование закаленного чугуна с изотермическим превращением;
- улучшение рабочих характеристик движения жидкости в полости охлаждения;
- применение покрытий с теплоизоляцией;
- внедрение составной конструкции;

– использование специальных вставок для отвода теплоты от огневой поверхности крышки цилиндра.

Опытным путем было выявлено, что контролировать тепловой режим возможно с помощью организации движения жидкости в системе охлаждения.

Автор использовал аддитивный подход для расчёта тепловых граничных условий в виде двух независимых задач: определение конвективной составляющей и составляющей, определяемой кипением жидкости.

Для оценки циркуляции жидкости Н. С. Маластовский выделяет характерные зоны в полости крышки цилиндра. В исследованиях использовался метод взвешенных частиц. При фотосъемке твердые полистироловые шарики с белой матовой поверхностью оставляли следы, перемещаясь в различных зонах охлаждения крышки цилиндра. С помощью замеров рассчитывались горизонтальные составляющие скорости потока. Используя комплексы численного моделирования, возможно, определить распределение скорости жидкости в системе охлаждения.

Предложенная в работе математическая модель определяет плотность теплового потока в зависимости от температуры перегрева, что позволяет исследовать процесс кипения жидкости в полостях охлаждения цилиндрической крышки. В ходе эксперимента жидкость подавалась в охлаждающую полость с помощью вертикального и горизонтального подвода с использованием специальных пробок-заглушек с направляющими каналами. Установлено, что вертикальный подвод жидкости способствует росту вихрей и образованию застойных зон. Изменяя направление подвода жидкости, можно достичь необходимых гидродинамических параметров, что и делает автор в рассматриваемой работе.

Наиболее напряженными зонами крышки цилиндра являются межклапанная перемычка и район стакана форсунки, где происходит процесс кипения жидкости. Автором выявлено, что перераспределяя жидкость изменением направления подвода можно снизить температуру на поверхности в среднем на 10 °С.

Обосновано, что оптимизация конструкции цилиндрических крышек на стадии проектирования позволит снизить максимальные температуры, выравнивая тем самым тепловую нагрузку в огневом днище. Предложенная методика в работе [39] направлена на повышение долговечности крышек цилиндров исключительно вновь проектируемого дизельного двигателя со средней и малой мощностью. Учитывая характерные особенности работы и количество эксплуатируемых машин, рассмотренные методы не позволяют решить задачу продления срока службы крышек цилиндров в эксплуатации.

Проведенный анализ факторов, влияющих на техническое состояние цилиндро-поршневой группы, свидетельствует о том, что долговечность крышек цилиндров в большей степени зависит от эффективности работы системы охлаждения. Для того чтобы улучшить показатели системы охлаждения необходимо определить гидродинамические параметры течения охлаждающей жидкости (локальные скорости и направление потока).

В работе А. А. Павлова [40] проведен ряд исследований, посвященный данному вопросу. Так как процесс получения параметров достаточно трудоемкий, автор использовал метод моделирования гидродинамических параметров течения охлаждающей жидкости, позволяющий внести весомые аргументы в процесс проектирования деталей силовых установок.

Авторы [41, 42], изучающие данное направление, используют одну и ту же методику. Определение коэффициента теплоотдачи зависит от величины среднерасходной скорости, которую, в свою очередь, рассчитывают по расходу жидкости, проходящую через полость охлаждения, и эквивалентному диаметру. Данные параметры позволяют только установить усредненные по поверхности коэффициенты теплоотдачи. Б. С. Стефановским и А. Л. Новенниковым было предложено рассматривать именно локальные особенности теплообмена, которые непосредственно влияют на температурное распределение.

Предполагается, что жидкость в полости охлаждения турбулентная, так как существуют зоны обратного течения, что доказывает вихревой характер охлаждающей жидкости.

В работе А. А. Павлова применяются численные методы расчета. Но решение уравнения Лапласа для потенциального течения жидкости имеет существенный недостаток – рост погрешности расчета, требующий доработки и дальнейших исследований.

Еще одним важным параметром является потокораспределение между полостями охлаждения. Для этого автор предлагает усовершенствовать метод расчета сложных гидравлических цепей путем применения метода графов, который основывается на первом и втором законе Кирхгофа. Методика совершенствуется за счет величины коэффициента гидравлического сопротивления, который определяют с помощью расчетов в численном исследовании гидродинамических параметров. Упрощение методики составления графов и нумерации узлов облегчает технологию расчетов.

Согласно исследованиям [40] необходимо чтобы в полостях охлаждения отсутствовали застойные зоны. Установлено, что при изменении геометрии полости охлаждения, устраняются застойные зоны, увеличивается скорость потока, вследствие чего снижаются температуры в крышке цилиндра.

Следует отметить, что в работах [43-44] не проводится анализ работы во время эксплуатации. Изменение геометрии полостей охлаждения крышек цилиндров неприменимо ввиду существенного изменения конструкции и больших капиталовложений. Актуальным вопросом в данном направлении является модернизация системы охлаждения дизеля, которая позволит учитывать их эксплуатационные особенности [45].

Вопрос долговечности цилиндрических крышек рассматривался еще одним автором [46]. В своей работе Р. М. Рафиков предлагает повысить усталостную прочность нагруженных деталей путем применения технологического метода поверхностного пластического деформирования, который основывается на увеличении числа циклов нагружения до начала зарождения усталостных трещин. Процесс повышения твердости с последующим уменьшением шероховатости на поверхности металла обеспечивает уменьшение скорости развития микротрещин в теле крышки.

Однако недостатком данной методики является снижение эксплуатационных свойств конструкции крышек цилиндров с последующей непригодностью для термообработки в случае несоблюдения режимов гидродробеструйных упрочнений (явление перенаклепа).

Обзор опубликованных работ позволяет использовать сведения, полученные как экспериментальным путем, так и основанные на теоретических предположениях и гипотезах, которые можно применить в дальнейших исследованиях, направленных на улучшение режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин. Отмеченные преимущества и недостатки в рассмотренных работах способствуют совершенствованию не только конструктивных параметров цилиндрических крышек, но и комплекса мероприятий, направленных на улучшение условий эксплуатации горно-транспортной машины в целом.

На сегодняшний день только силовые дизельные установки способны обеспечить работу монорельсовым и напочвенным дорогам с углами наклона свыше 25 градусов. Поэтому исследование тепловой напряженности крышек цилиндров силовой дизельной установки и способов ее уменьшения является достаточно актуальным.

1.5 Выводы по главе 1

В настоящее время силовая дизельная установка все чаще применяется среди горно-транспортных машин, поэтому особую актуальность имеют исследования, направленные на улучшение режимов его работы во время эксплуатации.

Проведен анализ публикаций, который позволил определить основные направления исследования проблемы улучшения условий эксплуатации цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки горно-транспортной машины. Было выявлено, что полученные теоретические исследования мало при-

меняются на практике ввиду отсутствия экспериментальных исследований по данной тематике.

На основании вышеизложенного и достижения ранее указанной цели, а именно, повышение эффективности силовой дизельной установки за счет улучшения режимов работы, обоснования их параметров, применения комплекса мероприятий, направленных на снижение температурной напряженности дизельных двигателей горно-транспортных машин для тяжелых условий эксплуатации, необходимо сформулировать последующие задачи исследований:

- определить факторы, влияющие на выход из строя цилиндро-поршневой группы с целью предупреждения причин отказов, а также установить зависимости между особенностями эксплуатации, климатическими условиями, техническим состоянием, типом горно-транспортной машины и конструктивными особенностями силовых дизельных установок;

- разработать математическую модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра при различных режимах работы дизеля горно-транспортной машины;

- провести имитационное компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины и выполнить сравнение конструкционных материалов крышек цилиндров дизельного двигателя;

- разработать мероприятия по усовершенствованию системы охлаждения дизельного двигателя и улучшению условий работы цилиндро-поршневой группы горно-транспортной машины;

- провести экспериментальные исследования, подтверждающие достоверность теоретических положений, и оценить экономический эффект.

Глава 2

АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИЛОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В данной главе выявлены факторы, оказывающие наибольшее влияние на работоспособность силовых дизельных установок горно-транспортных машин. Рассмотрен механизм разрушения крышек цилиндров дизельных двигателей. Проведен анализ отказов элементов дизельных двигателей горно-транспортных машин. Для объективной оценки состояния вопроса исследовано влияние особенностей эксплуатации на выход из строя цилиндрических крышек силовых дизельных установок карьерных тепловозов. Полученные исследования отражены в публикациях автора диссертационной работы [47-49, 91, 92, 96].

2.1 Факторы, влияющие на техническое состояние дизельных двигателей горно-транспортных машин

Безотказная работа силовой дизельной установки горно-транспортной машины зависит от надежности цилиндрических крышек, которые испытывают большие нагрузки от температуры и давления газов. Высокий уровень остаточных напряжений возникает из-за значительного перепада температур между краями и центральной частью, вследствие чего возникают трещины в межклапанных перемычках (рисунок 2.1, 2.2). Образование разгарных трещин на поясах гнезд выпускных клапанов (рисунок 2.3) ниже и выше плавающих седел объясняется действием рабочих газов, которые движутся с высокой скоростью и температурой по зазорам между телом крышки и седлом выпускного клапана, а также нарушение целостности верхнего слоя металла путем разрыва или прогара, показанного на рисунке 2.4. Реже встречаются разрушения цилиндрической крышки в районе отверстия под форсунку (рисунок 2.5).

Сетка разгарных трещин является концентратором напряжений, способствующих возникновению сквозных термических трещин.

На рассмотренный механизм разрушения крышек цилиндров дизельного двигателя оказывает влияние множество факторов, главные из которых необходимо определить и детально проанализировать [47-48]. Для удобства факторы можно выделить в две основные группы: конструкционные и эксплуатационные, которые делятся на ряд подгрупп.

К конструкционным факторам относятся: воздействие рабочих газов (давление газов, образование нагара), термомеханические свойства материала, которые подразделяются на конструкционные особенности (механические свойства материалов, типы чугунов, толщину огневого днища, дефекты производства) и теплонапряженность.

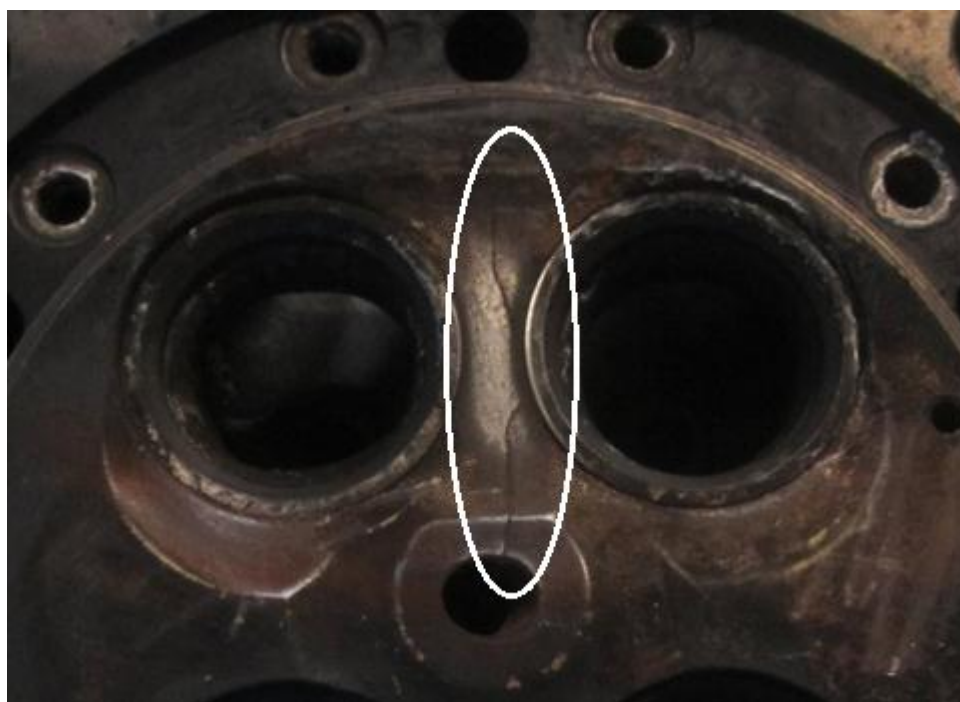


Рисунок 2.1 – Продольная трещина межклапанной перемычки цилиндровой крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины



Рисунок 2.2 – Поперечная трещина межклапанной перемычки цилиндровой крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины



Рисунок 2.3 – Разрушение межклапанной перемычки и трещина на седле выпускного клапана цилиндровой крышки дизельного двигателя



Рисунок 2.4 – Прогар межклапанной перемычки крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины



Рисунок 2.5 – Разрушение цилиндровой крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины в районе отверстия под форсунку

Эксплуатационные факторы подразделяются на такие подгруппы: температурный режим (сезонные колебания температуры, температура окружающей среды, градиент температур), техническое состояние топливной системы (топливных насосов высокого давления, форсунок, качество топлива), техническое состояние водяной системы (температура охлаждающей жидкости, работа водяного насоса, исправность системы автоматического регулирования температуры, нарушение теплообмена, температура наддувочного воздуха, химический состав охлаждающей жидкости), условия эксплуатации (нарушение режимов эксплуатации, человеческий фактор), технология ремонта (человеческий фактор, брак ремонта), система диагностики [49].

Некоторые факторы оказывают большее влияние на условия эксплуатации крышек цилиндров силовой дизельной установки и требуют более детального рассмотрения:

– влияние теплового напряжения (резкое повышение температуры газов при горении топлива неизбежно ведет к нагреванию поверхностного слоя цилиндрической крышки). Процесс нагревания металла приводит к его расширению, которое наблюдается в поверхностных слоях крышки цилиндра. Параллельно с этим происходит процесс расширения газов, при выталкивании которых происходит резкое снижение температуры. Данный процесс сопровождается наличием конвективного и лучистого теплообмена со стороны газов. В процессе интенсивного сгорания доля лучистой составляющей теплового потока приближается до 40%. В зависимости от нагрузки на дизельный привод теплообмен со стороны охлаждения может осуществляться в режиме вынужденной конвекции или же поверхностного кипения [50-52];

– влияние температуры окружающей среды на температуру крышки цилиндров. В ряде работ [53-56] авторы исследовали влияние повышенных температур окружающего воздуха на тепловое состояние крышек цилиндров транспортных дизелей. Повышение температуры окружающего воздуха вызывает рост температур в стенках деталей цилиндрической группы, вследствие чего наблюдается рост температуры газов и уменьшение коэффициента

избытка воздуха. Данная зависимость носит линейный характер. Увеличение температуры окружающего воздуха вызывает увеличение температуры в межклапанных перемычках цилиндровой крышки;

– техническое состояние системы охлаждения горно-транспортных машин. Данная система играет важную роль в работе дизельного двигателя и контролирует температурные параметры. Засоренность секций холодильников и каналов охлаждающей системы ведет к нарушению циркуляции воды, тем самым ухудшая теплоотвод от дизеля и его составных частей;

– скорость протекания охлаждающей жидкости через полости охлаждения цилиндрических крышек. При малых нагрузках теплообмен в полостях охлаждения осуществляется в режиме вынужденной конвекции, вследствие чего коэффициент теплоотдачи напрямую зависит от расхода охлаждающей жидкости. Теплообмен при средних нагрузках и близких к номинальным протекает в режиме поверхностного кипения [57-58];

– химический состав охлаждающей жидкости;

– исправность работы системы автоматического регулирования температуры. Разрегулировка и выход из строя приборов автоматики существенно влияет на процесс охлаждения дизельного привода;

– влияние человеческого фактора. В некоторых случаях возможно влияние человеческого фактора на систему охлаждения;

– брак при изготовлении или недостаточном контроле проверки крышек цилиндров на заводе-производителе;

– неудовлетворительное техническое состояние топливной системы.

Особое внимание следует уделить тепловой напряженности транспортных дизелей при переходных процессах, которая зависит от всех перечисленных факторов [59-64].

Наибольшее влияние на надежность деталей цилиндро-поршневой группы дизельных двигателей горно-транспортных машин оказывают переходные процессы, которые сопровождаются следующими характерными особенностями [65, 66]:

- при недостаточно прогретых стенках цилиндра-поршневой группы увеличивается задержка воспламенения;
- при прогреве дизеля имеют место температурные напряжения и соответствующая деформация головки поршня с крышкой цилиндра;
- при резком переходе дизельного двигателя с холостого хода на номинальный режим отмечается значительное превышение температурных напряжений узлов камеры сгорания, свойственных номинальному режиму. Эта величина больше на 15% по сравнению с их значениями после окончательного прогрева дизеля;
- во время пуска дизельного двигателя механические напряжения на 17 % превышают напряжения при установившемся режиме;
- предварительный прогрев дизельной установки способствует снижению максимального давления сгорания P_z в первых пусковых циклах, быстрой стабилизации работы системы смазки, что в совокупности обеспечивает снижение изнашивания деталей цилиндра-поршневой группы;
- после длительной стоянки целесообразно предусматривать постепенное нагружение дизельного двигателя до полной нагрузки с целью уменьшения влияния температурных напряжений;
- после остановки дизельного двигателя плавное снижение и выравнивание температур нагруженных деталей цилиндра-поршневой группы достигается только при продолжении прокачки через дизель воды и масла;
- практически через несколько секунд после начала переходного процесса тепловоспринимающая поверхность деталей, ограничивающих камеру сгорания, имеет температуру, близкую к температуре конечного установившегося режима; при последующем прогреве деталей стабилизируется их напряженно-деформированное состояние.

Перечисленные факторы оказывают значительное влияние на техническое состояние крышек цилиндров силовой дизельной установки горно-транспортной машины и их преждевременный выход из строя. Научно обосновано

ванный, комплексный подход по разработке мероприятий позволит существенно снизить влияние приведенных факторов.

2.2 Механизм разрушения крышек цилиндров дизелей горно-транспортных машин

Разрушение крышек цилиндров дизельной установки большинство авторов объясняют явлением усталостного разрушения [67-71]. При этом, как правило, указывая на наличие процессов пластической деформации, но, не рассматривая особенность (механизм) разрушения.

Явление разрушения объясняется образованием микроскопических надрывов в металле при каждом цикле изменения напряжения в нём. При этом зарождение надрывов может быть связано с образованием микротрещин, которые возникают в поверхностных слоях металлического изделия в процессе затвердевания после получения отливки. Такие первоначальные надрывы (микротрещины) могут образовываться и при циклическом изменении температуры металла, которое имеет место при изменении температуры в деталях цилиндропоршневой группы дизельного двигателя горно-транспортной машины. При этом вероятность образования первоначальных микротрещин тем выше, чем меньше пластичность металла. Крышки цилиндров изготавливаются, как правило, из серого или высокопрочного чугуна [72]. Чугун по сравнению с остальными сплавами имеет существенно меньшую пластичность [73-76].

Образование микротрещин цилиндрической крышки может происходить следующим образом. При нагревании металл крышки неизбежно расширяется. Расширение металла приводит к формированию напряжений сжатия. При этом напряжения формируются по осям плоскости огневого днища (оси X-Y); по оси Z, перпендикулярной к плоскости огневого днища, напряжения отсутствуют или в основном отсутствуют, поскольку плоскости днища не имеют ограничения для перемещений. По этой причине деформирование будет происходить в

основном по оси Z. По осям X-Y деформирование будет происходить постольку, поскольку позволят ограничения плоскости огневого днища (в местах крепления крышки цилиндра). После выпуска продуктов сгорания и подачи в цилиндр заряда свежего воздуха внутренняя поверхность охлаждается, напряжения сжатия ослабевают. Такие напряжения формируются, в первую очередь, в поверхностном слое металла.

Согласно теории материаловедения [77] пластическая деформация неизбежно связана с нарушением первоначальной структуры металла; происходит разрушение отдельных зёрен, в зёрнах происходят сдвиговые деформации; в кристаллических решетках отдельных фаз возникают дефекты кристаллических решёток. За счёт нарушения структуры металла в нём формируются внутренние напряжения, благодаря чему осуществляется упрочнение металла. Теория материаловедения при этом утверждает, что в процессе описанного упрочнения металла неизбежно снижается его пластичность [78].

Практически все исследователи, занимающиеся изучением причин разрушения крышек цилиндров, указывают, что в огневом днище возникают именно пластические деформации и происходит упрочнение металла, но нет сведений о том, что упрочнение металла сопровождается снижением его пластичности.

При охлаждении поверхности крышки цилиндра после её нагрева, возникающие напряжения растяжения могут превзойти предел текучести, и тогда в поверхностном слое крышки могут появляться надрывы-микротрещины [79]. Такие микротрещины будут появляться, прежде всего, по границам зёрен в металле, на которых накапливаются неметаллические включения, которые представляют собой сульфиды металлов, вызывающие охрупчивание материала в горячем состоянии – явление красноломкости, а также фосфиды металлов, вызывающие охрупчивание в холодном состоянии – явление хладоломкости.

Первоначальные микротрещины в металле могут оставаться от его предварительной обработки, в том числе после обработки резанием. После появления первых микротрещин при циклических сменах напряжений сжатия и рас-

тяжения происходит постепенное развитие микротрещин. Механизм их развития заключается в следующем. При повторном процессе охлаждения и возникновении в металле напряжений растяжения в корне микротрещины происходит концентрация напряжений и эти напряжения, учитывая наличие пластической деформации, упрочнения металла и снижения его пластичности могут превзойти предел текучести, что способствует возникновению микроскопически небольшого надрыва, который увеличивает рост микротрещины. Таким образом, рост трещины будет происходить с увеличением циклов нагревания-охлаждения.

Следует подчеркнуть, что из-за явления концентраций напряжений в корне трещин, упрочнения металла за счёт пластической деформации и снижения его пластичности, развитие трещин будет происходить при напряжениях существенно более низких пределов текучести.

В работах, которые рассматривают процессы разрушения крышек цилиндров, указывается, что основной причиной их разрушения является пластическая деформация металла. При этом влияние давления продуктов сгорания, которое также имеет циклический характер, считается пренебрежимо малым. С указанными авторами можно согласиться в том, что величина пластической деформации, возникающая при нагревании и охлаждении металла, мало зависит от давления газов и незначительных прогибов крышки цилиндров под действием этого давления [80, 81]. Однако развитие трещин и незначительные прогибы могут вызвать дополнительные напряжения в корне трещины.

На рисунке 2.6 показано, что условная линия прогиба цилиндровой крышки соответствует пунктирной линии, следовательно, растягивающие усилия будут прилагаться не к поверхности h , а к поверхности h_1 и будут усиливать развитие трещин. При этом, чем больше размер этих трещин, тем большее влияние на их развитие будет оказывать прогиб, вызванный давлением газов в цилиндре. В настоящее время количественное влияние этого фактора не изучено.

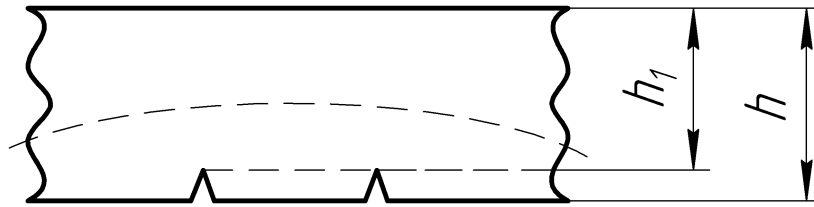


Рисунок 2.6 – К механизму влияния прогиба крышки цилиндра дизельного двигателя на увеличение напряжений в корне трещин

Таким образом, основной причиной разрушения крышек цилиндров является влияние температурных напряжений в процессе циклического нагревания-охлаждения. При пластической деформации, наряду с процессом упрочнения металла, происходит снижение его пластичности, а при развитии трещин в их корне происходит концентрация напряжений (степень концентрации напряжений при этом тем выше, чем меньше радиус закругления в корне трещины).

Структура металла крышки цилиндров силовой дизельной установки неоднородна. При нагружении на границах неоднородностей появляются деформации сдвига, что является причиной зарождения микротрещин. Под действием знакопеременных нагрузок микротрещины увеличиваются и объединяются в одну, вследствие чего происходит внезапное разрушение. Признаками разрушения является наличие двух зон: гладкой и зернистой (зона окончательного излома), а также зоны, где линейные размеры детали практически не меняются.

Среди факторов, влияющих на образование трещин в крышках цилиндров, следует отметить следующие: число циклов нагружений; коэффициент асимметрии цикла ($R_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$) концентрация напряжений у концентраторов (впускные и выпускные отверстия в цилиндрической крышке); шероховатости и неровности поверхности крышки цилиндров; усилия затяжки болтов.

Карьерный тепловоз как минимум 2 раза за сутки подвергается остановке дизельного двигателя в начале и конце рабочей смены, длительность которой 10...11 часов, также возможны остановки при отсутствии работы. При этом необходимо учитывать проведение ТО-2 в течение 2,5 часов раз в 3 суток, ТО-3

в течение 8 часов – один раз в 30 суток, согласно регламенту проведения технического обслуживания [82, 83].

Диапазон температур рабочих газов в силовой дизельной установке составляет от 40 до 1500 °С [84], температура охлаждающей жидкости не ниже + 10 °С при остановленном дизельном двигателе, во время эксплуатации 60...95 °С в зависимости от режима работы. Частота рабочих циклов в дизельном двигателе определяется частотой вращения коленчатого вала, которая в среднем составляет $2,5 \cdot 10^4$ циклов за час. Среднее количество циклов изменения температуры охлаждающей жидкости дизельной силовой установки зависит от режимов ее работы и может составлять до 32 раз за сутки, температурный диапазон при этом изменяется в пределах от 50 до 95 °С. Вследствие колебания температуры охлаждающей жидкости происходит нагружение крышки цилиндра температурными напряжениями. Средняя частота таких нагружений, в зависимости от условий эксплуатации, может составлять до 11680 раз в год. Кроме того, необходимо отметить, что горно-транспортные машины, эксплуатируемые в подземных условиях, имеют более нагруженный режим работы и, как правило, остановка дизельного двигателя осуществляется несколько раз за смену, продолжительность которой составляет 6...7 часов. Общее число циклов нагружения от действия температурных напряжений и рабочих газов может достигать $2,5 \cdot 10^8$ в год [85, 86, 87].

Из приведённого анализа механизма разрушения крышек цилиндров следует, что улучшение условий эксплуатации цилиндрических крышек можно добиться путём уменьшения градиента температур. При нормальном тепловом состоянии разница температур охлаждающей жидкости на входе и выходе из дизельного двигателя должна составлять 5...10 °С. Уменьшение знакопеременных усилий в поверхностных слоях металла снизит скорость развития трещин и соответственно улучшит условия эксплуатации крышек цилиндров.

Способы снижения градиентов температур в крышке цилиндров дизельного привода горно-транспортной машины рассмотрены в 4-й главе диссертации.

2.3 Влияние особенностей эксплуатации на преждевременный выход из строя цилиндрических крышек дизелей карьерных тепловозов

Бесперебойная работа дизельного двигателя карьерного тепловоза зависит, прежде всего, от правильной эксплуатации, технического обслуживания и исправности деталей цилиндрической группы [84, 88]. В зоне повышенных температур и механических нагрузок находится цилиндрическая крышка (головка блока) – сложная по конструкции и нагруженная деталь цилиндрической группы.

При решении задач теплопроводности и термоупругости крышек цилиндров дизельной установки применяются различные аналитические методы, которые позволяют оценить ее тепловую напряженность. Однако в большинстве случаев математические модели не учитывают влияние эксплуатационных факторов [89-90].

Для получения объективной оценки причин отказов крышек цилиндров дизельных двигателей карьерных тепловозов был проведен анализ статистических данных с различными условиями эксплуатации. На основании полученных данных об отказах элементов дизельного двигателя в период с 2010-2014 гг. можно сделать вывод, что наименее надежным узлом из систем дизельного двигателя является цилиндрическая группа. На её долю приходится до 40...50 % отказов дизелей (рисунок 2.7). Анализ выхода из строя цилиндрической группы в период с 2010-2014 гг., свидетельствует о том, что порядка 40% повреждений приходится на крышки цилиндров (рисунок 2.8).

Для объективной оценки причин выхода из строя цилиндрических крышек был проведен анализ статистических данных отказов дизельных двигателей с легкими условиями работы (рисунок 2.9).

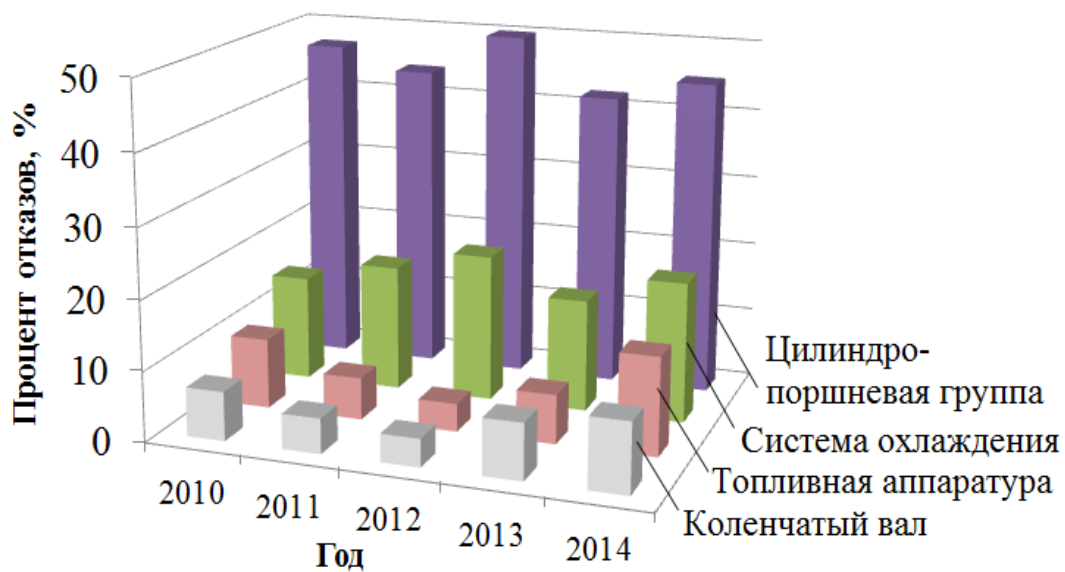


Рисунок 2.7 – Распределение неисправностей узлов дизельного двигателя горно-транспортной машины

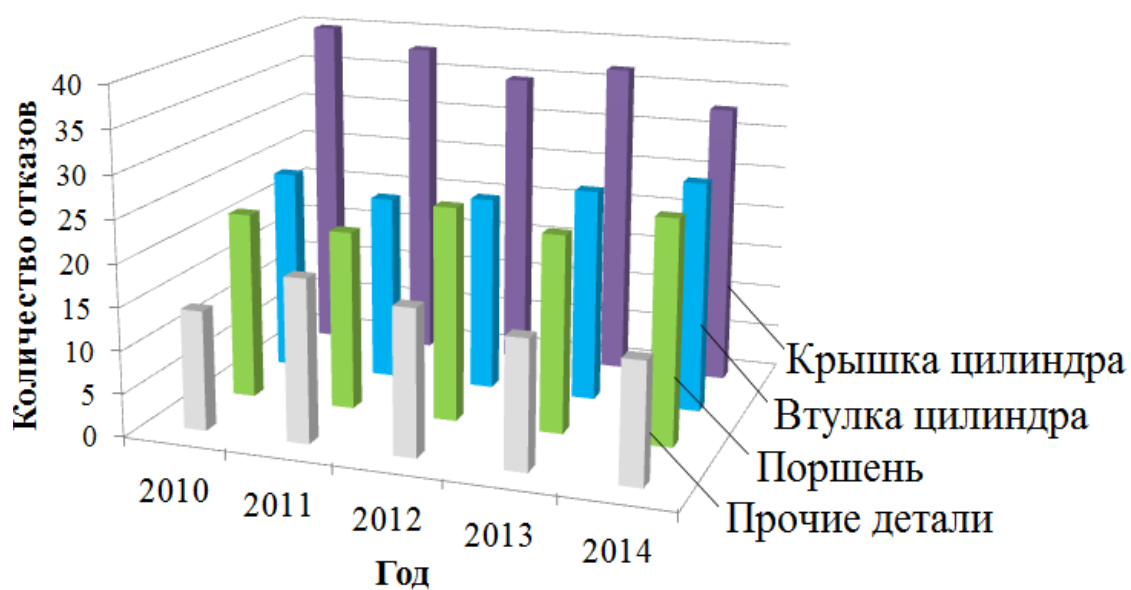


Рисунок 2.8 – Распределение неисправностей деталей цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки

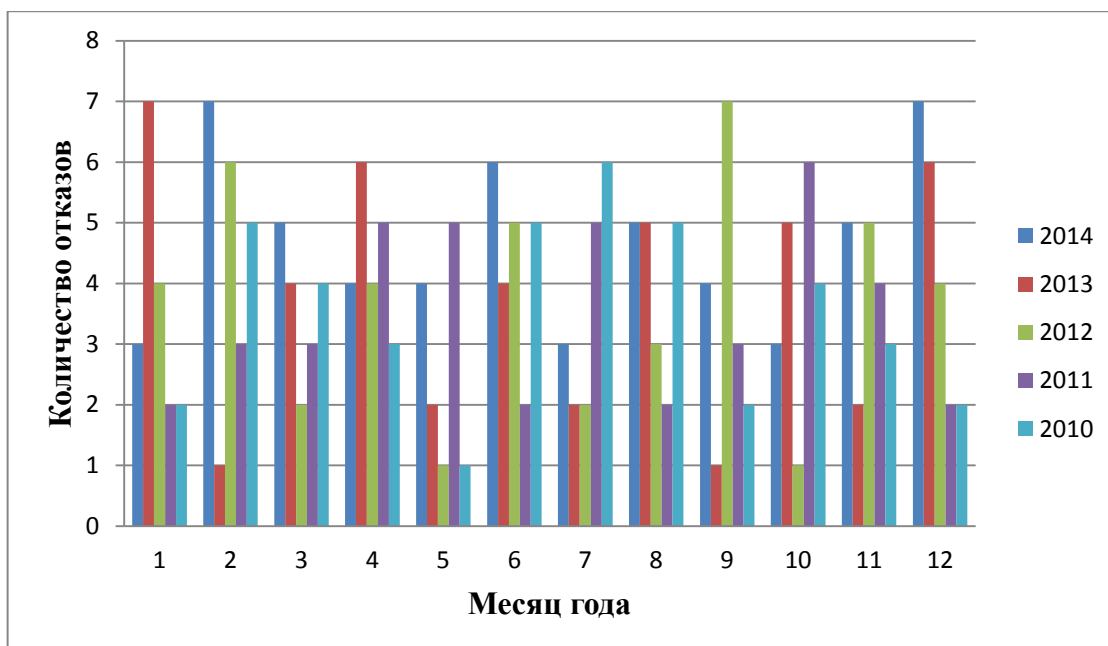


Рисунок 2.9 – Статистика отказов крышек цилиндров дизельных двигателей с легкими условиями эксплуатации

Для более достоверной оценки влияния условий эксплуатации на крышки цилиндров силовой дизельной установки был проведен дополнительный анализ отказов дизельных двигателей со средней напряженностью работы (рисунок 2.10) и на промышленном предприятии с тяжелыми условиями работы, где эксплуатируются тепловозы ТЭМ7, работающие в условиях карьерно-вывозной работы (рисунок 2.11).

Проанализировав гистограмму, представленную на рисунке 2.11, можно сделать вывод, что наибольшее число отказов крышек цилиндров происходит в летний период. Можно предположить, что данный аспект обусловлен повышением температуры окружающей среды и повышением производственных нагрузок, что влечет за собой перегрев дизельного двигателя [91].

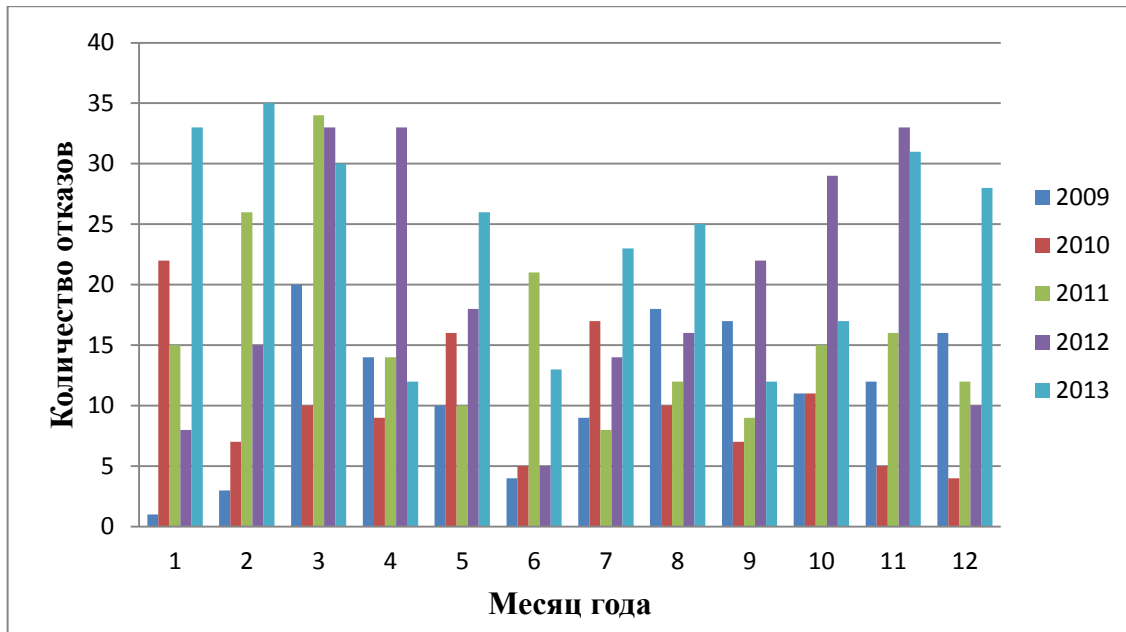


Рисунок 2.10 – Статистика отказов крышек цилиндров дизельных двигателей со средней напряженностью работы

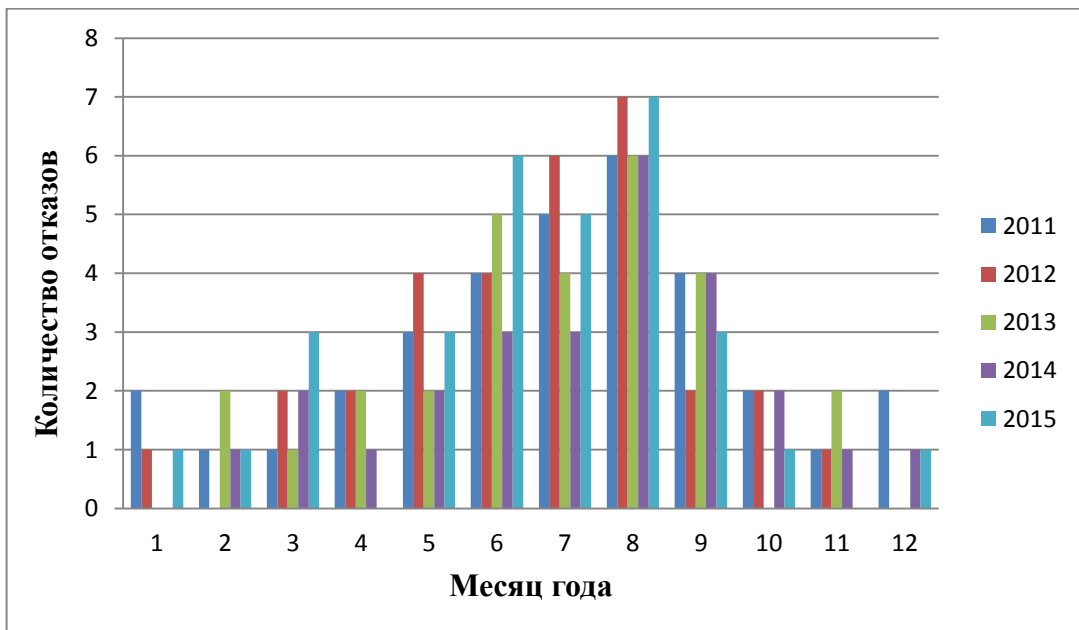


Рисунок 2.11 – Статистика отказов крышек цилиндров дизельных двигателей с тяжелыми условиями работы

Для подтверждения гипотез были рассчитаны средние значения отказов, приведенных на рисунках 2.12, 2.13 и 2.14.

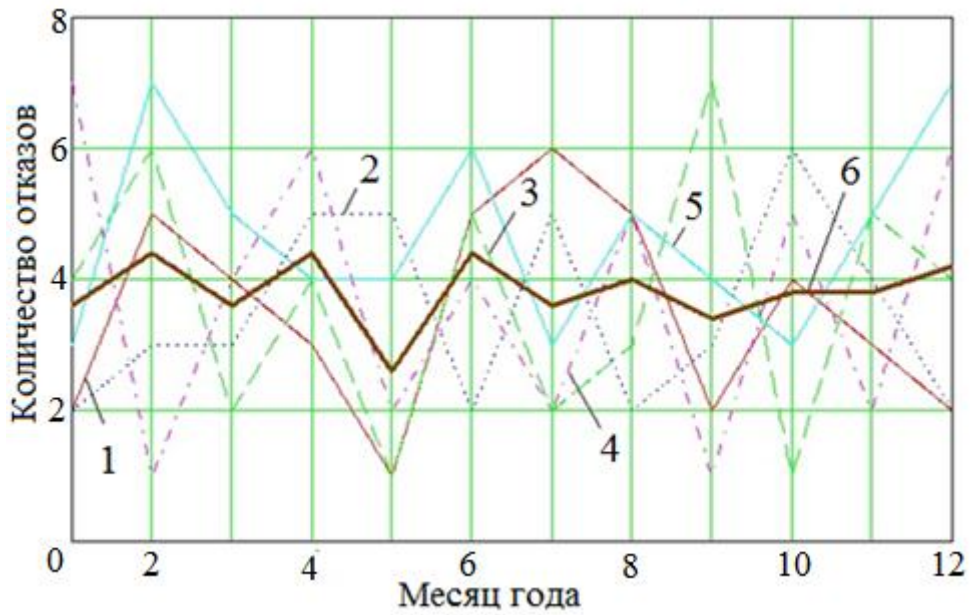


Рисунок 2.12 – Диаграмма статистических данных отказов крышек цилиндров дизельных двигателей с легкими условиями работы за:
 1 – 2010; 2 – 2011; 3 – 2012; 4 – 2013; 5 – 2014;
 6 – среднее значение за 2010-2014 гг.

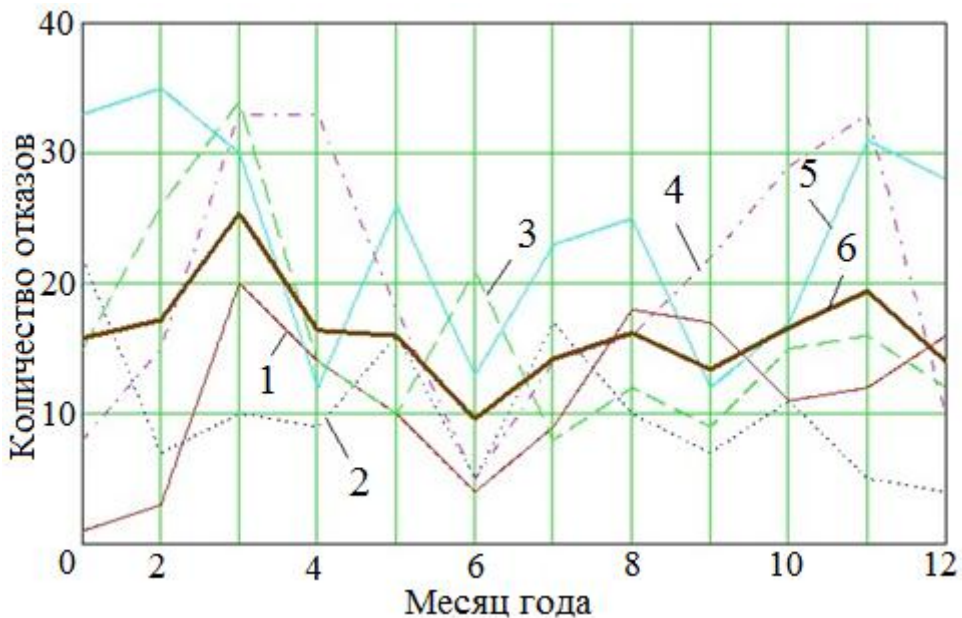


Рисунок 2.13 – Диаграмма статистических данных отказов крышек цилиндров дизельных двигателей со средней напряженностью работы за:
 1 – 2009; 2 – 2010; 3 – 2011; 4 – 2012; 5 – 2013;
 6 – среднее значение за 2009-2013 гг.

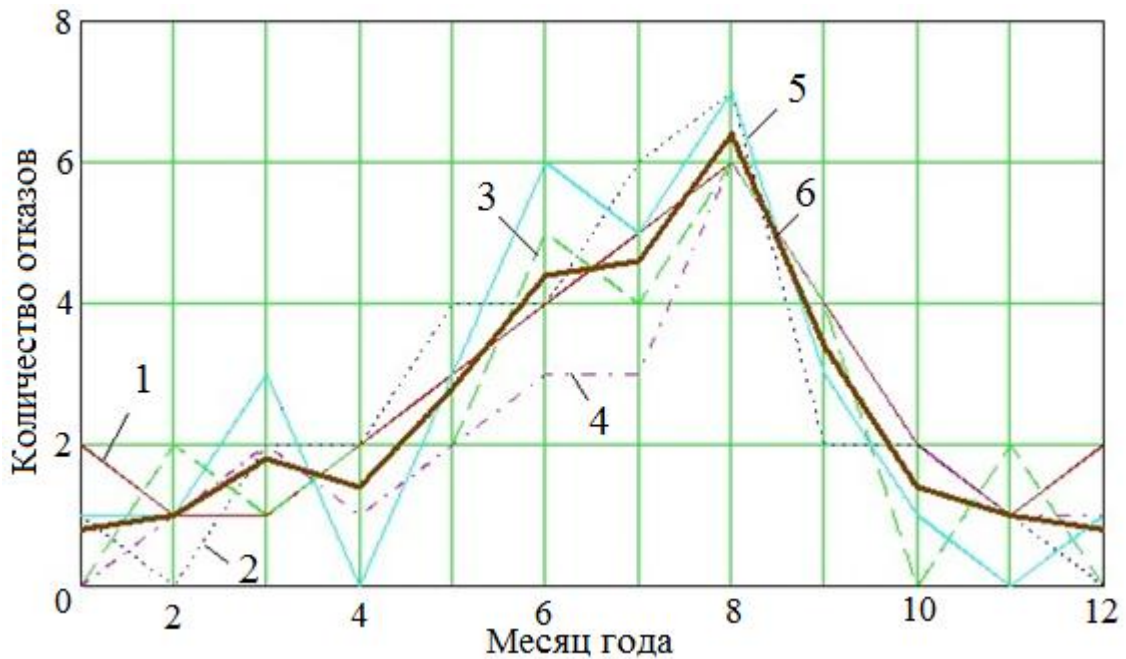


Рисунок 2.14 – Диаграмма статистических данных отказов крышек цилиндров дизельных двигателей с тяжелыми условиями работы за:

1 – 2011; 2 – 2012; 3 – 2013; 4 – 2014; 5 – 2015;
6 – среднее значение за 2011-2015 гг.

Проведя анализ диаграмм статистических данных отказов цилиндрических крышек дизельных двигателей с легкими условиями работы (рисунок 2.12) и средней напряженностью работы (рисунок 2.13), можно сделать вывод, что четко выраженная зависимость отказов крышек цилиндров от времени года отсутствует. Проанализировав диаграмму статистических данных отказов крышек цилиндров дизельных двигателей с тяжелыми условиями работы (рисунок 2.14), можно сделать вывод, что при эксплуатации карьерных тепловозов существенное влияние на надежность узлов дизеля оказывает температурный режим (время года) [92].

В первых двух случаях наибольшее количество выходов из строя крышек цилиндров распределено относительно равномерно в течение года. Можно предположить, что зимой отказ цилиндрических крышек происходит из-за большого перепада температур между дизельным двигателем и окружающей сре-

дой, что влечет за собой возникновение и постепенное развитие микротрещин. Также существенное влияние на работоспособность узлов цилиндрического комплекта оказывают переходные процессы, которые в зимний период выходят на первый план ввиду увеличения времени прогрева и протекания самих переходных процессов. Летний период характеризуется частыми выходами из строя из-за перегрева дизеля, неудовлетворительной водоподготовкой, увеличением интенсивности грузоперевозок.

Согласно диаграмме статистических данных при тяжелой работе, очевидно, что наибольшее число выходов из строя крышек цилиндров приходится на летний период времени года (рисунок 2.14). Это обусловлено, в первую очередь, перегревом дизеля, который возникает ввиду ряда объективных причин (тяжелые условия эксплуатации в карьере и особенность конструкции кузова тепловоза ТЭМ7). В условиях повышенной температуры окружающей среды увеличивается тепловая напряженность работы основных узлов цилиндропоршневой группы и снижается их вероятность безотказной работы.

На основании результатов проведенного исследования удалось выявить влияние температуры окружающей среды и нагрузочных режимов работы дизельного двигателя на условия эксплуатации цилиндрических крышек. Установлено, что при работе на режимах, близких к номинальным, на работоспособность крышки цилиндра дизельного двигателя влияет температурная напряженность днища.

При снижении эксплуатационных нагрузок на первый план выходит воздействие температурных условий окружающей среды. Объективность данного вывода подтверждается тем, что исследования проводились на одной марке дизеля в различных эксплуатационных условиях.

Выполнен анализ безотказности по данным агрегатных журналов предприятий, на которых эксплуатируются силовые дизельные установки. Предприятие со средней напряженностью работы, легкой работой, тяжелыми условиями работы. Общее количество отказов крышек цилиндров дизелей горно-

транспортных машин составило: средняя напряженность работы – 971, легкая работа – 229, тяжелая работа – 149. Наибольшее количество отказов отмечается на предприятии со средней напряженностью работы (72 %), это обусловлено значительным количеством транспортных машин находящихся в эксплуатации.

В таблице 2.1 отображены основные причины отказов цилиндрических крышек силовой дизельной установки горно-транспортной машины.

Таблица 2.1 – Распределение отказов по причинам

Причина	Условия эксплуатации		
	средняя напряженность работы	легкая работа	тяжелая работа
гидроудар	0,3	2,2	0,7
обрыв	0,2	3,9	2,7
прогар	0,4	4,8	5,4
трещина	99,0	84,7	87,9
форсунка	0,1	4,4	3,4

На основании записей о датах возникновения отказов цилиндрических крышек были вычислены значения наработки на отказ T . Гистограмма распределения значений наработок крышки цилиндров приведена на рисунке 2.15.

Статистическая обработка сформированных данных позволила установить вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров дизельных двигателей горно-транспортных машин. Рассмотрены 4 вида закона распределения: нормальный, экспоненциальный, Вейбулла и гамма-распределение.

Результаты расчета параметров данных законов приведены в таблице 2.2, там же приведены значения критерия Колмогорова для проверки гипотезы о законе распределения и выбора лучшего из них [93-96].

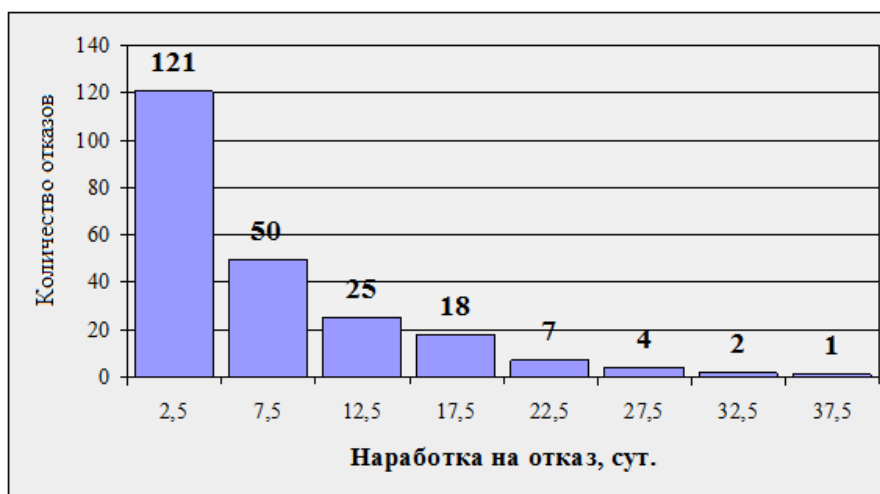
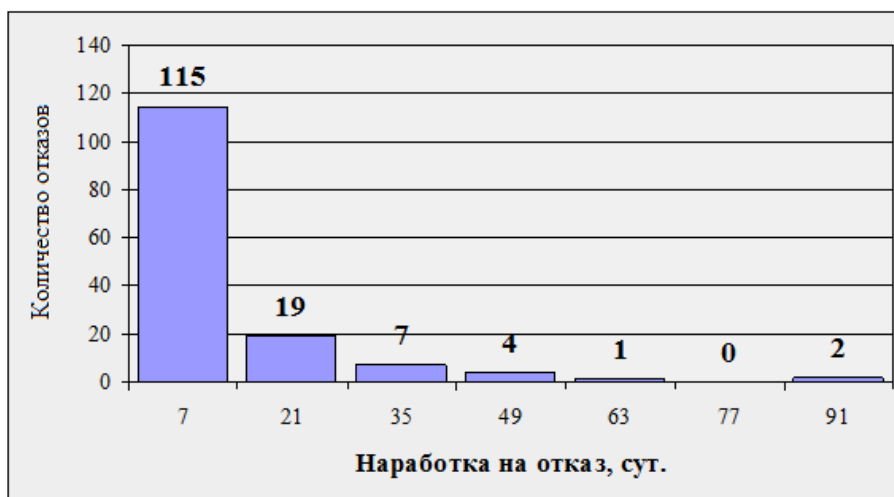
*a**б**в*

Рисунок 2.15 – Гистограммы распределения наработок на отказ крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины:

a – средняя напряженность работы; *б* – легкая работа; *в* – тяжелая работа

Таблица 2.2 – Параметры законов распределения и оценки по критерию Колмогорова

Вид закона	Интегральная функция распределения	Параметры закона		Значения критерия Колмогорова	
				расч.	табл.
Средняя напряженность работы					
нормальный	$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] dx$	$\bar{x}=2,0$	$\sigma = 1,4$	0,414	0,143
экспоненциальный	$F(x) = 1 - \exp(-\lambda x)$	$\lambda = 0,506$		0,285	
Вейбулла	$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x}{a}\right)^b\right]$	$a = 0,26$	$b = 0,44$	0,006	
Гамма-распределение	$F(x) = \frac{c^d}{\Gamma(d)} \int_0^x x^{d-1} \exp(-cx) dx$	$c = 1,01$	$d = 2$	0,322	
Легкая работа					
нормальный	$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] dx$	$\bar{x}=7,9$	$\sigma = 5,2$	0,381	0,155
экспоненциальный	$F(x) = 1 - \exp(-\lambda x)$	$\lambda = 0,126$		0,260	
Вейбулла	$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x}{a}\right)^b\right]$	$a = 4,25$	$b = 0,76$	0,044	
Гамма-распределение	$F(x) = \frac{c^d}{\Gamma(d)} \int_0^x x^{d-1} \exp(-cx) dx$	$c = 0,29$	$d = 2$	0,366	
Тяжелая работа					
нормальный	$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] dx$	$\bar{x}=12,2$	$\sigma = 9,6$	0,484	0,163
экспоненциальный	$F(x) = 1 - \exp(-\lambda x)$	$\lambda = 0,082$		0,341	
Вейбулла	$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x}{a}\right)^b\right]$	$a = 3,05$	$b = 0,47$	0,010	
Гамма-распределение	$F(x) = \frac{c^d}{\Gamma(d)} \int_0^x x^{d-1} \exp(-cx) dx$	$c = 0,13$	$d = 2$	0,540	

В соответствии с критерием Колмогорова наработка на отказ крышек цилиндров на всех предприятиях описывается законом Вейбулла с функцией распределения:

– средняя напряженность работы:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{0,26} \right)^{0,44} \right]; \quad (2.1)$$

где $F(t)$ – функция распределения; t – время работы.

– легкая работа:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{4,25} \right)^{0,76} \right]; \quad (2.2)$$

– тяжелая работа:

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{3,05} \right)^{0,47} \right]. \quad (2.3)$$

Графики функции распределения, соответствующей вероятности отказа цилиндрических крышек, показаны на рисунке 2.16. Видно, что на объектах со средней напряженностью работы происходит наиболее быстрая утрата работоспособного состояния.

Приведенный анализ статистических данных с учетом причины отказа позволил установить значения средней наработки на отказ для каждого случая (таблица 2.3). Следует отметить, что средняя наработка на отказ по причине гидроудара, обрыва, прогара и разрушения в области под форсунку вычислялась как среднее арифметическое из-за малого объема значений.

Наработки на отказ, связанные с трещинами, составляют большинство значений общей выборки и также подчиняются закону Вейбулла. Значения параметров закона Вейбулла приведены в таблице 2.4. Для объектов всех пред-

приятный значение параметра $b < 1$, что указывает на внезапный характер таких отказов.

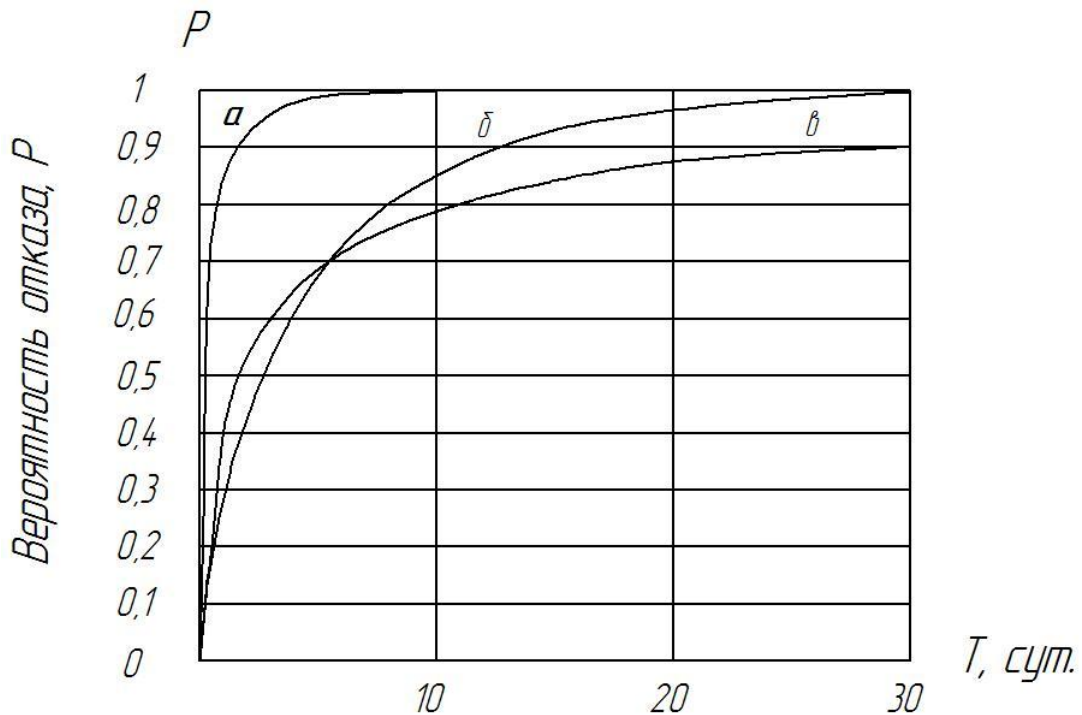


Рисунок 2.16 – Вероятности отказа крышек цилиндров дизелей горно-транспортных машин: *а* – средняя напряженность работы; *б* – легкая работа; *в* – тяжелая работа

Таблица 2.3 – Средняя наработка на отказ крышек цилиндров с учетом причины отказа

Условия эксплуатации	Причины отказа				
	гидроудар	обрыв	прогар	трещина в перемычке	разрушение отверстия форсунки
Средняя напряженность работы	52,5	214,0	38,7	0,7	–
Легкая работа	350,3	198,1	173,6	6,0	197,2
Тяжелая работа	–	366,0	169,1	9,0	305,3

Таблица 2.4 – Параметры закона распределения Вейбулла для наработок на отказ крышки цилиндров с причиной трещина

Условия эксплуатации	Параметр закона	
	<i>a</i>	<i>b</i>
Средняя напряженность работы	0,27	0,45
Легкая работа	4,90	0,72
Тяжелая работа	3,46	0,44

На основании выполненного анализа можно отметить следующее:

- 1) отказы по причине трещин межклапанной перемычки крышки цилиндров чаще всего происходили на объектах со средней напряженностью работы, средняя наработка на отказ в 8,6 и 12,6 раз меньше, чем в аналогичных случаях на объектах с легкой и тяжелой работой;
- 2) периодичность возникновения отказов по причине обрыва в 1,7...1,8 раз больше для объектов с тяжелыми условиями работы;
- 3) продолжительность работы до отказа по причине прогара в 4,4 раза меньше для объектов со средней напряженностью работы;
- 4) наработка на отказ по причине гидроудара на объектах с легкой работой в 6,7 раз больше, чем на объектах со средней напряженностью работы, а по причине разрушения в области отверстия под форсунку в 1,5 раза меньше, чем на объектах с тяжелыми условиями работы.

Проверка однородности выборок с наработками по критерию Бартлетта подтвердила гипотезу о статистическом различии полученных оценок [95], поэтому для объяснения отмеченных различий следует учитывать условия и режимы эксплуатации на каждом из предприятий, периодичность, качество технического обслуживания и ремонтов, качество заменяемых деталей.

Анализ статистических данных с учетом причин отказов позволил установить значения средней наработки на отказ крышек цилиндров дизельного двигателя горно-транспортных машин со средней, легкой и тяжелой напряжен-

ностью работы. Установлен вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров горно-транспортных машин с учетом их условий эксплуатации. В соответствии с критерием Колмогорова наработка на отказ крышек цилиндров дизельных двигателей в анализируемых предприятиях описывается законом Вейбулла.

На основании полученных выводов целесообразно применять комплексный подход при разработке мероприятий по улучшению режимов работы силовой дизельной установки с учетом особенностей эксплуатации и типа горно-транспортной машины.

Таким образом, получено первое научное положение.

Установлен вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров с учетом их условий эксплуатации, что позволяет уточнить надежность характеристики силовой дизельной установки горно-транспортной машины и спрогнозировать возникновение отказов в крышках цилиндров.

2.4 Выводы по главе 2

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- надежность цилиндрических крышек оказывает непосредственное влияние на безотказную работу дизельного двигателя горно-транспортной машины;
- детали и узлы цилиндрической поршневой группы подвергаются воздействию больших нагрузок от температуры и давления газов;
- механизм разрушения крышек цилиндров зависит от множества факторов, которые были определены и детально проанализированы;

- тепловая напряженность дизельных двигателей карьерных тепловозов при переходных процессах сопровождается характерными особенностями, которые необходимо учитывать в эксплуатации;

- из анализа механизма разрушения крышек цилиндров следует, что улучшение режимов работы дизельных двигателей горно-транспортных машин зависит от уменьшения градиента температур;

- на надежность крышек цилиндров в большей степени влияют нагрузочные режимы работы дизельного двигателя горно-транспортной машины, материал изготовления, температура окружающей среды;

- выполнен анализ безотказности крышек цилиндров силовой дизельной установки горно-транспортной машины; установлен вид и параметры закона распределения наработки на отказ крышек цилиндров с учетом их условий эксплуатации. В соответствии с критерием Колмогорова наработка на отказ крышек цилиндров дизельных двигателей в анализируемых предприятиях описывается законом Вейбулла. Полученные результаты позволяют уточнить надежные характеристики силовой дизельной установки и спрогнозировать возникновение отказов.

Сделанные выводы позволяют сформулировать в диссертационной работе следующие задачи:

- для оценки тепловой напряженности крышки цилиндров необходимо принимать во внимание динамику температур с учетом изменяющихся в течение цикла температуры и суммарного коэффициента теплоотдачи;

- разработать математическую модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины;

- обосновать выбор исходных данных для расчета температурных полей и градиентов температур цилиндрической крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины.

Глава 3

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОГНЕВОГО ДНИЩА КРЫШКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ГОРНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Проблема обеспечения надёжной работы горно-транспортных машин является актуальной на сегодняшний день. От её решения во многом зависит эффективность и безопасность эксплуатации транспортных средств горной промышленности. Решению этой проблемы посвящены труды многих ученых. Моделирование и разработка математических моделей позволяют применять на практике мероприятия, совершенствующие параметры и режимы работы горно-транспортных машин. Как показывают исследования, проведённые Н. С. Маластовским, С. П. Мягковым, И. А. Ролле, Г. Б. Розенблитом, Н. Д. Чайновым [37-40, 89, 90, 106], недостаточное внимание уделено разработке математических моделей изменения температурных полей деталей силовых дизельных установок горно-транспортных машин с учетом особенностей эксплуатации.

Основные положения раздела отражены в работах [100, 107, 116, 119] и докладывались на конференциях [103, 115, 107, 108, 112, 114, 115].

3.1 К вопросу о расчете механических напряжений в огневом днище крышки цилиндров дизеля горно-транспортной машины

Практикой установлено, что разрушение крышек цилиндров сопровождается образованием сквозных трещин в огневой поверхности. Природа образования трещин заключается в их развитии под действием знакопеременных нагрузок, возникающие как от циклических и малоцикловых изменений темпе-

ратуры деталей дизеля, так и механическими силами давления газов в цилиндре.

Крышка цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины имеет сложную форму: ее огневое днище можно представить в виде круглой пластины, имеющей четыре круглых отверстия (в некоторых случаях – два). С принятыми упрощениями огневое днище можно представить в виде, изображенном на рисунке 3.1.

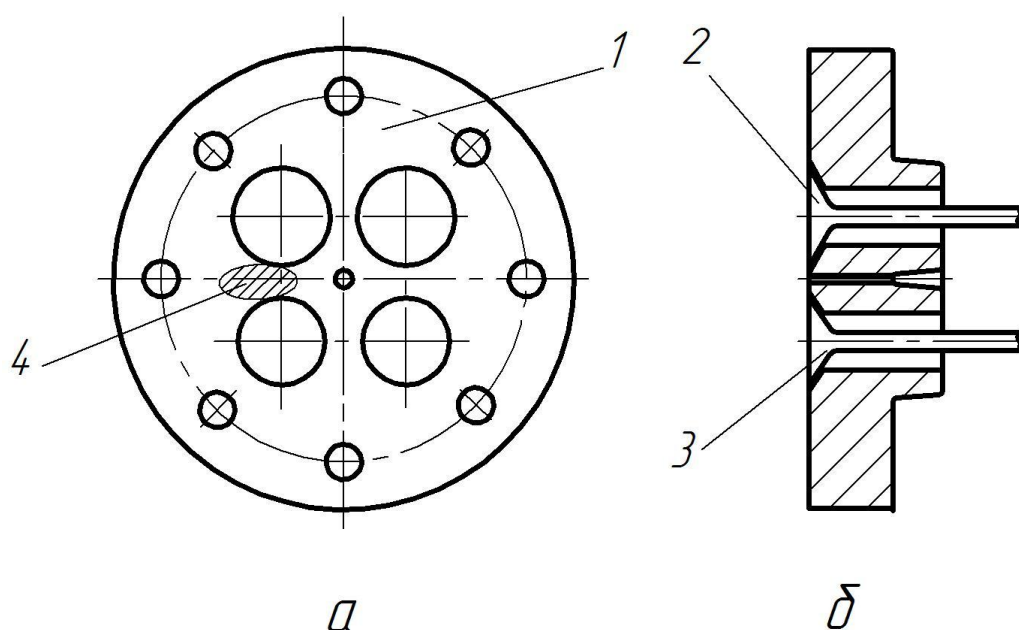


Рисунок 3.1 – Схема огневого днища крышки цилиндра:

a – вид со стороны рабочих газов; *б* – разрез по клапанным отверстиям;

1 – крышка цилиндра; 2 – впускной клапан; 3 – выпускной клапан;

4 – трещины

Огневое днище представляет собой поверхность крышки цилиндра, образующую камеру сгорания и контактирующую непосредственно с рабочими газами. Термин «огневое днище» используется в следующих работах [37-40]. Дальнейшее использование данного термина в диссертационной работе подразумевает вышеприведенное изъяснение.

Со стороны рабочих газов на огневое днище воздействует среднеиндикаторное давление газов, достигающее 2 МПа и более. Наряду с этим, присутствует и большие значения давления рабочих газов 12...15 МПа, при этом продолжительность их воздействия составляет менее 10% продолжительности цикла в цилиндре дизельного двигателя.

Для среднеоборотных двигателей продолжительность цикла в цилиндре составляет 0,12 секунды, тогда продолжительность воздействия газов на огневое днище с максимальным давлением сгорания будет составлять примерно 0,01 секунды с повторением через каждые 0,12 секунды. Для форсированных высокооборотных дизелей шахтных подвесных локомотивов типа Z1303-turbo и Z1404-turbo продолжительность цикла протекает гораздо быстрее.

Огневое днище с такой же периодичностью подвергается воздействию рабочих газов с температурой, как правило, выше 1000 °С. Такое воздействие температуры формирует большие знакопеременные градиенты температур по толщине стенки огневого днища. При прогреве поверхности, образующей камеру сгорания, возникают напряжения сжатия, а при охлаждении – напряжения растяжения.

Согласно теории термоупругости [97] напряжения растяжения тем больше, чем больше значения градиентов температур по толщине стенки. Для определения напряжений в огневом днище необходимо изучить закономерности распределения температурных полей, определить значения градиентов температур в нём и значений напряжений сжатия и растяжения.

Появлению напряжений способствует также давление газов. При воздействии высоких давлений (за счёт некоторого изгиба огневой поверхности) возникают напряжения сжатия.

Воздействие давления на огневую поверхность можно сравнить с влиянием распределенных нагрузок на круглые пластины. Как показано в работах [98, 99] распределенные или сосредоточенные нагрузки вызывают в тонкой пластине изгиб с небольшим прогибом ω и соответственно напряжения растяжения.

Схема изгиба круглой пластины под воздействием распределенной нагрузки показана на рисунке 3.2.

Кривизна в некоторой точке пластины выражается соотношением:

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{d\omega}{dr^2}, \quad (3.1)$$

где ρ_1 – радиус изгиба по радиусу r круглой пластины;

ω – прогиб пластины в некоторой точке на расстоянии r от ее центра.

Потенциальная кривизна поверхности пластины в направлении, перпендикулярном к радиусу r выражается уравнением:

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{r} \frac{d\omega}{dr}, \quad (3.2)$$

где ρ_2 – радиус кривизны по периметру с радиусом r .

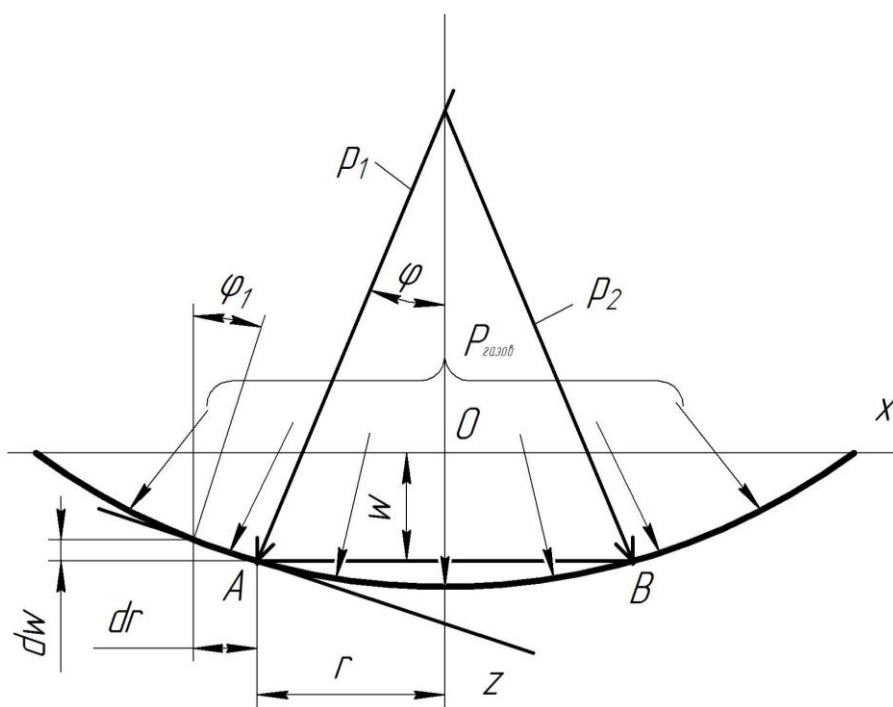


Рисунок 3.2 – Элементы круглой пластины при ее нагружении распределенной нагрузкой

Прогиб пластины вызывает в ней нормальные напряжения растяжения σ_r – по радиусу и σ_T – тангенциальное напряжение:

$$\sigma_r = \frac{E \cdot z}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right), \quad (3.3)$$

$$\sigma_T = \frac{E \cdot z}{1 - \mu^2} \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right), \quad (3.4)$$

где E – модуль Юнга;

z – величина прогиба в центре пластины;

φ – угол прогиба на расстоянии r от центра пластины.

Кроме нормальных напряжений σ_r и σ_T формулы 3.3 и 3.4 распределенные нагрузки вызывают касательные напряжения в плоскости $r z$ (рисунке 3.3).

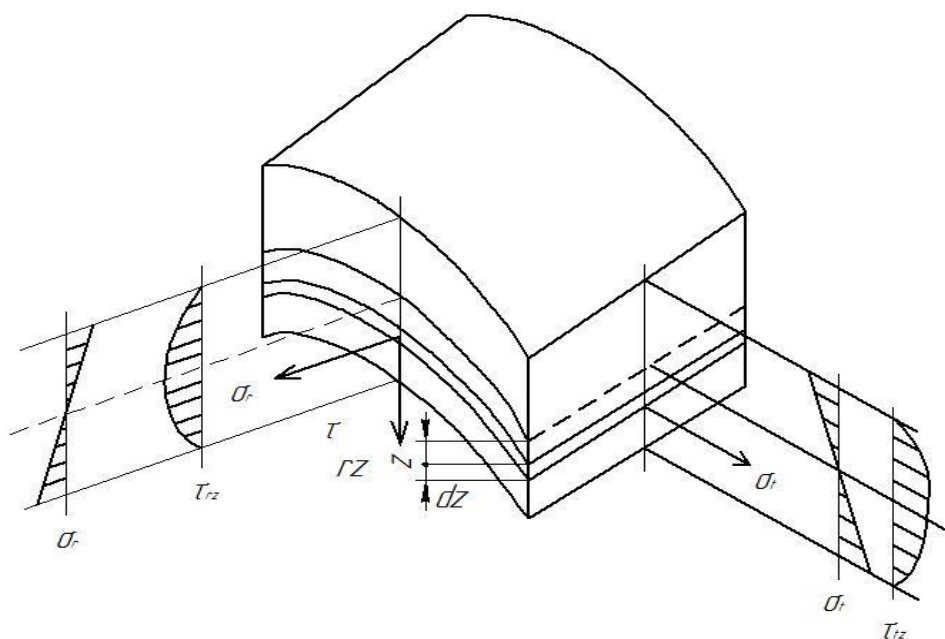


Рисунок 3.3 – Схема распределения касательных напряжений в плоской пластине

По данным [99] равнодействующая касательных напряжений равна поперечной силе, которая играет важную роль в уравнениях равновесия элемента пластины (здесь h – толщина пластины).

Нормальные напряжения σ_r и σ_t вызывают изгибающие моменты M_r и M_t . Схема действия этих моментов показана на рисунке 3.4.

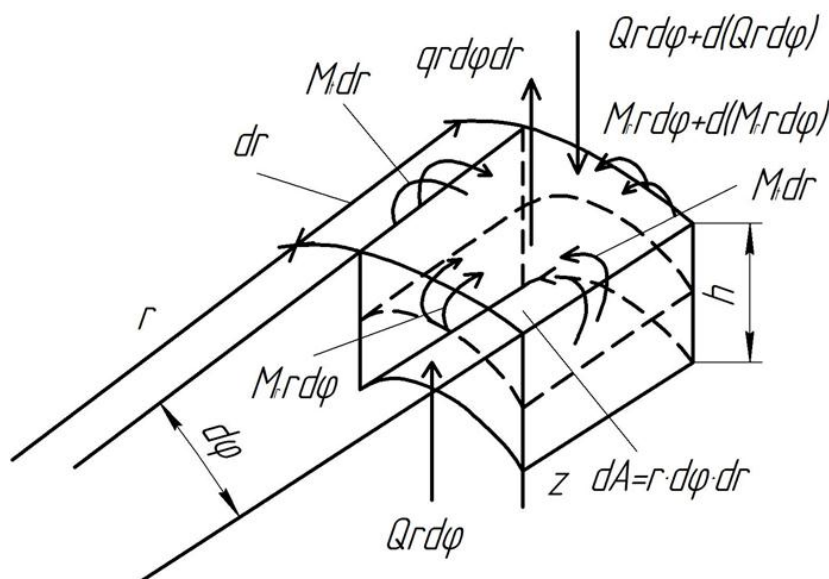


Рисунок 3.4 – Схема изгибающих моментов M_r и M_t

В общем случае изгибающие моменты M_r и M_t определяются по формулам:

$$M_t = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_t \cdot z \cdot dz, M_r = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_r \cdot z \cdot dz. \quad (3.5)$$

После подстановки в интегралы (3.5) значений нормальных напряжений σ_r и σ_t по формулам 3.3 и 3.4 получаем, в частности, следующие выражения для момента M_r .

$$\begin{aligned} M_r &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \frac{Ez^2}{1-\mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) dz = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) \frac{z^3}{3} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} = \\ &= \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right), \end{aligned} \quad (3.6)$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндрическая жесткость.

Для момента M_t можно получить зависимость, аналогичную зависимости (3.6).

Общие уравнения (3.1...3.6) будут иметь место и для пластины с отверстиями. При этом взаимодействие сил на границе отверстий должно быть задано в виде граничных условий. Для решения задачи определения напряжений в пластине, в нашем случае, в огневой поверхности крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины необходимо эти граничные условия выразить в аналитической форме [100].

Выделим элемент периметра отверстия, как показано на рисунке 3.5 а, и определим силы, действующие на этот элемент.

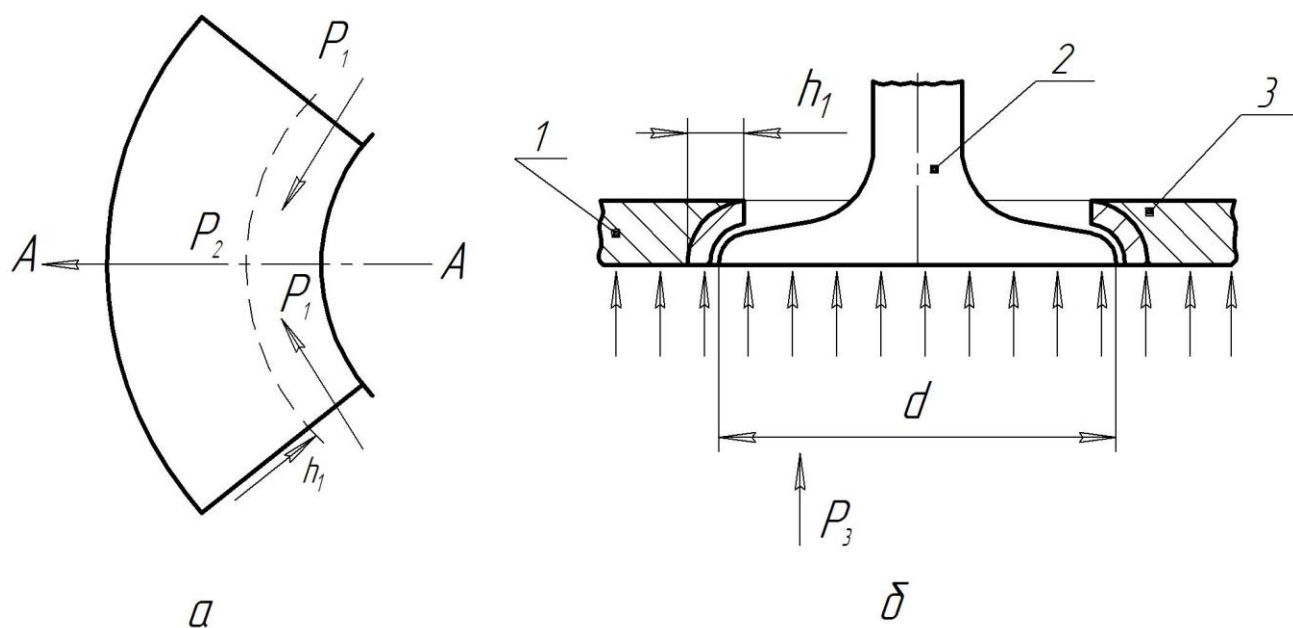


Рисунок 3.5 – Схема взаимодействия сил на сопряжении пластины (огневого дна) с седлом клапана на границе отверстия:

a – часть огневого дна в плане; *б* – разрез по *A-A* огневого дна;

1 – пластина огневого дна между клапанными отверстиями; 2 – клапан;

3 – седло клапана

На выделенный элемент действует распределенная нагрузка от давления газов. При этом часть этой нагрузки, действующей на клапан, можно считать распределенной по периметру седла. Общая ее величина составляет:

$$F_{\text{общ}} = SP = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P, \quad (3.7)$$

где S – площадь клапана и его седла;

d – диаметр седла.

Распределенная по периметру клапанного седла нагрузка составит:

$$\frac{F - F_{\text{общ}}}{\pi d} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4} \cdot P. \quad (3.8)$$

Сила F , определённая по формуле (3.8), будет срезающей по отношению к остальной части крышки цилиндра.

Примем допущение в том, что седло клапана под действием внешней нагрузки (давления газов) не деформируется, однако при его нагревании возникают внутренние напряжения P_1 . Эти силы, в свою очередь, формируют распределенную силу P_2 , действующую на огневую поверхность.

Таким образом, наличие отверстий в огневом днище можно учитывать действием на плоскость крышки цилиндра двух сил: срывающей силы F и радиальной силы P_2 , сформированной за счёт линейного расширения седла клапана на кромке отверстий.

Учитывая то, что отверстий в огневом днище не одно, а четыре (для некоторых дизельных двигателей горных машин – два), совместное решение основных уравнений (3.3...3.6) и граничных условий на кромках отверстий в аналитической форме невозможно.

Для изучения явления возникновения механических напряжений в деталях дизеля горно-транспортных машин за счет их прогрева целесообразно использовать конечно-разностную схему комплекса программ ANSYS. В процессе исследований температурных полей и полей механических напряжений це-

лесообразно принимать среднюю за цикл температуру и среднее за цикл значение суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} . Так, например, средняя за цикл температура поверхности крышки цилиндра лежит в пределах 300...350 °С.

3.2 Теоретические основы методики расчета температурных полей в огневом днище крышки цилиндра

Температурное поле в огневой поверхности крышки цилиндра является нестационарным, обусловленным с одной стороны изменяющейся температурой газов в цилиндре в течение цикла и постепенным прогревом крышки цилиндра, а с другой стороны – значительным изменением суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} , который выражает сумму конвекцией и излучением [101].

Основополагающим законом нестационарной и стационарной теплопроводности является закон Фурье:

$$\partial q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (3.9)$$

где q – плотность теплового потока;

λ – коэффициент теплопроводности;

T – температура;

x – линейная координата.

Количество теплоты, проходящая за время τ , через поверхность S :

$$Q = -\tau \int_0^{\tau} S, \frac{\partial T}{\partial x} \partial S \cdot \partial \tau. \quad (3.10)$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности при одномерном тепловом потоке в декартовых координатах записывается уравнением:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (3.11)$$

где a – коэффициент температуропроводности.

При трехмерном потоке это уравнение имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T, \text{ где } \nabla^2 T = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}. \quad (3.12)$$

Выражения $\nabla^2 T$ в сферических и цилиндрических координатах выразим с использованием системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cdot \sin \theta \cdot \cos \psi \\ y &= r \cdot \sin \theta \cdot \sin \psi \\ z &= r \cdot \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

где углы θ и ψ – углы наклона результирующего потока теплоты к осям x и y .

С использованием соотношений для сферической системы координат получено дифференциальное уравнение в форме:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \mu} \left[(1 - \mu^2) \frac{\partial T}{\partial \mu} \right] + \frac{1}{r^2 (1 - \mu^2)} \frac{\partial^2 T}{\partial \psi^2}, \quad (3.14)$$

где $\mu = \cos \theta$.

Если распространение теплоты происходит в цилиндрических координатах, то:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \cdot \cos \theta \\ y &= r \cdot \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

В этом случае сумма вторых производных $\nabla^2 T$ выражается зависимостью:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}. \quad (3.16)$$

При исследовании температурных полей в огневой поверхности используем условие одномерного течения теплоты, поэтому основное дифференциальное уравнение теплопроводности будет выражаться уравнением (3.11), а плотность теплового потока будет выражаться по закону Фурье:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (3.17)$$

где x – направление по нормали к огневой поверхности.

В теории теплопроводности решена задача нестационарного изменения температуры плоской стенки [102] для граничных условий, характеризующихся неизменным во времени коэффициентом теплоотдачи α_{Σ} , при этом аналитическое решение получено только для случая симметрической задачи, когда коэффициенты теплоотдачи с одной и с другой стороны пластины одинаковы.

Система дифференциальных уравнений для этой задачи имеет вид:

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad (\tau > 0; -R < X < +R), \quad (3.18)$$

$$T(x, 0) = f(x), \quad (3.19)$$

$$-\lambda \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial x} + \alpha [T_c - T(R, \tau)] = 0, \quad (3.20)$$

$$-\lambda \frac{\partial T(-R, \tau)}{\partial x} + \alpha [T_c - T(-R, \tau)] = 0. \quad (3.21)$$

где T – температура отдельных точек в пластине по ее толщине;

X – расстояние от центра пластины по ее толщине;

τ – текущее время;

R – половина толщины пластины;

T_c – температура окружающей среды;

α – коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к поверхности пластины.

Уравнение (3.18) – уравнение нестационарной теплопроводности внутри некоторого объема без источников теплоты;

Уравнение (3.19) – начальное распределение температуры в пластине по ее толщине.

Уравнение (3.20) – уравнение теплообмена на поверхности пластины (например, с левой стороны).

Уравнение (3.21) – уравнение теплообмена на поверхности пластины, соответственно с правой стороны пластины.

Система уравнений (3.18)...(3.21) решается с использованием интегрального преобразования Лапласа [102].

Метод интегрального преобразования заключается в том, что изучается не сама искомая величина (в нашем случае – температура), а ее видоизменение, которое называют изображением. Это преобразование осуществляется путем умножения искомой функции на экспоненциальную функцию и интегрирование ее в некоторых пределах.

Пусть имеется функция $f(\tau)$. Ее изображение представляется в виде:

$$f_{L(s)} = \int_0^{\infty} f(\tau) \cdot e^{-\tau s} d\tau = L[f(\tau)], \quad (3.22)$$

где $f(\tau)$ – оригинал функции;

$f_{L(s)}$ – ее изображение;

s – параметр преобразования.

Если задача решена в изображениях, то обратное преобразование для нахождения функции $f(\tau)$ осуществляется по формуле обращения:

$$f(\tau) = L^{-1}[f_{L(s)}] = \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} f_{L(s)} e^{s\tau} \cdot dS. \quad (3.23)$$

Для пластины с симметричными граничными условиями решение системы уравнений (3.18)...(3.21) в изображениях в работе [98] представлено в виде:

$$T_{L(x,s)} - \frac{T_0}{s} = \frac{T_c - T_0}{s} \cdot \frac{\exp\left(\sqrt{\frac{s}{a}}x\right) + \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{a}}x\right)}{\exp\left(\sqrt{\frac{s}{a}}R + \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{a}}R\right) + \frac{1}{H} \cdot \sqrt{\frac{s}{a}} \left[\exp\sqrt{\frac{s}{a}}R - \exp\left(-\sqrt{\frac{s}{a}}R\right) \right] \right)}. \quad (3.24)$$

Переход от изображения (3.15) к оригиналу функции произведен по уравнению (3.14) в результате чего академиком А. В. Лыковым получено решение для распределения температур по толщине пластины:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{T_{(x,\tau)} - T_0}{T_c - T_0} = \\ &= \operatorname{erfc} \frac{R-x}{2\sqrt{a\tau}} - \exp[H(R-x) + aH^2\tau] \cdot \operatorname{erfc} \left(\frac{R-x}{2\sqrt{a\tau}} + H\sqrt{a\tau} \right) + \\ &+ \operatorname{erfc} \frac{R+x}{2\sqrt{a\tau}} - \exp[H(R+x) + aH^2\tau] \cdot \operatorname{erfc} \left(\frac{R+x}{2\sqrt{a\tau}} + H\sqrt{a\tau} \right), \end{aligned} \quad (3.25)$$

где $\operatorname{erfc} = 1 - \operatorname{erf} = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-x^2} dx = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty e^{-x^2} dx.$ (3.26)

Схема температурных полей для пластины с симметричными граничными условиями в разные промежутки времени в соответствии с уравнением (3.17) представлена на рисунке 3.6.

Для огневой поверхности крышки цилиндров граничные условия существенно отличаются от решаемой выше задачи. Эти отличия заключаются в следующем: температуры сред с обеих сторон пластины неодинаковы, то есть, граничные условия теплообмена несимметричны. Во-вторых, температура газов, омывающих пластину, резко изменяется во времени. В-третьих, коэффициент теплоотдачи α со стороны газов также резко изменяется во времени [103].

Аналитическое решение задачи нестационарной теплопроводности с показанными выше отличительными условиями является затруднительным. Поэтому такую задачу целесообразно решать одним из численных методов. Одним из проверенных методов решения задач нестационарной теплопроводности является метод элементарных балансов [104].

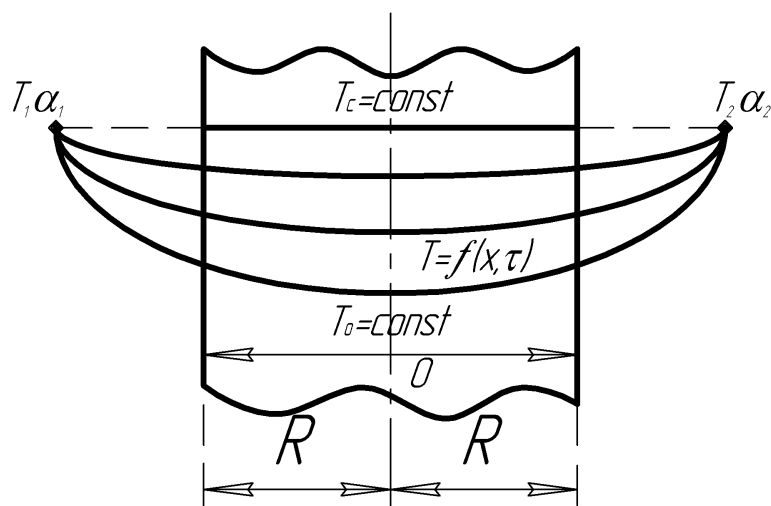


Рисунок 3.6 – Схема, поясняющая процесс нагрева пластины $[T=f(x, \tau)]$ при симметричных граничных условиях: $T_1 = T_2 = T_c = \text{const}$ – температура среды, в которой нагревается пластина; $\alpha_1 = \alpha_2$ – коэффициенты конвективной теплоотдачи; $T_0 = \text{const}$ – начальная температура пластины; R – расстояние по толщине пластины от ее середины

Для решения задачи нестационарной теплопроводности численным методом необходимо знать закон изменения температуры газов за время цикла. Теплоотдача газов к огневой поверхности обуславливается двумя видами теплоотдачи: конвекцией и излучением. Такую теплоотдачу называют сложным теплообменом. Плотность теплового потока от газа к стенке можно выразить в виде суммы потоков передаваемых конвекцией и излучением:

$$q = q_{\text{конв}} + q_{\text{изл}}, \quad (3.27)$$

где q – суммарный тепловой поток;

$q_{\text{конв}}$ – тепловой поток, обусловленный конвекцией газов;

$q_{\text{изл}}$ – тепловой поток излучения.

Конвективный тепловой поток определяют по формуле Ньютона-Рихмана:

$$q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{конв}}(T_c - T_{\text{ст}}), \quad (3.28)$$

где $\alpha_{\text{конв}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи;

$T_{\text{ст}}$ – температура стенки.

Тепловой поток излучения $q_{\text{изл}}$ определяется по закону Стефана-Больцмана:

$$q_{\text{изл}} = \sigma^*[T_c^4 - T_{\text{ст}}^4], \quad (3.29)$$

где σ^* – приведенный коэффициент лучеиспускания.

В формуле (3.29) разность четвертых степеней от температур среды T_c и стенки $T_{\text{ст}}$ можно разложить на множители, тогда формула (3.20) может быть записана в следующем виде:

$$q_{\text{изл}} = \sigma^*[(T_c^2 + T_{\text{ст}}^2)(T_c + T_{\text{ст}})](T_c - T_{\text{ст}}) = \alpha_T(T_c - T_{\text{ст}}), \quad (3.30)$$

$$\text{где } \alpha_T = (T_c^2 + T_{\text{ст}}^2)(T_c + T_{\text{ст}})\sigma^* = \sigma^*B(T), \quad (3.31)$$

$$B = (T_c^2 + T_{\text{ст}}^2)(T_c + T_{\text{ст}}).$$

Сравнивая формулы (3.19) и (3.21) уравнение (3.18) можно записать:

$$q = \alpha_{\Sigma}(T_c - T_{\text{ст}}), \quad (3.32)$$

Для условий теплообмена между рабочими газами и огневом днищем крышки цилиндра горно-транспортной машины для определения α_{Σ} предложен ряд достаточно сложных зависимостей, учитывающих как температуру газов, так и их давление. В работе [62] приведена зависимость α_{Σ} от угла поворота коленчатого вала для дизеля горно-транспортной машины. Именно эту зависимость можно использовать в численном решении задачи нестационарной теплопроводности в огневом днище крышки цилиндра дизельного двигателя. Выбор значений температур и суммарного α_{Σ} будет описан в следующих разделах.

3.3 Разработка математической модели процесса изменения температуры в слоях цилиндровой крышки дизеля горно-транспортной машины

Поверхность крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины со стороны газов в цилиндре испытывает переменные во времени воздействия температуры рабочих газов. Изменение во времени температуры рабочих газов вызывает в цилиндровой крышке переменные во времени градиенты температур, вследствие чего возникают механические напряжения в металле крышки [62, 105, 106]. Переменные во времени механические напряжения вызывают процесс разрушения металла, которое выражается в постепенном развитии трещин, что приводит на практике к появлению сквозных трещин и разрушению крышки.

Для разработки мероприятий, направленных на снижение температурной напряженности дизельных двигателей горно-транспортных, за счет снижения вероятности разрушения металла необходимо на первом этапе исследовать динамику температурных полей, а на втором этапе исследований установить динамику переменных механических напряжений в огневой поверхности крышки цилиндра, связанную с динамикой температурных полей в нем.

Одной из поставленных в работе задач является разработка математической модели расчета температурных полей в металле крышки, выбор исходных данных для расчета температурных полей и градиентов температур [107, 108]. При решении этих вопросов может быть решен также вопрос теплоаккумулирующего эффекта крышки цилиндра и влияние этого эффекта, как на температурное поле в металле, так и на влияние этого эффекта на перенос теплоты через стенку крышки от рабочих газов к охлаждающей жидкости. Результаты этих исследований позволят уточнить методику теплопереноса через стенки цилиндра дизеля [109, 110].

Исследование температурных полей в стенках крышки цилиндра производится одним из численных методов – методом элементарных балансов [104, 111].

Суть метода заключается в том, что стенка по толщине разбивается на ряд слоев, а время нагрева – на ряд интервалов. При этом температура в i -том слое через один интервал времени определяется по температурам примыкающих слоев в момент времени, предшествующий расчетному. Расчетная температура i -того слоя через один интервал времени определяется исходя из балансов количества теплоты, которое входит в этот слой и которое выходит из этого слоя, а также количества теплоты, которое накапливается в данном слое [112].

Так, например, если температуры в трех примыкающих друг к другу слоях равны t_1 , t_2 и t_3 , толщина слоев одинакова и равняется $\Delta\chi$, коэффициент теплопроводности материала стенки λ , тогда температуру среднего (второго) слоя через интервал времени $t_{2,\tau+\Delta\tau}$ можно определить из уравнения баланса теплоты в следующем виде:

$$\lambda \frac{t_1 - t_2}{\Delta\chi} \cdot F \cdot \Delta\tau - \lambda \frac{t_2 - t_3}{\Delta\chi} F \cdot \Delta\tau = \Delta\chi \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{2,\tau+\Delta\tau} - t_2), \quad (3.33)$$

где $\Delta\chi$ – толщина слоя;

F – площадь соприкосновения слоев;

ρ – плотность материала стенки;

c – удельная массовая теплоёмкость материала стенки.

Откуда искомая температура $t_{2,\tau+\Delta\tau}$ второго слоя через интервал времени $\Delta\tau$ определяется из соотношения:

$$t_{2,\tau+\Delta\tau} = (t_1 + t_3) \cdot B + t_2(1 - 2B); B = \frac{\lambda \cdot \Delta\tau}{\rho \cdot c \cdot \Delta\chi^2}. \quad (3.34)$$

Описанный метод используется для решения отдельных задач нестационарной теплопроводности, как один из эффективных вариантов использования

аналитических решений в комплексе с компьютерными технологиями для решения многомерных задач теплопроводности [113].

Далее рассмотрим использование этого метода применительно к конкретной стенке, изображенной на рисунке 3.7 [114].

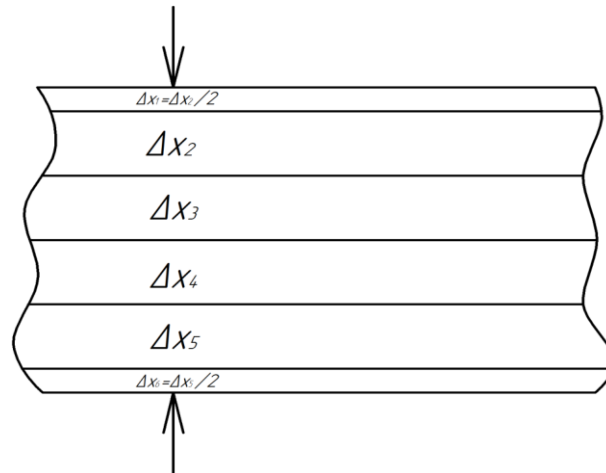


Рисунок 3.7 – Схема расположения слоев в стенке крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины

При построении математической модели используются следующие условия:

- температура днища крышки цилиндра изменяется за счет теплообмена, как с газами, так и с охлаждающей водой с противоположной стороны днища;
- время процесса, равное времени прогрева слоев, разбивается на «*n*» шагов;
- толщина стенки разбивается на слои: толщина первого слоя принимается равной половине толщины второго слоя, толщина последнего слоя принимается равной половине толщины предпоследнего слоя;
- начальное поле температур в слоях стенки задается из условия, что температура всех узлов цилиндра-поршневой группы одинакова («холодный» дизель);

- задается закон изменения температуры газов в цилиндре дизельного двигателя, а, следовательно, задаются значения температуры газов после каждого шага по времени;

- принимается условие неизменности во времени теплофизических констант: коэффициента теплопроводности « λ », удельной массовой теплоемкости « c », плотности « ρ ». Учитывается среднее значение коэффициентов теплопроводности и температуропроводности.

Имеется стенка толщиной δ , с одной стороны которой рабочие газы с изменяющейся во времени температурой $f(\tau)$, с другой стороны стенки – охлаждающая вода с температурой $t_{\text{в}}$, задается начальная температура стенки – $t_{\text{н}}$.

Стенку по толщине разобьем на m слоев, при этом толщины крайних слоев примем в 2 раза меньшими по сравнению с соседними слоями, что позволит считать температуру крайних слоев, равными температуре поверхности стенки.

Ввиду резкого изменения температуры газов в цилиндре в течение одного цикла, наибольшие градиенты температур будут иметь место у поверхностных слоев стенки. В связи с этим толщины слоев в стенке примем неодинаковыми; меньшие значения толщин у поверхностных слоев и большие в глубинных слоях.

Время цикла разбиваем на ряд шагов. При этом по той же причине (из-за резкого изменения температуры газов в цилиндре) величины шагов по времени примем неодинаковыми. В интервалах времени с быстрым изменением температуры газов шаги по времени $\Delta\tau_i$ примем меньшими, в других интервалах – большими.

При выводе формул для определения температуры в разных слоях стенки после некоторого числа шагов по времени принимаются следующие обозначения:

– $t_{\Delta\tau, \Delta\chi}$ – температура в первом слое стенки после одного шага по времени;

– $t_{\Delta\tau, 2\Delta\chi}$ – то же во втором слое после первого шага по времени;

- $t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}$ – то же во втором слое после второго шага по времени;
- $t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi}$ – температура в j - том слое после i - того шага по времени;
- $t_{г,0}$ – температура газов в цилиндре в начальный момент времени;
- $t_{г,i}$ – температура газов в цилиндре после i - того шага по времени;
- $\alpha_{г,0}$ – суммарный коэффициент теплоотдачи от газов в цилиндре к огневому днищу в начальный момент времени;
- $\alpha_{г,i}$ – то же после i - того шага по времени;
- $\alpha_{в}$ – коэффициент теплоотдачи от охлаждающей воды к стенке крышки;
- $t_{в}$ – температура охлаждающей воды.

Далее рассмотрим вопрос о температурах в отдельных слоях стенки цилиндрической крышки после каждого шага по времени.

Температура в слоях после первого шага по времени.

В связи с изложенными выше основными положениями метода элементарных балансов после первого шага по времени температура будет изменяться только в крайних слоях стенки.

Количество теплоты, подводимой от рабочих газов к огневому днищу определяем по закону Ньютона-Рихмана:

$$Q_1 = \alpha_{г,0}(t_{г,0} - t_{н}) \cdot F \cdot \Delta\tau_1, \quad (3.35)$$

где $\alpha_{г,0}$ – коэффициент теплоотдачи от рабочих газов к поверхности стенки в начальный момент времени;

$t_{г,0}$ – температура рабочих газов в начальный момент времени;

$t_{н}$ – начальная температура стенки;

F – площадь поверхности теплообмена;

$\Delta\tau_1$ – длительность первого шага по времени.

Количество теплоты, отводимой от первого слоя ко второму слою, будет равным нулю, поскольку определяется по температурам предшествующего шага по времени, то есть по начальным температурам слоев. Поскольку начальные

температуры слоев приняты одинаковыми, то передача теплоты теплопроводностью от первого слоя ко второму после первого шага по времени будет отсутствовать.

Количество накопленной теплоты в первом слое за время теплообмена в течение времени $\Delta\tau_1$ будет иметь вид:

$$\Delta Q_1 = \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{\Delta\tau, \Delta\chi} - t_H). \quad (3.36)$$

По уравнениям (3.35) и (3.36) записываем:

$$\alpha_{r,0} (t_{r,0} - t_H) F \cdot \Delta\tau_1 = \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{\Delta\tau, \Delta\chi} - t_H), \quad (3.37)$$

где $t_{\Delta\tau, \Delta\chi}$ – ожидаемая температура первого слоя через один интервал времени.

Из уравнения (3.37) находится ожидаемое значение температуры первого слоя $t_{\Delta\tau, \Delta\chi}$, одновременно являющейся температурой поверхности стенки:

$$t_{\Delta\tau, \Delta\chi} = t_{r,0} \cdot \frac{2\alpha_{r,0} \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{2\alpha_{r,0} \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} \right). \quad (3.38)$$

После первого шага по времени температура последующих слоев, начиная со второго, остается неизменной и равной t_H .

Температуры в слоях после второго шага по времени.

После второго шага по времени температура изменится в двух слоях стенки. Температуру первого слоя рассчитываем так же, как и в предыдущем слое – по балансу теплоты, принятой этим слоем и отданной им.

Количество теплоты, поступающее к первому слою со стороны газов после второго шага по времени, определяется по формуле аналогичной формуле (3.35):

$$Q_1 = \alpha_{r,1} (t_{r,1} - t_{\Delta\tau, \Delta\chi}) F \cdot \Delta\tau_2, \quad (3.39)$$

где $t_{\Gamma,1}$ – температура газов после первого шага по времени.

Количество теплоты, которое отдается первым слоем ко второму, определяется по формуле:

$$Q_2 = \frac{t_{\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2. \quad (3.40)$$

В формуле (3.40) температура во втором слое после первого шага по времени $t_{\Delta\tau,2\Delta\chi}$, как показано выше, равна t_H , то есть:

$$Q_2 = \frac{t_{\Delta\tau,\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2. \quad (3.41)$$

Количество накопленной теплоты в первом слое после второго шага по времени определяется по разности теплоты Q_1 и Q_2 , и это количество теплоты будет израсходовано на изменение температуры первого слоя. Уравнение баланса теплоты в этом случае будет аналогичным уравнению (3.37). Используя соотношения (3.39) и (3.41) можно записать:

$$\begin{aligned} \alpha_{\Gamma,1}(t_{\Gamma,1} - t_{\Delta\tau,\Delta\chi}) \cdot F \cdot \Delta\tau_2 - \frac{t_{\Delta\tau,\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 = \\ = \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{\Delta\tau,\Delta\chi}), \end{aligned} \quad (3.42)$$

где $t_{2\Delta\tau,\Delta\chi}$ – ожидаемая температура первого слоя после второго шага по времени.

После некоторых преобразований из уравнений (3.42) находится искомая величина $t_{2\Delta\tau,\Delta\chi}$:

$$t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{\Delta\tau,\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\alpha_{\Gamma,1} \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + t_{\Gamma,1} \cdot \frac{2\alpha_{\Gamma,1} \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \cdot \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \quad (3.43)$$

Температура второго слоя после второго шага по времени определяется по балансу теплоты, поступающей ко второму слою от первого и отводимой

теплоты от второго слоя к третьему. При этом температура третьего слоя после второго шага по времени $t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}$ и температура второго слоя после первого шага по времени $t_{\Delta\tau,2\Delta\chi}$ равны начальной температуре стенки t_H .

Количество подведенной теплоты от первого слоя ко второму запишется уравнением:

$$Q_1 = \frac{t_{\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2. \quad (3.44)$$

Количество отведенной теплоты от второго слоя к третьему после второго шага по времени будет иметь вид:

$$Q_2 = \frac{t_H - t_H}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 = 0. \quad (3.45)$$

Уравнение теплового баланса в этом случае запишется в виде:

$$\frac{t_{\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 = \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{\Delta\tau,2\Delta\chi}). \quad (3.46)$$

Тогда после некоторых преобразований из последнего уравнения найдем искомую температуру второго слоя после двух шагов по времени $t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}$:

$$t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + t_{\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c}. \quad (3.47)$$

Температура третьего и последующих слоев после второго шага по времени равна начальной температуре стенки t_H . Дальнейшее построение уравнений для определения температуры в отдельных слоях стенки крышки цилиндра, образующей камеру сгорания силовой дизельной установки горно-транспортной машины, после каждого шага по времени производится аналогично уравнениям, изложенным выше, а полное описание этих уравнений приведено в приложении А. Полученные расчетные зависимости для определения

температур по отдельным слоям со стороны рабочих газов сводим в таблицы 3.1...3.5.

Таблица 3.1 – Расчетные зависимости для определения температуры в слоях со стороны рабочих газов после первого шага по времени

Номер слоя	Расчетные зависимости
Первый ($\Delta\chi$)	$t_{\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{r,0} \cdot \frac{2\alpha_{r,0} \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{2\alpha_{r,0} \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} \right)$
Второй ($2\Delta\chi$)	$t_{\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_H$
Третий ($3\Delta\chi$)	$t_{\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_H$
Четвертый ($4\Delta\chi$)	$t_{\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_H$
Пятый ($5\Delta\chi$)	$t_{\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_H$

Таблица 3.2 – Расчетные зависимости для определения температуры в слоях со стороны рабочих газов после второго шага по времени

Номер слоя	Расчетные зависимости
Первый ($\Delta\chi$)	$t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \left(1 - \frac{2\alpha_{r,1} \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_H \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{r,1} \frac{2\alpha_{r,1} \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c}$
Второй ($2\Delta\chi$)	$t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right)$
Третий ($3\Delta\chi$)	$t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_H$
Четвертый ($4\Delta\chi$)	$t_{2\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_H$
Пятый ($5\Delta\chi$)	$t_{2\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_H$

Таблица 3.3 – Расчетные зависимости для определения температуры в слоях со стороны рабочих газов после третьего шага по времени

Номер слоя	Расчетные зависимости
Первый ($\Delta\chi$)	$t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \left(1 - \frac{2\alpha_{r,1} \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{r,1} \frac{2\alpha_{r,1} \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c}$
Второй ($2\Delta\chi$)	$t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}, \Delta\chi_{2-3} = \frac{1}{2}(\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3)$
Третий ($3\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_{2-3} \cdot \Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}$
Четвертый ($4\Delta\chi$)	$t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_H$
Пятый ($5\Delta\chi$)	$t_{3\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_H$

Таблица 3.4 – Расчетные зависимости для определения температуры в слоях со стороны рабочих газов после четвертого шага по времени

№ слоя	Расчетные зависимости
Первый ($\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \left(1 - \frac{2\alpha_{r,3} \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ 2t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + 2t_{r,3} \frac{2\alpha_{r,3} \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c}$
Второй ($2\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}$
Третий ($3\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_H \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c},$ $\Delta\chi_{3-4} = \frac{1}{2}(\Delta\chi_3 + \Delta\chi_4)$
Четвертый ($4\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right)$
Пятый ($5\Delta\chi$)	$t_{4\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_H$

Таблица 3.5 – Расчетные зависимости для определения температуры в слоях со стороны рабочих газов после пятого шага по времени

№ слоя	Расчетные зависимости
Первый ($\Delta\chi$)	$t_{5\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \left(1 - \frac{2\alpha_{r,4} \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{r,4} \frac{2\alpha_{r,4} \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c}$
Второй ($2\Delta\chi$)	$t_{5\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c}$
Третий ($3\Delta\chi$)	$t_{5\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}$
Четвертый ($4\Delta\chi$)	$t_{5\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} \right) +$ $+ t_H \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c}, \quad \Delta\chi_{4-5} = \frac{1}{2} (\Delta\chi_4 + \Delta\chi_5)$
Пятый ($5\Delta\chi$)	$t_{5\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_5 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_5 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c} \right)$

Приведенные выше таблицы 3.1...3.5 позволяют записать ряд общих формул для расчета температуры в отдельных слоях.

1. Температура в первом слое при разном числе шагов по времени $i \geq 1$:

$$t_{i\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{(i-1)\Delta\tau,\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\alpha_{r,(i-1)} \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) +$$

$$+ t_{(i-1),2\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{r,(i-1)} \frac{2\alpha_{r,(i-1)} \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c}. \quad (3.48)$$

При этом следует принимать значение температуры с индексом $t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi}$, в котором $i < j$, равной начальной температуре в слое такой, какой она была в

начале расчетного цикла. При этом понятие «расчетный цикл» включает в себя совокупность расчетов температур в слоях после одного шага по времени.

2. Температура во втором слое при разном числе шагов « i » по времени ($i \geq 1$):

$$t_{i\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{(i-1)\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2(\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3) \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ + t_{(i-1),3\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2(\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3) \cdot \rho \cdot c} + t_{(i-1)\Delta\tau,\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c}. \quad (3.49)$$

Как и в предыдущем случае в выражении температуры $t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi}$ при $i < j$ значение температуры $t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi}$ принимается равной начальной температуре предыдущей расчетного цикла. Это условие можно выразить следующим образом:

$$t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi} = t_{\text{н}}, \text{ если } i < j. \quad (3.50)$$

В формуле (3.50) значение $t_{\text{н}}$ принимается по температуре в слое после предыдущего расчетного цикла.

3. Температура в слоях, начиная с третьего до двух предпоследних, определяется по формуле:

$$t_{i\Delta\tau,j\Delta\chi} = t_{(i-1)\Delta\tau,j\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j(\Delta\chi_j + \Delta\chi_{j-1}) \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j(\Delta\chi_j + \Delta\chi_{j+1}) \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ + t_{(i-1)\Delta\tau,(j+1)\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j(\Delta\chi_j + \Delta\chi_{j+1}) \cdot \rho \cdot c} + t_{(i-1)\Delta\tau,(j-1)\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j(\Delta\chi_j + \Delta\chi_{j-1}) \cdot \rho \cdot c}. \quad (3.51)$$

При расчетах по формуле (3.51) учитывается условие (3.50). Ограничение по числу слоев к формуле (3.50) можно выразить соотношением:

$$3 \leq j < (m - 2), \quad (3.52)$$

где m – число выделенных слоев в стенке.

Уравнения, приведенные выше, справедливы для расчета температуры в слоях стенки, начиная с первого от поверхности крышки цилиндров, образующей камеру сгорания. Одновременно с этим осуществляется процесс теплообмена со стороны охлаждающей жидкости. При этом расчетные зависимости для определения температуры будут отличаться от предыдущих только для двух слоев примыкающих к полости охлаждения. Для построения расчетных зависимостей определения температуры в двух слоях со стороны охлаждающей воды примем два условия:

- температура охлаждающей воды t_v не изменяется во времени;
- толщина последнего (m - ного) слоя принимается равной половине толщины предпоследнего слоя.

Как и в предыдущем случае, температура последнего слоя определяется из уравнения теплового баланса, в котором подведение теплоты предполагается от предпоследнего слоя, а отводится в охлаждающую воду.

После первого шага по времени температура будет изменяться только в последнем слое, после второго шага – в двух слоях, а после большего числа шагов – в большем числе слоев. Далее выводятся формулы для определения температуры в двух последних слоях, а в других слоях температуры слоев определяются, как указывалось выше по формуле (3.51).

Поскольку температуры в слоях, согласно использованному методу, после каждого шага по времени определяются температурами в прилегающих слоях на предшествующий момент времени, то при одинаковой начальной температуре в слоях после первого шага по времени теплота от предпоследнего к последнему подводиться не будет, и тогда изменение температуры последнего слоя после первого шага по времени будет происходить за счет отведения теплоты в охлаждающую воду. Уравнение для определения температуры в двух последних слоях строятся аналогично методике, приведенной в приложении.

Уравнение для определения температуры последнего слоя после (i - того) шага по времени $t_{i\Delta\tau, m}$:

$$\begin{aligned}
t_{i\Delta\tau,m} = t_{(i-1)\Delta\tau,m} & \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c} \right) + \\
& + t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} + t_B \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c}.
\end{aligned} \quad (3.53)$$

Уравнение для определения температуры предпоследнего слоя после (i - того) шага по времени $t_{i\Delta\tau,(m-1)}$:

$$\begin{aligned}
t_{i\Delta\tau,(m-1)} = t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)} & \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)} (\Delta\chi_{(m-1)} + \Delta\chi_{(m-2)}) \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + \\
& + t_{(i-1),(m-1)} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)} (\Delta\chi_{(m-1)} + \Delta\chi_{(m-2)}) \cdot \rho \cdot c} + t_{(i-1)\Delta\tau,m} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c}.
\end{aligned} \quad (3.54)$$

Таким образом, уравнения (3.48), (3.49) (3.51), (3.53) и (3.54) составляют систему уравнений для определения температуры в слоях стенки после ряда шагов по времени.

При этом уравнения (3.48) и (3.49) – система уравнений (А) определяют температуру в двух слоях огневого днища со стороны газов в цилиндре; уравнения типа (3.51) – система уравнений (В) определяют температуру в слоях от третьего со стороны рабочих газов до предпоследнего слоя после ряда шагов по времени. Уравнения (3.53) и (3.54) – система уравнений (С) – определяют температуру в предпоследнем и последнем слоях огневого днища при разном числе шагов по времени.

Для проведения расчетов по приведенным выше формулам необходимо подготовить исходные данные, а именно: значения шагов по времени $\Delta\tau_i$, толщины слоев $\Delta\chi_j$, значения температуры газов $t_{r,i}$ и суммарного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{r,i}$, значение коэффициента теплоотдачи от охлаждающей воды к стенке α_B , значение температуры охлаждающей воды t_B , а также начальные температуры в слоях стенки t_H .

Рассмотренная методика может быть использована при оценке теплонапряженного состояния деталей дизельных двигателей горно-транспортных ма-

шин. Область применения математической модели не ограничивается только крышками цилиндров, при достаточном количестве исходных данных можно решить сложные задачи теплопроводности в силовой дизельной установке горно-транспортной машины.

Приведенная методика может быть использована при:

- оценке времени прогрева силовой дизельной установки горно-транспортной машины и вводе ее в эксплуатацию после «холодного пуска»;
- анализе переходных процессов, протекающих в деталях камеры сгорания силовой дизельной установки;
- оценки времени нахождения дизеля в горячем резерве после его остановки в холодное время года;
- разработке мероприятий, направленных на улучшение условий работы деталей камеры сгорания;
- решении задач усовершенствования системы охлаждения;
- расчетном моделировании оптимального теплового состояния деталей силовой дизельной установки горно-транспортной машины.

3.4 Выбор исходных данных для расчета температурных полей в цилиндровой крышке

Полученные в предыдущем разделе зависимости для расчета температур в огневом днище крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины предполагают последовательные вычисления температуры металла на разном расстоянии от поверхности вначале для одного шага по времени, затем полученные значения температур используются как исходные для расчета температур после второго шага по времени, то есть полученные новые значения необходимы для последующих шагов по времени. Данные вычисления продолжаются до получения суммарного значения шагов по времени, равного заданному времени работы дизеля горно-транспортной машины.

Особенностью использования численного метода расчета температур является необходимость выполнения требования: коэффициенты при температурах должны иметь неотрицательные значения.

Из этого требования вытекают соотношения:

$$1 - \frac{2\alpha_{r,(i-1)} \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} \geq 0; \quad (3.55)$$

$$1 - \frac{\lambda \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j^2 \cdot \rho \cdot c} \geq 0; \quad (3.56)$$

$$1 - \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c} \geq 0; \quad (3.57)$$

$$1 - \frac{\lambda \Delta\tau_i}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} \geq 0; \quad (3.58)$$

$$1 - \frac{2\alpha_{r,(i-1)} \cdot \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \Delta\tau_i}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \geq 0; \quad (3.59)$$

$$1 - \frac{2\lambda \Delta\tau_i}{\Delta\chi_j^2 \cdot \rho \cdot c} \geq 0. \quad (3.60)$$

Из анализа выше написанных условий вытекает возможность сокращения числа этих условий. Так, если выполняется условие (3.56), условие (3.55) выполняется заведомо, то есть условия (3.55) и (3.56) отбрасываются.

Из четырех последних условий вытекают необходимые связи между шагами по времени $\Delta\tau_i$ и размерами толщины слоев стенки $\Delta\chi_j$:

$$\Delta\tau \leq \frac{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c}{2\alpha_B}; \quad (3.61)$$

$$\Delta\tau \leq \frac{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c}{\lambda}; \quad (3.62)$$

$$\Delta\tau \leq \Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c \frac{1}{2\left(\alpha_{r,(i-1)} + \frac{\lambda}{\Delta\chi_2}\right)}; \quad (3.63)$$

$$\Delta\tau \leq \frac{\Delta\chi_j^2 \cdot \rho \cdot c}{2\lambda}. \quad (3.64)$$

Из последних уравнений следует, что чем меньше толщина слоя $\Delta\chi_j$, тем меньшим должен быть шаг по времени $\Delta\tau_i$.

При конкретных значениях величин α_B , λ , а также принятых значениях $\Delta\chi_j$ одно из четырех условий (3.61...3.64) будет наиболее жестким, то есть, будет требоваться наименьшее значение шага по времени $\Delta\tau_i$.

Однако, чем меньше значения $\Delta\chi_j$ и $\Delta\tau_i$, тем больше расчетных блоков для определения температур и других величин, тем больше общее время расчетов.

Для ориентировочной оценки числа расчетных блоков примем число шагов по толщине огневого днища цилиндрической крышки $n_1 = 50$; число шагов по времени для одного цикла двигателя внутреннего сгорания $n_2 = 50$, тогда число расчетных блоков за время одного цикла составит:

$$N_{\text{ц}} = n_1 \cdot n_2. \quad (3.65)$$

Для среднеоборотных дизелей с числом оборотов коленчатого вала $n_{\text{КВ}} = 1000$ оборотов в минуту продолжительность одного цикла составит:

$$\tau_{\text{ц}} = \frac{60}{n_{\text{КВ}}} \cdot 2. \quad (3.66)$$

где 2 – число оборотов коленчатого вала за цикл;

Если задаться временем непрерывной работы горно-транспортной машины $\tau = 2$ часа, то число циклов составит:

$$n_{\text{ц}} = \frac{\tau}{\tau_{\text{ц}}} \cdot 2. \quad (3.67)$$

Тогда число расчетных блоков при исследовании температурных полей в крышке цилиндра за время работы дизеля (2 часа) составит:

$$n_{\text{бл}} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_{\text{ц}}. \quad (3.68)$$

Из приведенного оценочного расчета следует, что для уменьшения времени расчетов необходимо уменьшать число шагов по глубине n_1 и по времени

n_2 , а также ограничиваться меньшим временем работы дизеля горно-транспортной машины (целесообразно задавать время переходного процесса).

Чередование высоких и низких температур происходит в течение цикла за 0,12 секунды. Это приводит к тому, что резкое изменение температуры материала огневого днища может происходить лишь на небольшой глубине от поверхности, не превышающей 2 мм.

Для уменьшения общего числа слоев принимаем неравномерную разбивку толщины огневого днища цилиндрической крышки горной машины. Принимаем следующую разбивку:

- первые пять слоев – по 0,2 мм, из них первый со стороны газов – 0,1 мм;
- следующие пять слоев – по 0,4 мм;
- следующие 11 слоев – по 1 мм, из них последний, примыкающий к охлаждающей воде – 0,5 мм.

Таким образом, общее число шагов по толщине огневого днища составляет 21. Приняв именно такую разбивку толщины огневого днища крышки цилиндра в качестве расчетной, величина $\Delta\chi$ в формулах (3.61) и (3.64) принимается с минимальным значением $\Delta\chi = 0,0002$ м.

Значение плотности металла ρ , его удельной массовой теплоемкости c и коэффициента теплопроводности λ определяются по справочной литературе. Для крышек цилиндров, изготовленных из чугуна, принимаем следующие значения теплофизических характеристик: $\lambda = 53$ Вт/(м·К); $c = 682$ Дж/(кг·К); $\rho = 7800$ кг/м³; $\alpha_{\text{в}} = 4000$ Вт/(м²·К).

При переменном в течение цикла значении коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{г},i}$ для определения максимально допустимого значения шага по времени Δt следует выбрать (как это следует из формулы (3.63)) максимальное значение этой величины.

Диаграмма изменения суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} для двигателя ЧН26/26 приведена на рисунке 3.8 [62].

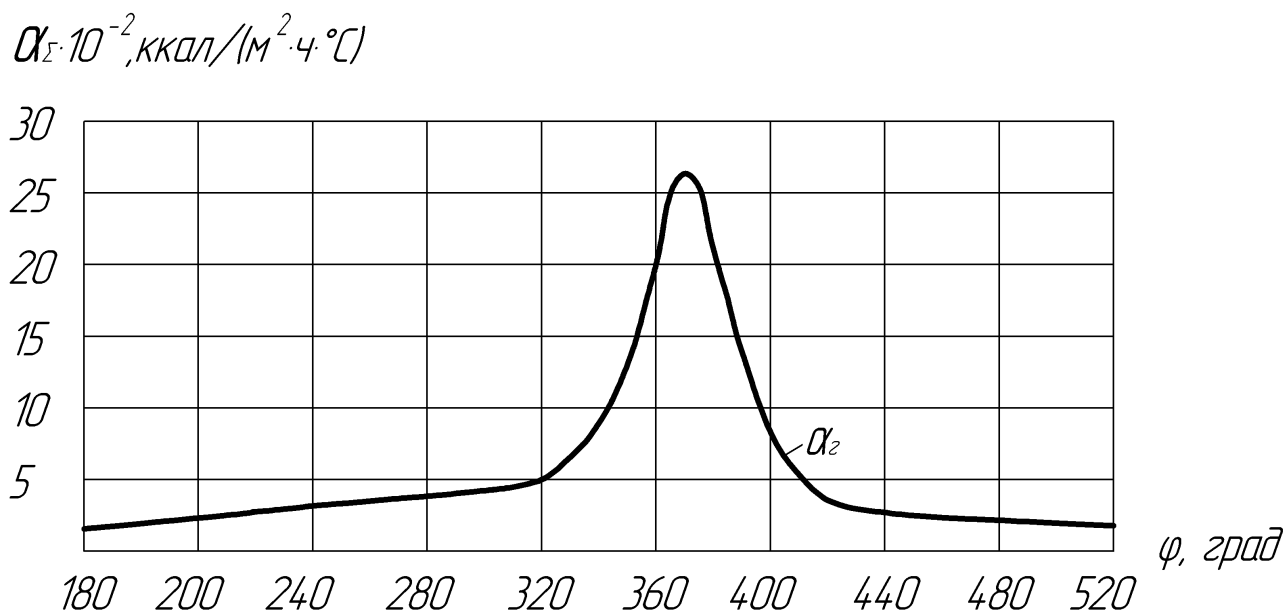


Рисунок 3.8 – Зависимость суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} от угла φ поворота коленчатого вала

Из этого рисунка следует, что максимальное значение $\alpha_{\Gamma,i}$ в цикле составляет $26 \cdot 10^2$ ккал/м²·град, что в системе измерений СИ составляет 3026 Вт/(м²·град). Данное значение $\alpha_{\Gamma,i}$ подставляем в формулу (3.63):

$$\Delta\tau \leq \frac{1}{2} 0,0002 \cdot 7800 \cdot 682 \frac{1}{2\left(3026 + \frac{53}{0,0002}\right)} = 1,985 \cdot 10^{-3} \text{ с.} \quad (3.69)$$

Определим допустимое значение $\Delta\tau$ по формулам (3.61), (3.62) и (3.64):

$$\Delta\tau \leq \frac{0,01 \cdot 7800 \cdot 682}{2 \cdot 4000} = 0,665 \text{ с;} \quad (3.70)$$

$$\Delta\tau \leq \frac{0,001^2 \cdot 7800 \cdot 682}{53} = 0,1 \text{ с;} \quad (3.71)$$

$$\Delta\tau \leq \frac{0,002^2 \cdot 7800 \cdot 682}{2 \cdot 53} = 0,002 \text{ с.} \quad (3.72)$$

Из приведенных расчетов следует, что максимально допустимое значение шага по времени при выбранной минимальной толщине слоя $\Delta\chi_i = 0,0002$ м, составляет $1,985 \cdot 10^{-3}$ с.

Для разбивки цикла на шаги по времени удобным может быть замена времени в секундах через углы поворота коленчатого вала дизеля φ . Учитывая, что продолжительность одного цикла для среднеоборотных дизелей составляет 0,12 секунд, время поворота коленчатого вала на один градус составит:

$$\tau_{\text{град}} = \frac{\tau_{\text{ц}}}{720}. \quad (3.73)$$

Тогда время $\Delta\tau$ в формуле(3.66) можно заменить по соотношению:

$$\Delta\tau = \tau_{\text{град}} \cdot \Delta\varphi. \quad (3.74)$$

Из формул (3.73) и (3.74) вытекает соотношение для максимального шага по углу поворота коленчатого вала $\Delta\varphi_{\text{макс}}$.

$$\Delta\varphi_{\text{макс}} = \Delta\tau_{\text{макс}} \frac{1}{\tau_{\text{град}}}. \quad (3.75)$$

Температура газов в цилиндре дизельного двигателя горно-транспортной машины характеризуется высокой неравномерностью.

Диаграмма изменения температуры газов в цилиндре дизеля ЧН26/26 показана на рисунке 3.9. Из данного рисунка следует, что наибольшая скорость изменения температуры газов имеет место в конце процесса сжатия свежего заряда, в процессе горения топлива и расширения, затем эти температуры имеют более низкие значения.

Различная скорость изменения температур при разных углах поворота коленчатого вала обуславливает необходимость принимать разные величины шагов по углу поворота коленчатого вала.

Из рисунка 3.8 следует, что при повороте коленчатого вала в пределах 330...380 градусов скорость изменения температуры составляет более 25 °С на один градус поворота коленчатого вала дизельного двигателя горно-транспортной машины.

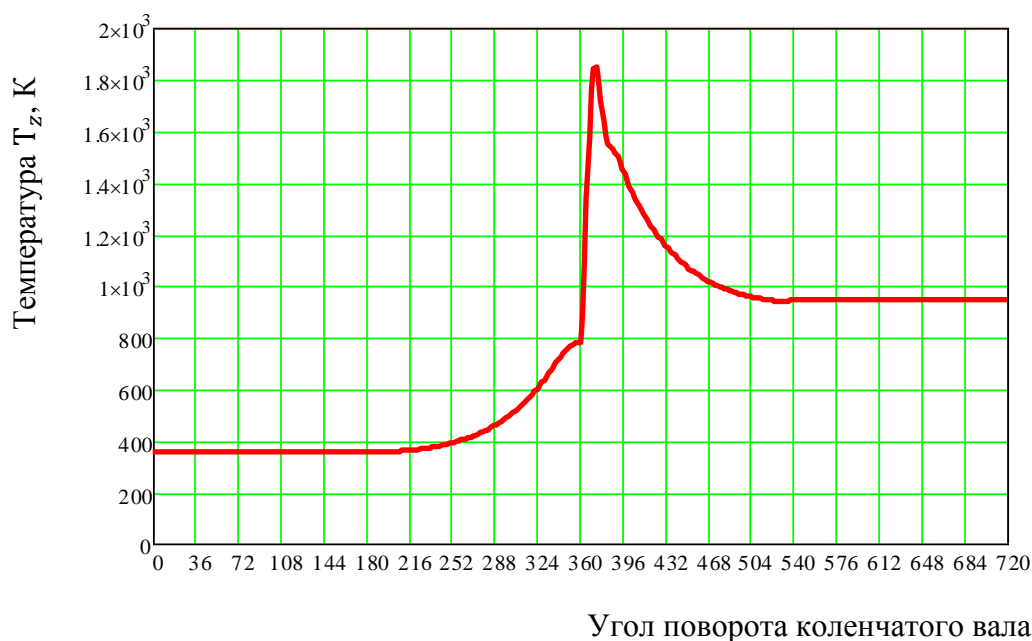


Рисунок 3.9 – Зависимость температуры газов T_z в цилиндре от угла φ поворота коленчатого вала

Для углов поворота коленчатого вала в пределах от 330 до 380 градусов принимаем $\Delta\varphi = 2$ градуса; для углов поворота коленчатого вала от 380 до 540 градусов – $\Delta\varphi = 5$ градусов; для углов поворота коленчатого вала в пределах от 550 до 270 градусов – $\Delta\varphi = 10$ градусов; в пределах от 275 до 330 градусов – $\Delta\varphi = 5$ градусов.

Приведенные результаты расчетов позволяют составить таблицы исходных данных (см. приложение А) шагов по толщине огневого днища и шагов по углу поворота коленчатого вала для расчета температуры в слоях, градиентов температур по толщине и потока теплоты в огневом днище со стороны рабочих газов в сторону охлаждающей воды.

На основании проведенных расчетов общее число шагов по времени (по углу поворота коленчатого вала) составляет $n_2 = 114$. Установлено, что общее число шагов по толщине огневого днища составляет $n_1 = 21$. Общее число расчетных блоков за один цикл в цилиндре (0,12 с.) составит:

$$n_{\text{бл}} = n_1 \cdot n_2. \quad (3.76)$$

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать поле температур в огневом днище крышки цилиндра, изменяющееся во времени.

Для оценки механических напряжений [115] в плоскости стенки огневого днища необходимо рассчитать также градиенты температур в направлении, перпендикулярном плоскости стенки. Такие расчеты необходимо производить при каждом расчетном цикле.

Градиенты температур рассчитываем по температурам соседних слоев. Значение градиента температур между первым и вторым слоями в первом расчетном цикле имеет вид:

$$\text{Гр}_{1-2}^{1\Delta\varphi} = 2 \frac{(t_{1\Delta\varphi,1\Delta\chi} - t_{1\Delta\varphi,2\Delta\chi})}{\Delta\chi_1 + \Delta\chi_2}, \quad (3.77)$$

где $\text{Гр}_{1-2}^{1\Delta\varphi}$ – градиент температур между первым и вторым слоями после первого расчетного цикла;

$t_{1\Delta\varphi,1\Delta\chi}$ – температура первого слоя после первого расчетного цикла;

$t_{1\Delta\varphi,2\Delta\chi}$ – температура второго слоя после первого расчетного цикла;

$\Delta\chi_2$ – толщина второго слоя;

$\Delta\chi_1$ – толщина первого слоя принимается в данном расчете, равной $\Delta\chi_2$.

Градиент температур между вторым и третьим слоями определяется по формуле:

$$\text{Гр}_{2-3}^{1\Delta\varphi} = 2 \frac{(t_{1\Delta\varphi,2\Delta\chi} - t_{1\Delta\varphi,3\Delta\chi})}{\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3}, \quad (3.78)$$

где $\text{Гр}_{2-3}^{1\Delta\varphi}$ – градиент температур между вторым и третьим слоями после первого расчетного цикла;

$t_{1\Delta\varphi,3\Delta\chi}$ – температура третьего слоя после первого расчетного цикла;

$\Delta\chi_3$ – толщина третьего слоя.

Градиент температур после i -той прогонки между j -тым и $(j + 1)$ слоями определяется по формуле:

$$\text{Гр}_{j,(j+1)}^{i\Delta\varphi} = 2 \frac{(t_{i\Delta\varphi,j\Delta\chi} - t_{i\Delta\varphi,(j+1)\Delta\chi})}{\Delta\chi_j + \Delta\chi_{(j+1)}}. \quad (3.79)$$

Значения градиентов температур определяют плотность теплового потока в направлении от рабочих газов к охлаждающей воде.

В общем случае плотность теплового потока определяется по соотношению:

$$q_{j,(j+1)}^{i\Delta\varphi} = \lambda \cdot \text{Гр}_{j,(j+1)}^{i\Delta\varphi}. \quad (3.80)$$

где $q_{j,(j+1)}^{i\Delta\varphi}$ – плотность теплового потока (Вт/м^2) после i -той прогонки между j -тым слоем и слоем $(j + 1)$.

Полученная математическая модель процесса изменения температуры огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины позволит оценить ее тепловую напряженность при изменении температуры рабочих газов в цилиндре [116]. Оценка теплонапряженности позволяет разработать комплекс мероприятий, направленных на улучшение режимов работы дизельного двигателя горно-транспортной машины.

Достоверность расчетов температурных полей градиентов температуры будет определяться факторами:

- достоверностью выбранного метода – численного решения задачи теплопроводности, метода элементарных балансов;
- достаточно малое значение шагов по времени $\Delta\tau_i$ и по толщине слоев $\Delta\chi_j$;
- проведением экспериментальных исследований, направленных на проверку адекватности рассмотренной математической модели.
- достоверность выбранного метода численного решения задачи теплопроводности – метода элементарных балансов проверена при решении сложных задач теплопроводности в работах [104, 117].

3.5 Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины

Напряженное состояние цилиндрических крышек дизельного двигателя обусловлено рядом факторов, наиболее значимые из которых: температурное расширение металла за счет действия рабочих газов в цилиндре, воздействие охлаждающей воды, влияние усилий сжатия при креплении крышки к гильзе цилиндра.

Аналитическое решение задачи исследования напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра практически невозможно, поэтому целесообразно применять численные методы. Известны работы [37-39], направленные на решение данной задачи. В этих работах утверждается, что разрушение крышек цилиндров связано с развитием трещин в стенке крышки, а механизм разрушения связан с усталостным разрушением, выражающимся в постепенном развитии трещин при многократно повторяющихся переменных напряжениях. Авторы упомянутых работ вводят понятие «малоцикловая усталость». Под этим термином понимается механизм развития трещин усталости за счет прогрева дизеля, в том числе и крышки цилиндра, при некотором времени работы дизеля и его последующее охлаждение при остановке дизеля.

При решении задачи усовершенствования режимов работы горно-транспортных машин актуальным является проведение экспериментальных исследований, позволяющих оценить их напряженное состояние.

Ввиду сложности конструкции цилиндрической группы и отсутствия возможности установки датчиков температур внутри камеры сгорания в огневом днище крышки цилиндра экспериментальные исследования весьма затруднительны. В работе [37] автором были проведены экспериментальные исследования на цилиндрических образцах из аналогичного материала крышкам цилиндров. Проведенные экспериментальные исследования не в полной мере

отражают картину протекающих процессов внутри камеры сгорания и подтверждают лишь эффект Баушингера.

Для изучения явления возникновения механических напряжений в деталях дизельного двигателя за счет их прогрева целесообразно использовать конечно-разностную схему комплекса программ ANSYS. В процессе исследований температурных полей и полей механических напряжений принята средняя за цикл температура и среднее за цикл значение суммарного коэффициента теплоотдачи α_{Σ} . Так, например, средняя за цикл температура огневого днища лежит в пределах 300...350 °С.

При этих условиях в крышке цилиндра, по мнению упомянутых выше авторов, возникают деформация и накопление дефектов в микроскопическом строении металла крышки, что и приводит к развитию трещин усталости. Однако авторы совершенно не учитывают циклическое изменение температуры газов, несмотря на то, что температура газов изменяется от сотни до полутора тысяч градусов и частота циклов, например, для среднеоборотных дизелей составляет 0,12 с.

Другими недостатками упомянутых выше исследований является отсутствие численной оценки температуры газов и давления газов в цилиндре. Поэтому необходимо установить влияние температуры и внутреннего давления на напряжения в наиболее нагруженных участках крышки цилиндра, а также определить способ снижения максимальных напряжений.

На рисунке 3.10 показан вид крышки цилиндра со стороны огневой поверхности с местами часто возникающих разрушений [118].

В системе прочностного анализа ANSYS разработана конечно-элементная модель крышки, приведенная на рисунке 3.11. Составлены алгоритмы расчета в виде отдельных подпрограмм. В качестве внешних нагрузок, действующих на крышку, принимались температура и рабочее давление газов в цилиндре. При расчете напряженного состояния задавалась температура на поверхностях днища и на внешних поверхностях крышки.

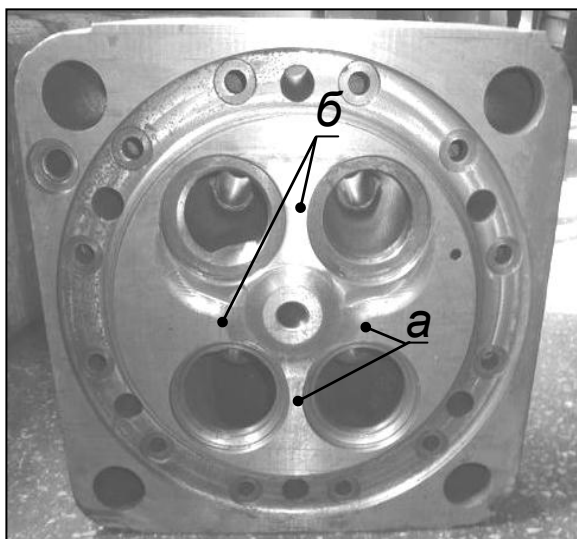


Рисунок 3.10 – Крышка цилиндра
дизельного двигателя:
a, б – места разрушения

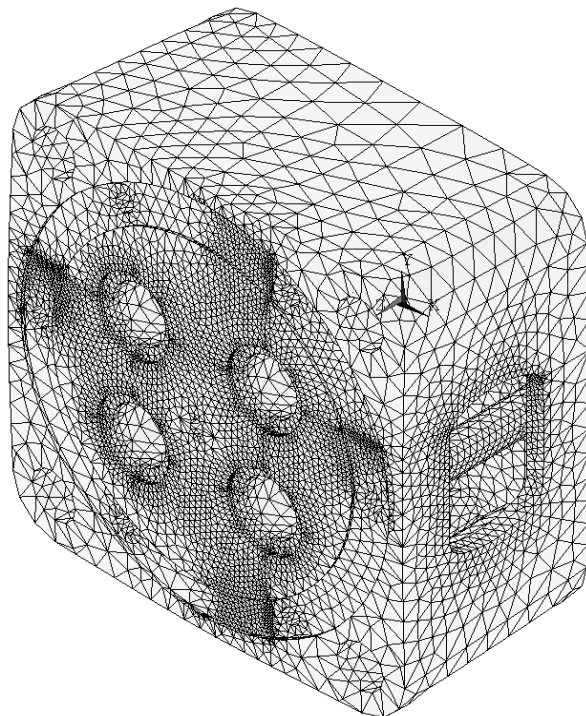


Рисунок 3.11 – Конечно-элементная
модель крышки цилиндра

Производился расчет температурного поля по всему объему крышки. При этом объем крышки разбивался на конечные термоэлементы SOLID90. Затем выполнялся прочностной расчет. При этом термоэлементы заменялись соответствующими им прочностными элементами SOLID186.

На рисунке 3.12 приведены эпюры напряжений сжатия, рассчитанных на огневой поверхности крышки цилиндра в сечении межклапанной перемычки, вызванных нагреванием крышки цилиндра.

В расчете принято:

- материал крышки – высокопрочный чугун; модуль упругости $E = 1,7 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент линейного расширения $\alpha = 1,3 \cdot 10^{-5}$ °С; коэффициент поперечной деформации $\mu = 0,25$;
- температура на огневой поверхности днища крышки 300 °С; на охлаждаемой поверхности днища 90 °С; на внешних поверхностях крышки 50 °С.

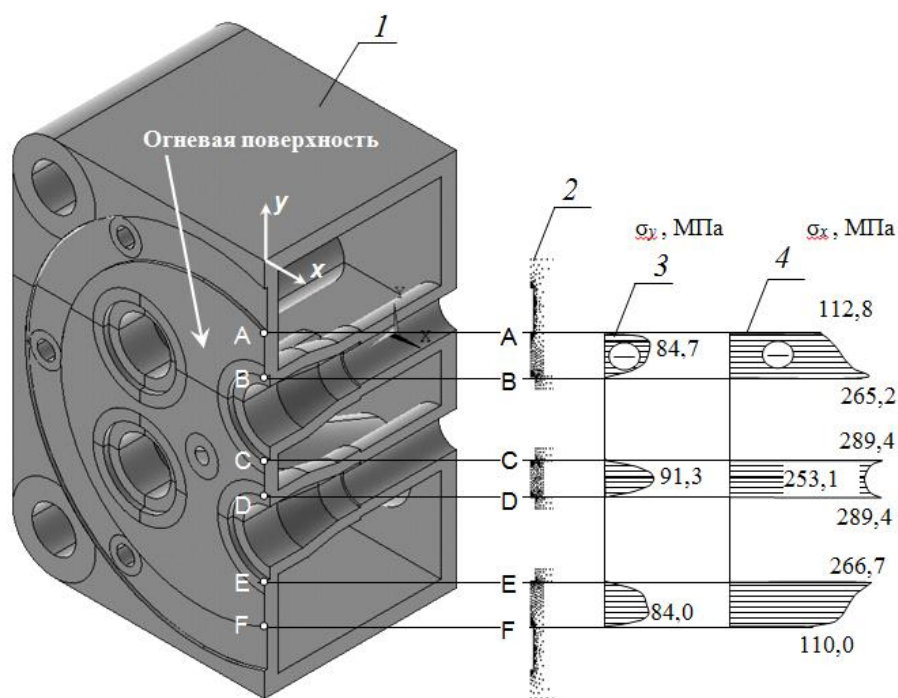


Рисунок 3.12 – Напряжения на огневой поверхности дна крышки цилиндра от температуры 300 °С: 1 – часть модели крышки, отсеченная плоскостью; 2 – узлы конечных элементов в поперечном сечении дна; 3, 4 – эпюры напряжений соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях

Как видно из рисунка 3.12, наибольшие напряжения сжатия возникают на участке CD (между клапанами). В продольном сечении перемычки напряжения равны $\sigma_y = -91,3$ МПа, в поперечном сечении – $\sigma_x = -289,4$ МПа.

Анализ разрушений крышек цилиндров свидетельствует о наличии вертикальных трещин на огневой поверхности, перпендикулярных максимальным напряжениям σ_x . Появление трещин от больших сжимающих напряжений можно объяснить следующим образом. После прогрева металла крышки и последующего охлаждения в металле возникают напряжения растяжения. При этом в корне трещин возникает явление концентрации напряжений, достигающие двух-трех кратного значения. Повышенные напряжения в корне трещины приводят к пластической деформации металла. Деформация металла в свою очередь приводит к формированию в корне трещины зон упрочнения с одновременным снижением пластичности металла. Эти явления в совокупности приво-

дят к тому, что в каждом цикле переменного нагружения, в том числе и за счет изменения температуры металла, происходит надрыв в корне трещины.

В теории разрушения металлов доказано, что трещины усталости при переменных во времени нагружениях развиваются при напряжениях намного меньших временного сопротивления σ_b [98].

На рисунке 3.13 приведены эпюры температурных напряжений на огневой поверхности крышки цилиндра в сечении между впускным и выпускным клапанами. В данном случае наиболее напряженным участком является перемычка CD. Сжимающие напряжения в продольном сечении перемычки составили $\sigma_x = -114,1$ МПа, а в поперечном направлении – $\sigma_y = -275,2$ МПа. Сравнивая это значение с напряжением $\sigma_x = -289,4$ МПа на рисунке 3.12, можно сделать вывод, что наиболее напряженными являются перемычки между одноименными клапанами – впускными или выпускными [119].

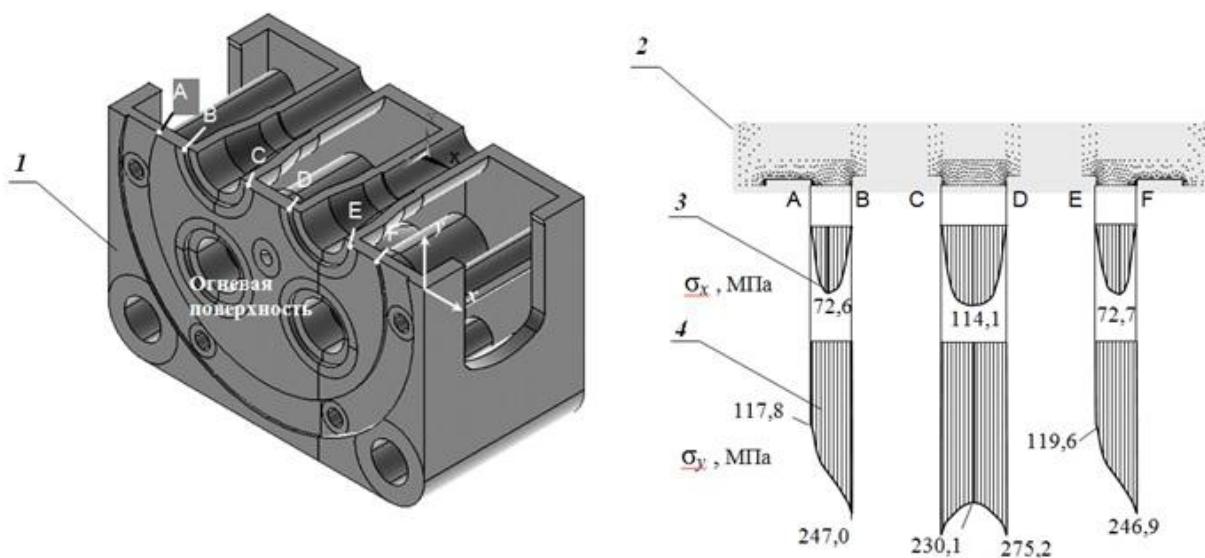


Рисунок 3.13 – Напряжения на огневой поверхности дна крышки цилиндра от температуры 300 °С: 1 – часть модели крышки цилиндра; 2 – узлы конечных элементов в поперечном сечении дна; 3, 4 – эпюры напряжений соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях

Более наглядно это заметно при сравнении интенсивностей напряжений. На рисунке 3.14 приведена контурная диаграмма интенсивностей напряжений в крышке со стороны огневой поверхности. Светлые участки соответствуют максимальным напряжениям. Таковыми являются перемычки между одноименными клапанами (впускными и выпускными).

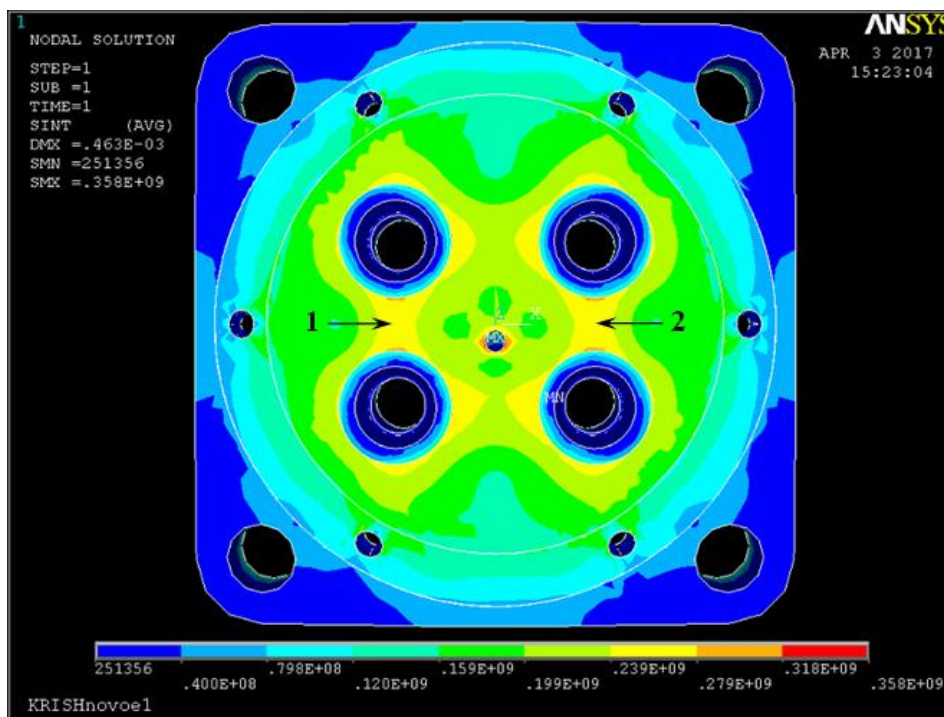


Рисунок 3.14 – Контурная диаграмма интенсивностей напряжений от действия температуры: 1, 2 – перемычки между впускными и выпускными клапанами

Проведен расчет напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра от действия давления в цилиндре $p = 2,1$ МПа и давления $p_{зат} = 3,15$ МПа и от затяжки шпилек на стыке втулки цилиндра с крышкой.

На рисунке 3.15 приведены эпюры напряжений на поверхности крышки, полученные при расчете. Напряжения в перемычке (перемычка CD) составляют: $\sigma_x = 11,9$ МПа и $\sigma_y = 6,9$ МПа.

Выше было показано, что напряжения σ_x , вызванные тепловым расширением, составляют 230...290 МПа. Поэтому, дополнительные напряжения, вы-

званные давлением, составляют порядка 5 % от напряжений, обусловленных тепловым расширением.

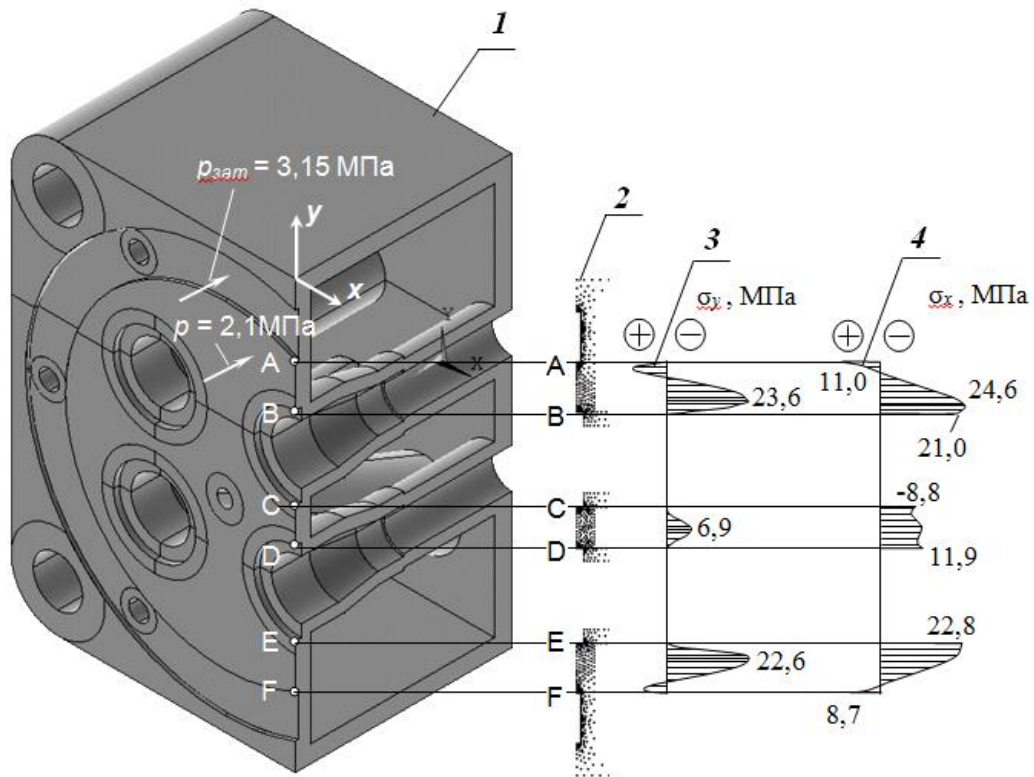


Рисунок 3.15 – Напряжения на огневой поверхности дна цилиндра от давления в цилиндре $p = 2,1$ МПа и давления $p_{зат} = 3,15$ МПа от затяжки шпилек: 1 – часть модели крышки, отсеченная плоскостью, проходящей через клапаны; 2 – узлы конечных элементов в поперечном сечении дна; 3, 4 – эпюры напряжений соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях

Отличается также и характер распределения напряжений по площади поверхности крышки. На рисунке 3.16 приведена контурная диаграмма интенсивностей напряжений в крышке со стороны огневой поверхности, вызванных действием давления в цилиндре и давления от затяжки шпилек. Наиболее нагруженными оказываются периферийные области дна крышки (светлые участки 1, 2 на рисунке 3.16).

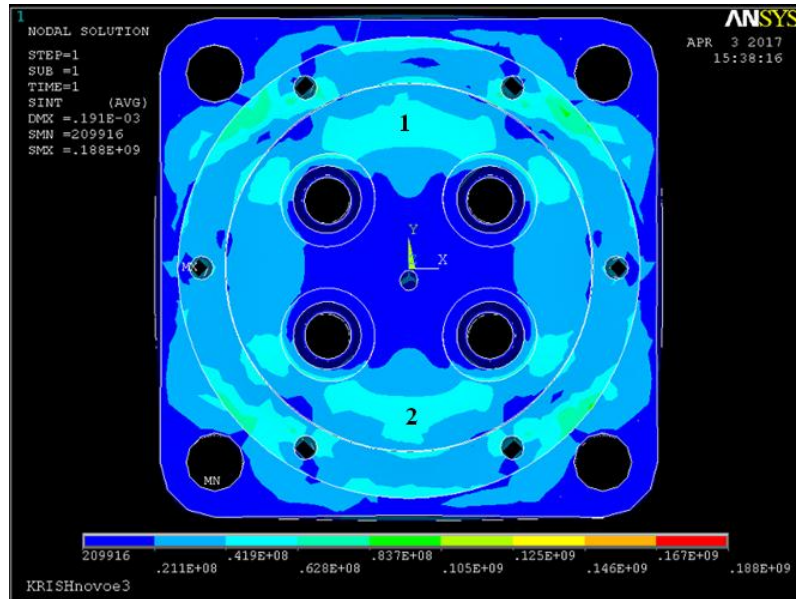


Рисунок 3.16 – Контурная диаграмма интенсивностей напряжений от действия внутреннего давления: 1, 2 – области с максимальными напряжениями

Днище крышки испытывает деформацию изгиба от действия температуры и внутреннего давления. На рисунке 3.17 приведены эпюры напряжений σ_y в перемычке между клапанами в продольном направлении (2) и по толщине днища (3) в наиболее нагруженном сечении ab .

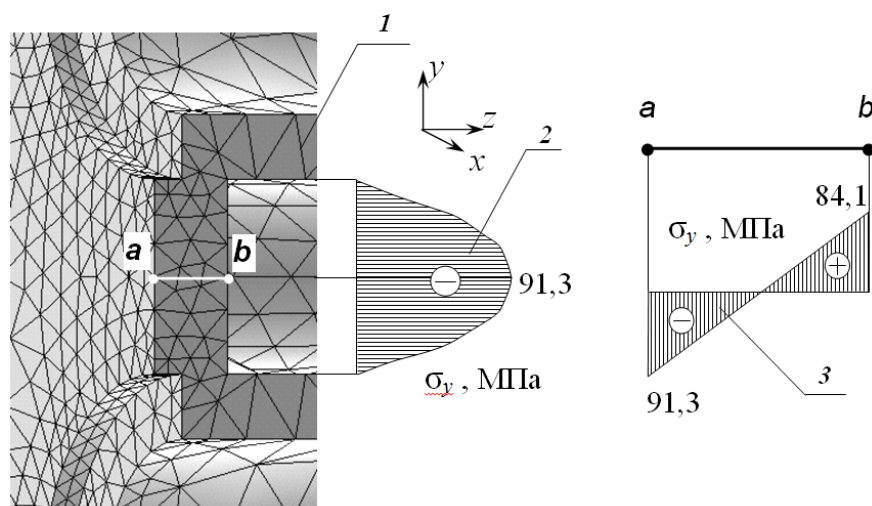


Рисунок 3.17 – Конечно-элементная модель 1 и эпюры напряжений σ_y в перемычке между клапанами в продольном направлении 2 и по толщине днища 3

Как видно из этого рисунка растягивающие напряжения на охлаждаемой поверхности днища ($\sigma_y = 84,1$ МПа) близки по величине к сжимающим напряжениям ($\sigma_y = -91,3$ МПа) [119]. Это характерно для явления чистого изгиба.

Далее проведена оценка прочности днища крышки, изготовленной из высокопрочного чугуна ВЧ50. Условие прочности принималось в виде:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \leq [\sigma], \quad (3.81)$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентные напряжения; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальные напряжения; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ – касательные напряжения; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения.

На рисунке 3.18 приведены эпюры эквивалентных напряжений в перемычке между клапанами. Линиями 1 и 2 представлены напряжения, вычисленные при температуре огневой поверхности соответственно 300 и 250 °С.

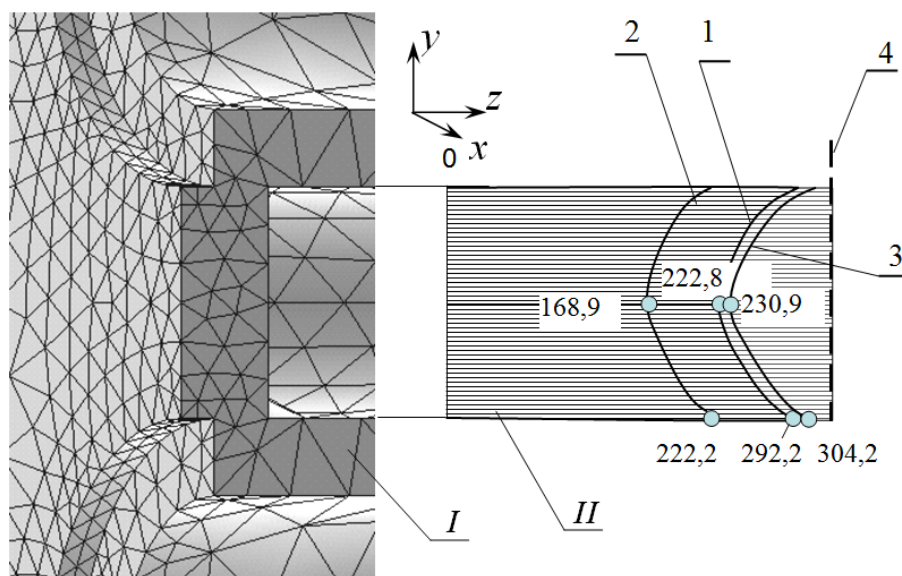


Рисунок 3.18 – Конечно-элементная модель *I* и эпюры напряжений *II* $\sigma_{\text{экр}}$ в перемычке между клапанами: *1* – температура 300 °С; *2* – температура 250 °С; *3* – совместное действие температуры 300 °С и давления в цилиндре 2,1 МПа; *4* – предел текучести чугуна ВЧ50 $\sigma_{0,2} = 320$ МПа

Снижение температуры на 50 °С приводит к снижению напряжений на 24 %. Столь значительное влияние температуры днища на ее напряженное состояние должно быть учтено при совершенствовании режимов охлаждения крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины.

Таким образом, осуществление мероприятий по снижению температуры огневого днища может привести к снижению напряжений в огневом днище и, соответственно, к снижению скорости развития трещин и продлению срока службы крышек цилиндров.

Линия 3 на рисунке представляет напряжения от совместного действия температуры 300 °С и давления в цилиндре величиной 2,1 МПа. Как видим, увеличение напряжений от давления при этом незначительное. Линией 4 на рисунке представлен предел текучести чугуна ВЧ50 $\sigma_{0,2}=320$ МПа.

Максимальные эквивалентные напряжения 304,2 МПа близки к пределу текучести материала $\sigma_{0,2}=320$ МПа. Поэтому возможно появление пластических деформаций, а с учетом концентрации напряжений в корне трещин пластическая деформация неизбежна. Также были определены суммарные температурные напряжения в огневом днище крышки цилиндров дизельного двигателя горно-транспортной машины для $P_z = 12$ МПа, максимальное значение которых составляет 362 МПа.

В диссертационной работе была проведена оценка погрешности расчетов в зависимости от количества узлов конечных элементов, приведенная на рисунке 3.19.

Оценка точности проводилась методом половинного деления. В базовом расчете количество узлов конечных элементов составляет 17000, в проверочном расчете – 24000. Полученные данные относительной погрешности $\delta = 0,4$ % σ_x , $\delta = 0,09$ % σ_y свидетельствуют о достаточно высокой точности выполненных расчетов. Увеличение количества конечных элементов не повышает точность, а существенно увеличивает количество расчетных операций и используемых ресурсов ЭВМ.

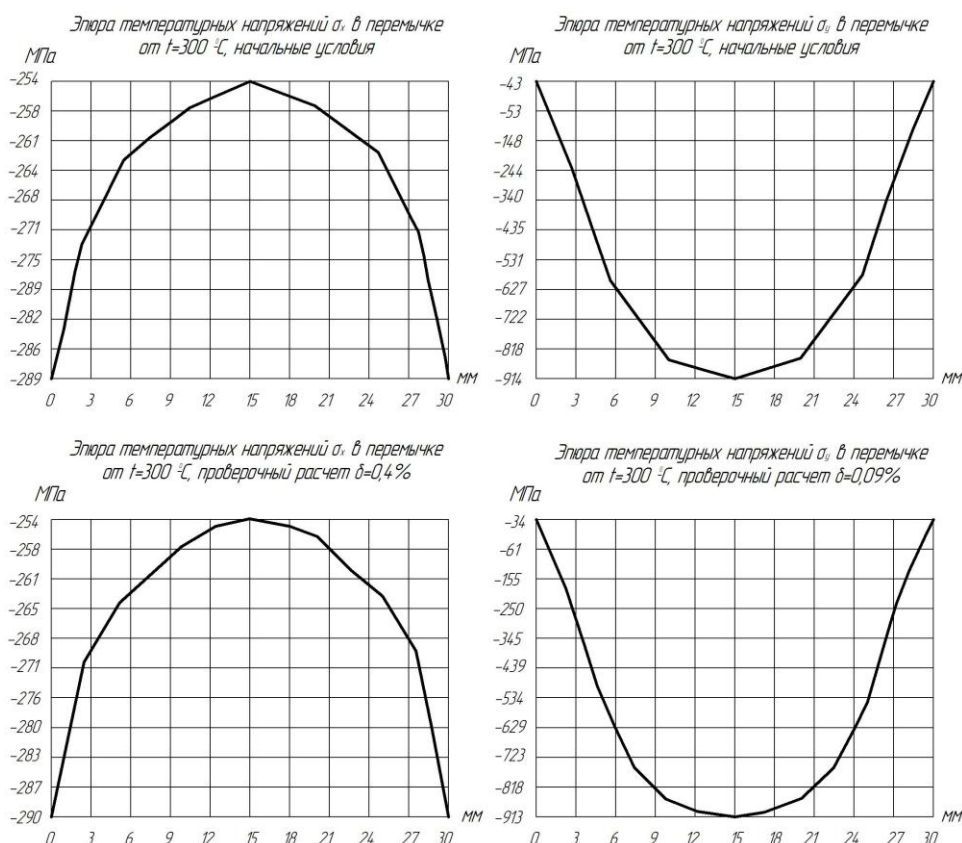


Рисунок 3.19 – Эпюры температурных напряжений в перемычке крышки цилиндра от действия температуры 300 °C и оценка относительной погрешности

Также проведен сравнительный анализ результатов расчетов, выполненных в программном комплексе ANSYS и по разработанной математической модели.

С помощью математической модели определено изменение температуры в слоях крышки цилиндра (рисунок 3.20). При известных температурах определены градиенты между слоями. Зная градиенты температур, используя классические методы расчета теплонапряженности материалов [97], определены температурные напряжения на поверхности цилиндрической крышки, расчетные значения напряжений приведены на рисунке 3.21.

Проведенный сравнительный анализ полученных значений свидетельствует о достаточной сходимости результатов ANSYS и разработанной математической модели.

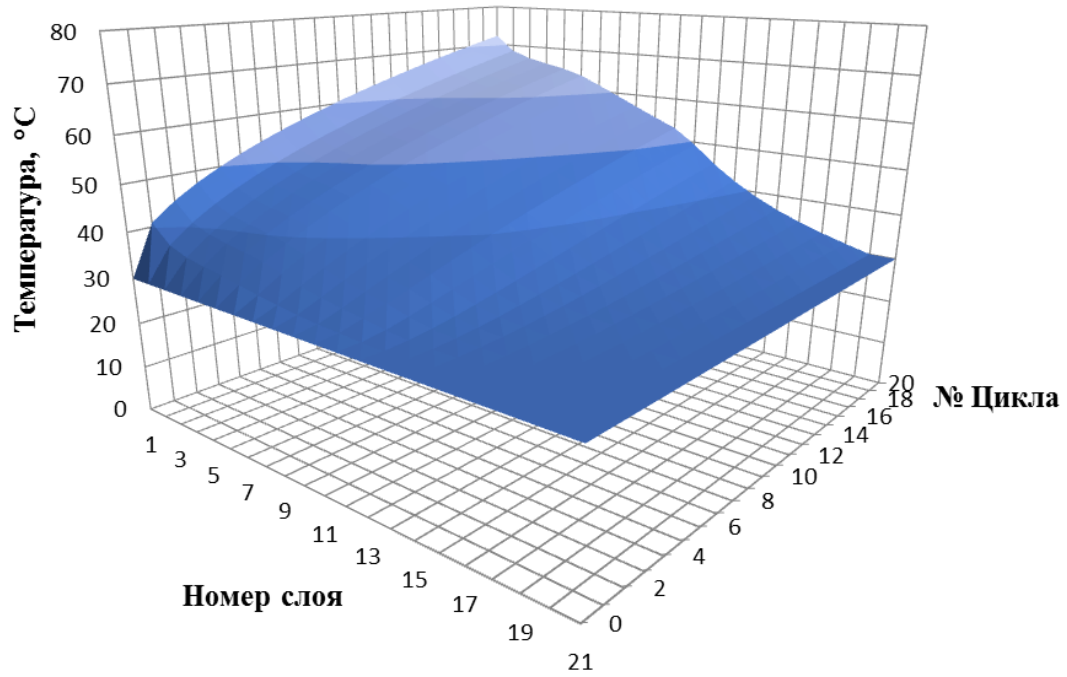


Рисунок 3.20 – Диаграмма распределения температуры в слоях крышки цилиндра

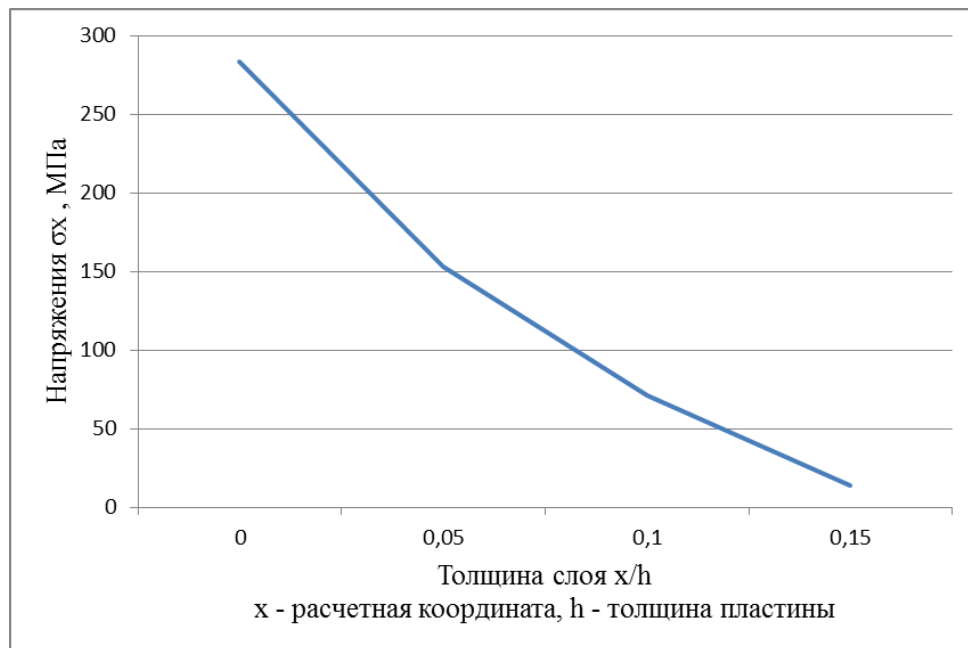


Рисунок 3.21 – Диаграмма распределения температурных напряжений в слоях крышки цилиндра

Показанное выше снижение напряженного состояния за счет снижения температуры цилиндрических крышек является реалистичным.

Недостатком чугуна при изготовлении крышек цилиндров горно-транспортных машин является его большой удельный вес. Наряду с чугунными деталями дизельных двигателей широко применяются алюминиевые сплавы.

Основными преимуществами алюминиевых сплавов является теплопроводность, которая в три раза выше чугунных, что способствует эффективности работы системы охлаждения двигателя; уменьшение массы на 30...40 %; низкая стоимость; отличные литейные свойства. Алюминиевые сплавы, кроме меньшего удельного веса и высокой теплопроводности, не имеют никаких преимуществ перед чугуном. Алюминиевые детали гораздо мягче чугунных, поэтому для обеспечения их необходимой прочности требуются более толстые несущие стенки и сложная система ребер жесткости. Коэффициент температурного расширения алюминия в два раза выше чугуна, что также вызывает определенные трудности.

Для сравнения в работе приводится анализ напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра из алюминиевого сплава АК8. Сплав обладает высокими технологическими свойствами при литье, ковке, штамповке и прессовании. Благодаря повышенной прочности сплав АК8 широко применяется для элементов, испытывающих повышенные нагрузки и работающих в условиях интенсивных температурных перепадов. Из сплава АК8 изготавливаются детали авиационных двигателей.

В расчетах принято:

- материал крышки – алюминиевый деформируемый сплав; модуль упругости $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа; температурный коэффициент линейного расширения $\alpha_1 = 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; коэффициент Пуассона $\mu = 0,34$;
- температура на огневой поверхности днища крышки 300 °С; на охлаждаемой поверхности днища 90 °С; на внешних поверхностях крышки 50 °С.

На рисунках 3.22 и 3.23 приведены контурные диаграммы интенсивностей напряжений σ_x и σ_y в крышке цилиндра из алюминиевого сплава АК8 от действия температуры 300 °С и 250 °С.

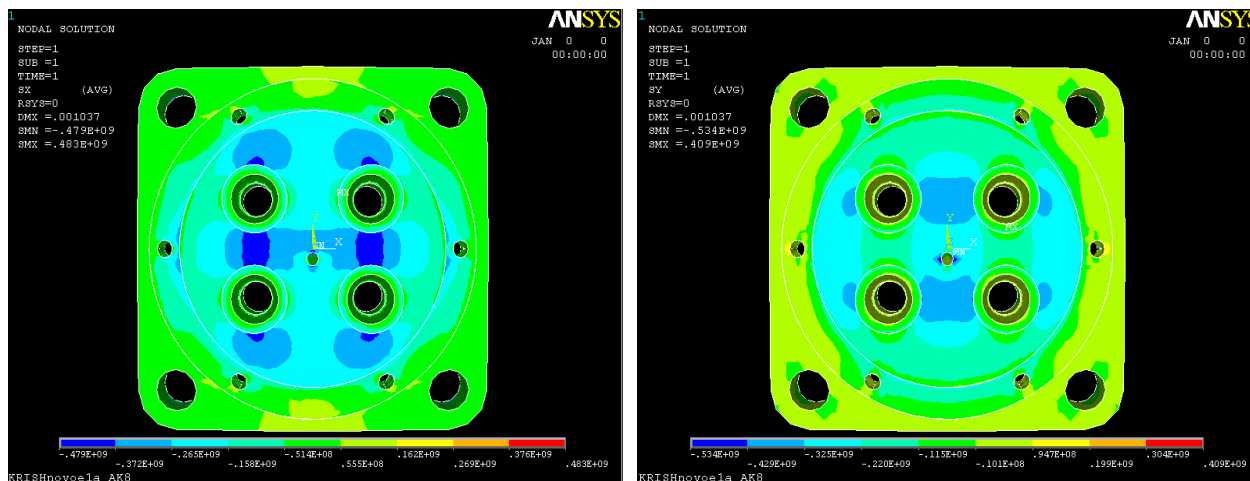


Рисунок 3.22 – Контурные диаграммы интенсивностей напряжений σ_x и σ_y от действия температуры 300 °С

Проведя анализ контурных диаграмм на рисунке 3.22 можно сделать вывод, что наиболее нагруженными участками огневого днища также являются межклапанные перемычки, при этом площадь концентраторов напряжений больше, чем у крышек цилиндров, изготовленных из высокопрочного чугуна. Максимальные значения напряжений составляют $\sigma_x = 479$ МПа и $\sigma_y = 429$ МПа, при этом преобладают напряжения сжатия. Предел прочности σ_b алюминиевого сплава АК8 для профилей составляет 490 МПа, а предел текучести $\sigma_{0,2}$ для 300 °С порядка 300 МПа.

Из анализа рисунка 3.23 следует, что наиболее нагруженными участками огневого днища также являются межклапанные перемычки, при этом площадь концентраторов напряжений остается неизменной. При уменьшении температуры огневого днища на 50 °С, наблюдается заметное снижение напряжений, максимальные значения которых составляют $\sigma_x = 363$ МПа и $\sigma_y = 324$ МПа. Но указанные напряжения также превосходят предел текучести.

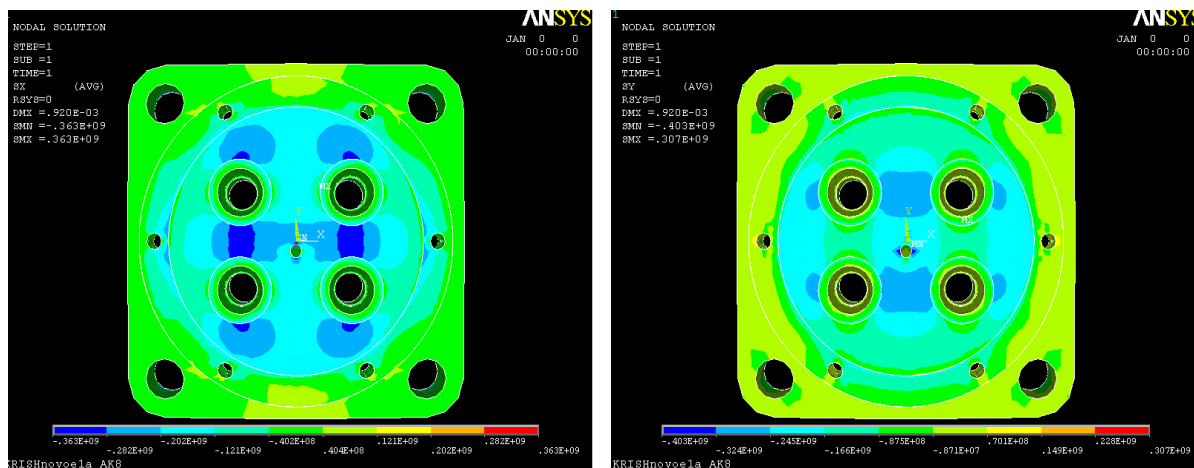


Рисунок 3.23 – Контурные диаграммы интенсивностей напряжений σ_x и σ_y от действия температуры 250 °С

На основании выполненных расчетов установлено, что алюминиевый сплав АК8 для крышек цилиндров не обладает необходимыми прочностными характеристиками (пределом прочности и текучести), что не позволяет его использования в качестве материала для цилиндрических крышек дизельных силовых установок горно-транспортных машин.

Из приведенных расчетов можно сделать следующие заключения:

1. Приведенная конечно-элементная модель и подпрограмма расчета напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины позволяет рассчитать температурное поле в теле крышки при заданных значениях температуры в отдельных точках и на отдельных поверхностях, температурные напряжения в опасных сечениях днища крышки.

2. Для случая средних значений температуры газов в цилиндре и средних значений суммарного коэффициента теплоотдачи выполнен расчет температурных полей в теле крышки цилиндра и напряжений сжатия, вызванных тепловым расширением металла, а также выполнен расчет дополнительных напряжений, обусловленных давлением газов в цилиндре, и показано, что макси-

мальные температурные напряжения возникают в перемычках днища между клапанами. Максимальные эквивалентные напряжения при этом близки к пределу текучести материала крышки (высокопрочный чугун).

3. Исследованы напряжения в опасных сечениях днища крышки цилиндров дизельного двигателя от рабочего давления газов в цилиндре. Установлено, что эти напряжения на порядок ниже температурных напряжений.

4. Суммарные напряжения могут превышать предел текучести материала крышки. В результате материал пластически деформируется. Это приводит к возникновению растягивающих напряжений после остывания днища и появлению трещин после многократных запусков дизеля.

5. Показано, что уровень расчетных температур значительно влияет на напряжения в огневом днище. Так снижение расчетной температуры с 300 °С до 250 °С приводит к снижению напряжений в огневом днище на 24%. То есть осуществление мероприятий по снижению температуры огневого днища может привести к снижению напряжений в металле и к соответствующему улучшению условий эксплуатации цилиндрических крышек.

6. Проведенное компьютерное моделирование достоверно отражает процессы, протекающие в крышке цилиндра при работе дизеля.

3.6 Выводы по главе 3

Разработанная математическая модель процесса изменения температуры огневого днища позволяет оценить тепловое напряжение крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины. Математическая модель строится из условия, что температура в каждом слое в данный отрезок времени вычисляется по сумме притока и оттока теплоты от прилегающих к нему слоев при значениях их температуры в предыдущий отрезок времени.

Исследование температурных полей в огневом днище осуществляется с помощью метода элементарных балансов. По заданным начальным условиям

последовательно рассчитываются температуры в слоях стенки, начиная с первого слоя со стороны огневого днища и до последнего слоя крышки цилиндра, примыкающего к охлаждающей жидкости.

Для расчета температур в стенке огневого днища крышки цилиндра приведен выбор исходных данных (переменных): число слоев и значений толщины каждого слоя, число шагов по времени и длительность отдельных шагов, значения температуры рабочих газов для каждого шага по времени, значения коэффициента теплоотдачи как со стороны газов в цилиндре, так и со стороны охлаждающей жидкости, значения температуры охлаждающей жидкости, значения теплофизических констант материала крышки цилиндра.

Разработаны расчетные зависимости определения полей градиентов температур в стенке, по которым можно определять напряжения (согласно теории термоупругости) и значения плотности тепловых потоков, пропорциональных градиентам температур в стенке. Рассмотрены способы определения достоверности расчета температурных полей в стенке.

В программном комплексе ANSYS разработана конечно-элементная модель и подпрограмма расчета напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины, позволяющая рассчитать температурное поле в теле крышки при заданных значениях температуры в отдельных точках и на отдельных поверхностях, температурные напряжения в опасных сечениях днища крышки.

Уровень расчетных температур газов в цилиндре значительно влияет на напряжения в огневом днище. Так снижение расчетной температуры с 300 °С до 250 °С приводит к снижению напряжений в огневом днище на 24%. То есть осуществление мероприятий по снижению температуры огневого днища может привести к снижению напряжений в металле и к соответствующему улучшению условий работы цилиндрических крышек дизельного двигателя горно-транспортных машин, которое подробно рассматривается в следующей главе.

Проведена оценка погрешности расчетов в зависимости от количества конечных элементов. Получены данные относительной погрешности $\sigma_x \delta = 0,4\%$, $\sigma_y \delta = 0,09\%$, что свидетельствуют о достаточно высокой точности выполненных расчетов.

Для сравнения напряженно-деформированного состояния крышки цилиндров силовой дизельной установки были проведены расчеты для материалов ВЧ-50 и АК8. Установлено, что использование алюминиевого деформируемого сплава АК8 для изготовления крышек цилиндров силовых дизельных установок недопустимо, так как он не обладает необходимыми прочностными характеристиками (пределом прочности и текучести).

Глава 4**РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО УЛУЧШЕНИЮ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВЫХ КРЫШЕК ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН****4.1 Разработка устройства уменьшения градиента температуры при охлаждении дизельного двигателя после его остановки**

Одним из способов улучшения условий работы силовой дизельной установки горно-транспортной машины является понижение градиента температур в огневом днище. Уменьшение знакопеременных усилий в поверхностных слоях металла цилиндрической крышки снизит скорость развития трещин и тем самым увеличит её ресурс.

Огневое днище крышки цилиндра дизельного двигателя подвергается циклическим сменным режимам нагрева и охлаждения. В дизельном двигателе не исключаются ситуации, когда максимальное значение градиента температур может быть не на поверхности днища, а на некоторой глубине от этой поверхности.

Скорость охлаждения дизельного двигателя и его деталей связана с интенсивностью отвода теплоты. Плотность теплового потока может быть выражена уравнением Ньютона-Рихмана:

$$q = \alpha(t - t_{\text{воз}}), \quad (4.1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

t – температура деталей дизельного двигателя, °С (К);

$t_{\text{воз}}$ – температура наружного воздуха, °С (К).

Из формулы (4.1) следует, что плотность теплового потока q , а, следовательно, и скорость охлаждения дизельного двигателя при данной температуре t зависит от значения температуры наружного воздуха $t_{\text{в03}}$ и коэффициента теплоотдачи α . При этом, чем ниже температура наружного воздуха $t_{\text{в03}}$, тем выше плотность теплового потока q и тем выше скорость охлаждения, способствующая развитию трещин.

Можно предположить, что при низких температурах наружного воздуха будет наблюдаться более интенсивный износ крышек и соответствующее уменьшение надежности узлов цилиндро-поршневой группы [120]. Теоретическое предположение подтверждается опытом эксплуатации и анализом статистических данных количества выходов из строя крышек цилиндров (1-я глава).

Для уменьшения температурного перепада между дизельным двигателем и окружающей средой предлагается установить теплоизоляционный экран (рисунок 4.1), позволяющий снизить температурный градиент.

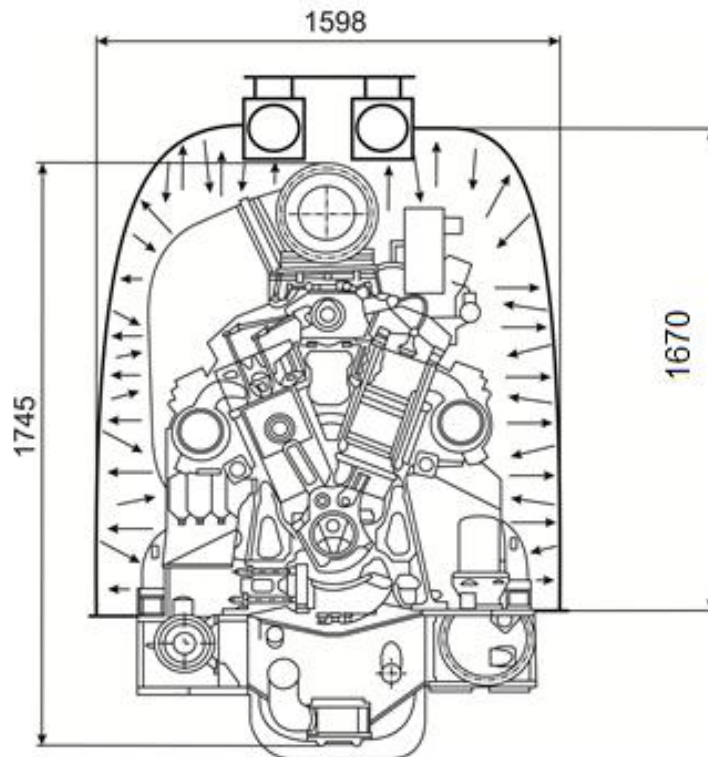


Рисунок 4.1 – Общий вид теплоизоляционного экрана

Теплоотражающий экран представляет собой рольставни, изготовленные из алюминиевого сплава или стальной жести (рисунок 4.2). В машинном отделении карьерного тепловоза устанавливаются по четыре направляющие с каждой боковой стороны дизельного двигателя, по которым перемещаются роллеты. Над дизелем крепятся валы, на которые сматывается полотно рольставен при отсутствии необходимости теплоизоляции.

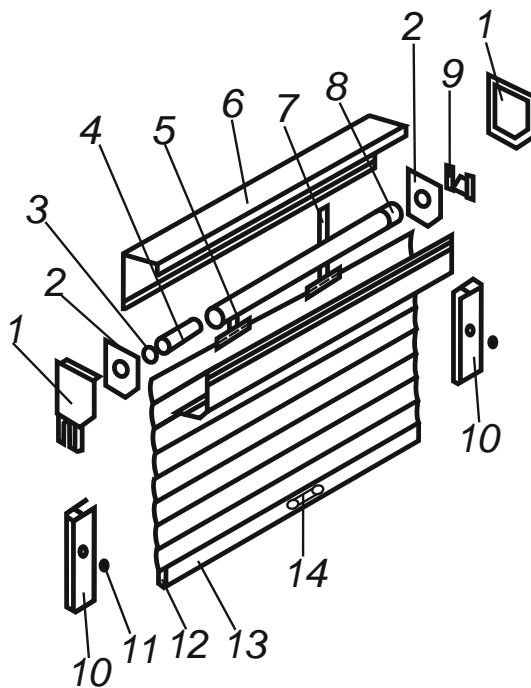


Рисунок 4.2 – Конструкция рольставни:

1 – крышка боковая; 2 – пластина ограничительная; 3 – подшипник; 4 – капсула универсальная; 5 – вал; 6 – короб защитный; 7 – пружина тяговая; 8 – пружинно-инерционный механизм; 9 – пластина крепления; 10 – шина направляющая; 11 – заглушка; 12 – полоса запорная; 13 – профиль концевой; 14 – ручка

Со стороны дизеля роллеты выполнены в виде зеркальной поверхности для отражения теплового излучения обратно к дизелю. Полости ламелей роллет (рисунок 4.3, 4.4) заполнены вспененным экструдированным полистиролом, который замедляет конвективную теплоотдачу от дизеля в окружающую среду.

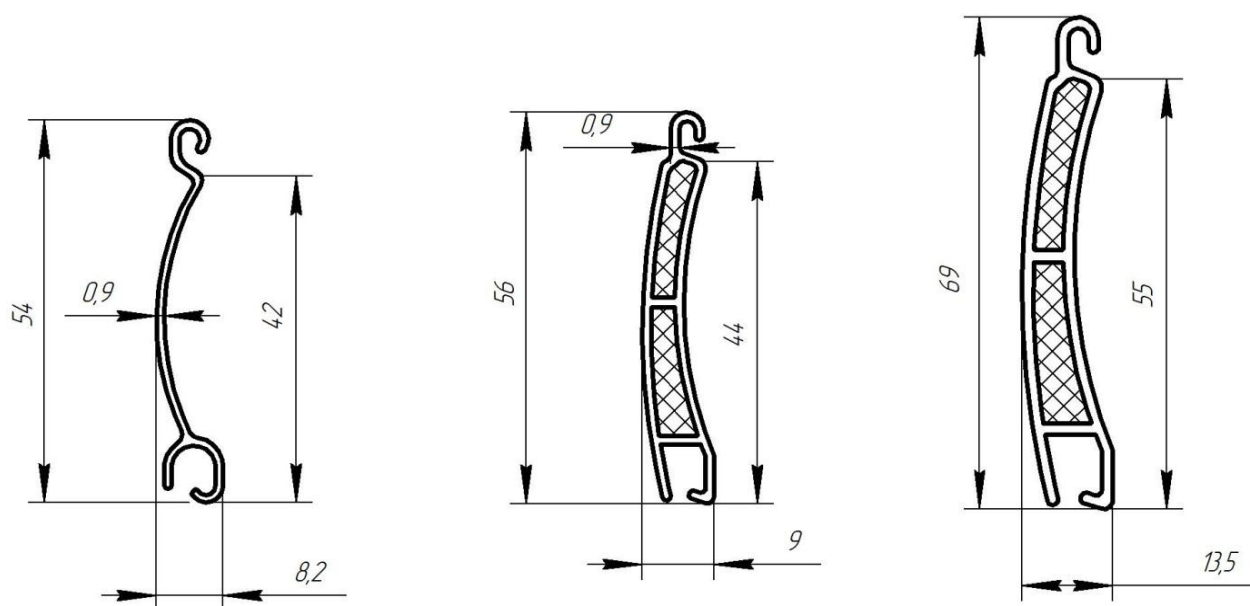


Рисунок 4.3 – Габаритные размеры ламелей различного исполнения

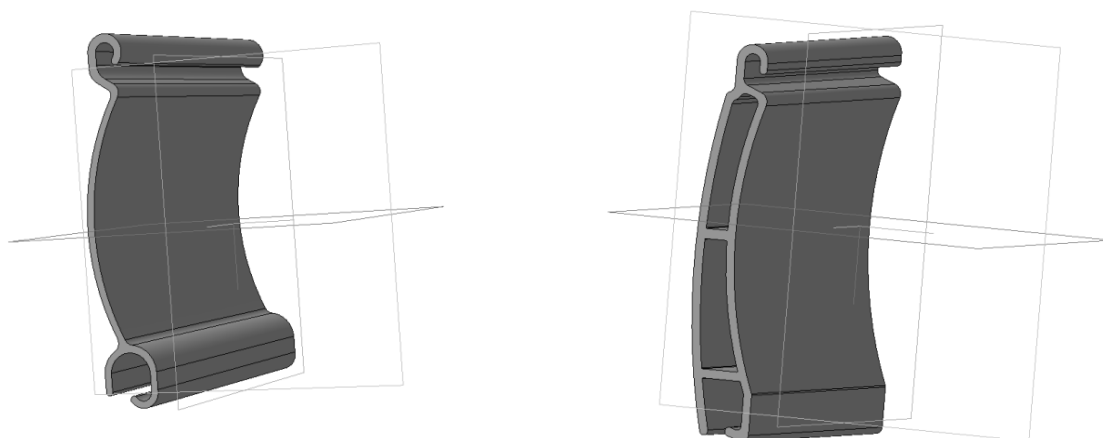


Рисунок 4.4 – Общий вид ламели рольставни

Данное конструктивное решение позволяет регулировать скорость охлаждения дизельного двигателя в зависимости от температуры окружающей среды величиной подъема полотна роллет. В теплое время года, когда отсутствует необходимость уменьшения градиента температуры от дизельного двигателя в окружающую среду, теплоизоляционный экран сматывается на валы и фиксируется в собранном положении.

Разработанное конструктивное решение является наиболее простым в реализации и не требует больших капитальных вложений. Конструкция теплоизоляционного экрана не предусматривает его обслуживания. Опускание и подъем рольставен представляет собой нетрудоемкий процесс и легко реализуем механиком. Также возможна автоматизация процесса подъема и опускания теплового экрана с применением электропривода вала с привязкой работы электродвигателя к системе автоматического регулирования температуры силовой установки и температуре окружающей среды.

Рассмотренный теплоизоляционный экран позволяет снизить градиент температур от дизельного двигателя в окружающую среду и, как следствие, улучшает условия эксплуатации цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки.

4.2 Применение дополнительного водяного насоса с целью улучшения циркуляции охлаждающей жидкости в полостях охлаждения цилиндрических крышек силовой дизельной установки

Циркуляция воды в основном и вспомогательном контурах охлаждения дизельных двигателей осуществляется водяными центробежными насосами, которые получают привод от коленчатого вала. Для возможности регулирования подачи охлаждающей воды в зависимости от перепада температур на входе и выходе из дизельного двигателя и для поддержания оптимальной рабочей температуры при различных температурах окружающей среды, особенно в пределах от 0 до -20 °С и свыше $+20$ °С предлагается использовать дополнительный водяной насос, который включается параллельно основному.

Скорость протекания жидкости через полости охлаждения крышек цилиндров значительно влияет на температуру огневой поверхности. В дизельных двигателях горно-транспортных машин теплообмен в полостях охлаждения при малых нагрузках осуществляется в режиме вынужденной конвекции, при кото-

ром коэффициент теплоотдачи в значительной степени зависит от расхода охлаждающей жидкости [121]. Теплообмен при средних нагрузках и нагрузках близких к номинальным происходит в режиме поверхностного кипения. В этом случае зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения жидкости минимальна, а при увеличении мощности дизеля рост температуры поверхности цилиндровой крышки не такой интенсивный [122, 123]. Для того, чтобы обеспечить необходимую циркуляцию охлаждающей жидкости с учетом режимов нагрузки [124] предлагается установить в водяную систему дополнительный водяной насос с приводом от электродвигателя, управляемого микроконтроллером. Подключение дополнительного насоса производится параллельно основному механическому насосу. Данное техническое решение позволяет улучшить циркуляцию воды в системе охлаждения дизельного двигателя независимо от нагрузок и способствует отводу тепла от наиболее нагретых участков крышки цилиндра [125, 126].

На рисунке 4.5 представлена усовершенствованная схема системы охлаждения дизельного двигателя типа Д49.

Дополнительный водяной насос является модификацией существующего насоса 4ВЦ50/12-1. Модификация заключается в изменении геометрии рабочего колеса и усовершенствовании рабочих параметров.

Привод дополнительного водяного насоса, в отличие от штатного, электродвигательный с питанием от вспомогательного генератора. Регулировка частоты вращения вала электродвигателя осуществляется с помощью микроконтроллера. Микроконтроллер учитывает частоту вращения коленчатого вала дизеля, нагрузку, температуру окружающей среды и охлаждающей жидкости. В зависимости от частоты вращения коленчатого вала, нагрузки и ряда параметров работы силовой установки регулируется производительность дополнительного насоса.

Использование дополнительного водяного насоса имеет свои особенности на различных режимах работы силовой дизельной установки горно-транспортной машины.

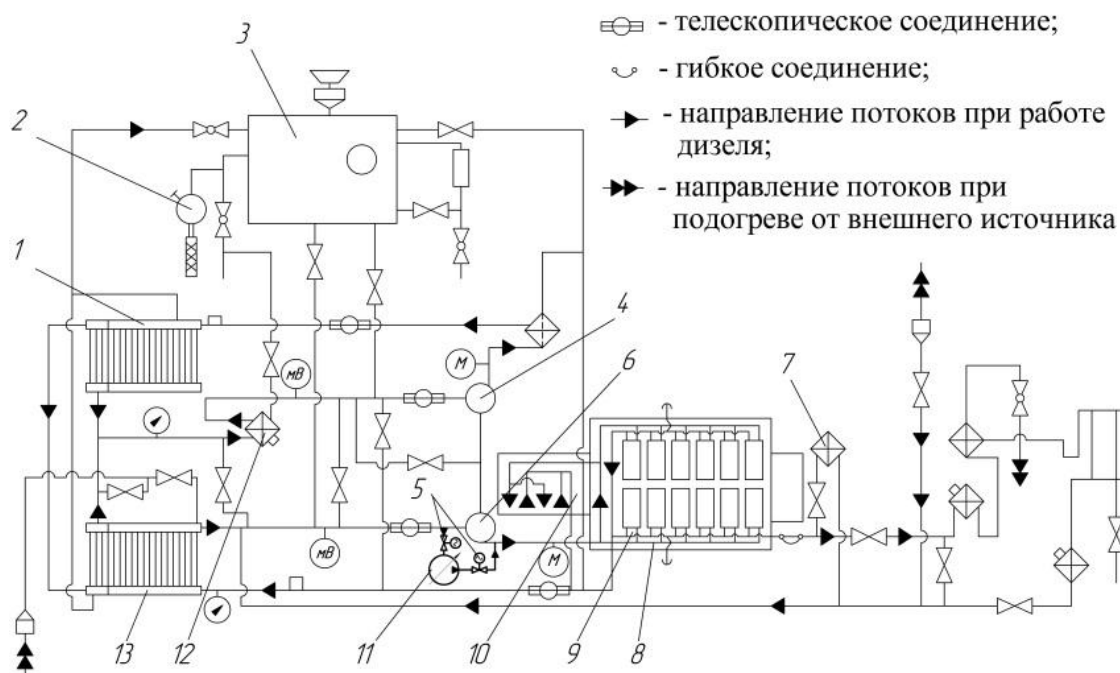


Рисунок 4.5 – Модернизированная система охлаждения дизельного двигателя Д49 с дополнительным электрическим насосом: 1 – секции охлаждения дополнительного контура; 2 – ручной насос; 3 – расширительный бак; 4 – водяной насос дополнительного контура; 5 – арматура с электроприводом; 6 – водяной насос основного контура; 7 – топливоподогреватель; 8 – дизель-генератор; 9 – цилиндры комплекты; 10 – турбокомпрессор; 11 – регулируемый водяной насос; 12 – охладитель масла; 13 – секции охлаждения основного контура

После пуска при прогреве силовой дизельной установки дополнительный водяной насос выполняет функцию гидравлического шунта, при этом электромагнитные вентили открыты, а электродвигатель дополнительного водяного насоса питания не получает. Часть напора штатного водяного насоса шунтируется дополнительным насосом, тем самым уменьшается напор в системе охлаждения. Данное техническое решение предусматривает ускорение процесса прогрева дизельного двигателя после холодного пуска. Известно, что в режиме прогрева крышка цилиндра подвергается значительным температурным напряжениям, что обусловлено влиянием переходных процессов на работу дизельного двигателя. Ускорение процесса прогрева позволяет не только уменьшить

расход топлива, но и снизить теплонапряженность деталей цилиндро-поршневой группы после пуска горно-транспортной машины.

При номинальном режиме работы (или близких к номинальным) силовой установки включается дополнительный водяной насос, который увеличивает скорость протекания жидкости, тем самым повышая производительность основного насоса и улучшая циркуляцию охлаждающей жидкости для отвода тепла от наиболее нагретых участков цилиндро-поршневой группы дизельного двигателя.

В период после остановки дизельного двигателя горно-транспортной машины наблюдается явление поверхностного кипения в полостях охлаждения крышек цилиндров. Для исключения этого явления дополнительный водяной насос продолжает свою работу от аккумуляторной батареи в течение заданного времени, обеспечивая постепенное охлаждение деталей цилиндро-поршневой группы дизельного двигателя.

В режиме торможения (принудительный холостой ход) наблюдается уменьшение температуры в деталях цилиндро-поршневой группы силовой установки (данный режим не требует применения специальных мероприятий), так как в камеру сгорания не подается топливо и цилиндры наполняются только воздухом.

Улучшение конструкции системы охлаждения путем внедрения дополнительного насоса требует провести расчет его гидравлических параметров и рассчитать размеры рабочего колеса и корпуса [127].

4.3 Определение перспективной конструкции дополнительного водяного насоса

С целью обоснования целесообразности применения дополнительного водяного насоса необходимо провести расчет его основных конструктивных

параметров. В данном разделе приведены результаты расчетов дополнительного водяного насоса.

Для расчета гидравлических и конструктивных параметров рабочего колеса заданы следующие исходные данные:

- подача требуемая оптимальная (в режиме минимальных удельных энергозатрат) $Q = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,0305 \text{ м}^3/\text{с}$);
- напор $H = 28 \text{ м}$;
- частота вращения $n = 1950 \text{ мин}^{-1}$ ($32,5 \text{ с}^{-1}$);
- плотность воды при температуре $80 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho = 973 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- кинематическая вязкость воды при температуре $80 \text{ }^\circ\text{C}$, $\nu_s = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Порядок расчета приведен в Приложении Б, а основные результаты сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Профилирование канала рабочего колеса

№	R_i	v_{mi} (м/с)	b_i , м
1	0,04	4,78	0,030
2	0,049	4,638	0,0276
3	0,058	4,496	0,0252
4	0,067	4,354	0,0228
5	0,076	4,212	0,0204
6	0,085	4,07	0,018

Для расчета спирального отвода перспективного насоса серии 4ВЦ50/12-1 использовались ранее полученные результаты и конструкторская документация завода-изготовителя. Сам расчет приведен в Приложении Б.

В результате определено, что с учетом возрастания рабочей подачи $Q_c = 85 \text{ м}^3/\text{ч}$ до величины $Q_n = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$ (предлагаемый насос) и сохранения равных скоростей потока на выходе диффузора существующего и рекомендуемого

образца, необходимо увеличить площадь проходного сечения напорного патрубка.

Результаты расчета спирального отвода сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Расчет спирального отвода

Параметры отвода	Результаты расчета
Начальная ширина входа в отвод b_3 , м	0,034
Радиус расположения языка отвода (базовый радиус) r_3 , м	0,091
Радиальный зазор между колесом и языком отвода s_r , м	0,006
Угол атаки языка отвода $i_{яз}$, град	4
Угол языка отвода: $\alpha_{яз}$, град	13
Угол раскрытия боковых стенок канала отвода φ_6 , град	35
Наружный радиус спирального канала r_4 , мм: - в сечении 2 ($\theta = 90^\circ$) - в сечении 4 ($\theta = 180^\circ$) - в сечении 6 ($\theta = 270^\circ$) - в сечении 8 ($\theta = 360^\circ$)	105 117 129 142
Радиус закругления углов наружной стенки канала r_0 , мм: - в сечении 2 ($\theta = 90^\circ$) - в сечении 4 ($\theta = 180^\circ$) - в сечении 6 ($\theta = 270^\circ$) - в сечении 8 ($\theta = 360^\circ$)	7,4 10,1 13,3 16,4
Площадь выходного сечения спирального канала (сечение 8) F_8 , м ²	0,00237
Средняя скорость движения жидкости в выходном сечении спирального канала $v_{c(8)}$, м/с	-
Внутренний диаметр напорного патрубка $D_{нп}$, м	0,09
Угол раскрытия диффузора γ_∂ , град	4,0°
Длина прямого диффузора L_∂ , м	0,142

В процессе расчетов получены размеры рабочего колеса:

- наружный диаметр $D_2 = 170$ мм;
- ширина выхода $b_2 = 20$ мм;
- внутренний диаметр входа $D_0 = 0,095$ мм;

- диаметр втулки (ступицы под вал) $d_{em} = 30$ мм;
- угол входа на лопасть $\beta_1 = 32^\circ$;
- угол выхода потока с лопасти $\beta_2 = 36^\circ$;
- толщина лопасти на входе $\delta_1 = 3$ мм;
- толщина лопасти на выходе $\delta_2 = 5$ мм;
- число лопастей $z = 8$ (4 – на втором ярусе).

Размеры спирального отвода:

- радиус расположения языка отвода (базовый радиус) $r_3 = 0,091$ м;
- ширина входа в отвод $b_3 = 0,034$ м;
- угол раскрытия боковых стенок канала $\varphi_\delta = 35^\circ$;
- радиальный зазор между колесом и языком отвода $s_r = 0,006$ м;
- наружный радиус спирального канала в 8 сечении $r_4 = 0,142$ м;
- внутренний диаметр напорного патрубка $D_{nn} = 0,09$ м;
- длина прямого диффузора $L_\delta = 0,142$ м;
- угол раскрытия диффузора $\gamma_\delta = 4^\circ$.

Далее определяли параметры щелевых уплотнений рабочего колеса и напорных характеристик перспективного насоса и трубопроводной сети.

Для этого задавали следующие параметры насоса 4ВЦ50/12-1 (индекс для обозначений «с») и перспективного насоса (индекс «п»):

Расчетная подача насоса – $Q_c = 0,0241$ м³/с ; $Q_n = 0,0314$ м³/с.

Теоретический напор колеса – $H_{T.c} = 35$ м ; $H_{T.n} = 33$ м.

Окружная скорость на выходе – $u_{2.c} = 17,2$ м/с; $u_{2.n} = 18,4$ м/с.

Радиус расположения уплотнения – $R_{y.c} = 0,05$ м; $R_{y.n} = 0,055$ м.

Радиальный зазор в уплотнении (среднее технологическое значение при сборке) – $\delta_{y.c} = 0,00028$ м; $\delta_{y.n} = 0,00018$ м.

Длина уплотнения – $l_{y.c} = 0,014$ м; $l_{y.n} = 0,018$ м.

Коэффициент кинематической вязкости воды при рабочей температуре 80° С $\nu_6 = 0,365 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Коэффициент эквивалентной шероховатости стенок щелевого уплотнения $k_s = 0,05$ мм.

Определена напорная характеристика насоса и трубопроводной сети, выполнено сравнение энергетических показателей существующего и перспективного насоса.

Анализ результатов расчета деталей проточной части, уплотнений и их гидравлических характеристик позволил выделить основные источники потерь энергии. К ним отнесены потери двух групп: внутри насоса и сетевые.

Потери первой группы (насосные) – это:

- а) объемные потери в переднем щелевом уплотнении;
- б) объемные и частично обусловленные ими гидравлические потери в разгрузочных отверстиях рабочего колеса; объемные потери в заднем щелевом уплотнении.

Для уменьшения объемных потерь первой группы предлагается уменьшить радиальные зазоры в щелевых уплотнениях до технологически возможного минимального значения (0,18...0,20 мм). При этом для исключения при дальнейшей эксплуатации механического контакта деталей, предложена конструкция с точно настраиваемым (на стадии сборки насоса) уплотнением с осесимметричным щелевым зазором.

Потери второй группы (сетевые) – это потери напора в трубопроводной сети водяной системы охлаждения и в устройствах охлаждения.

Используя графо-аналитический способ, определяем новую форму напорной характеристики и величину повышения напора при использовании предложений первой группы (насосной).

Методика построения характеристики насоса заключается в следующем:

1. Допускается, что снижение объемных потерь на величину Δq в уплотнениях за счет уменьшения радиального зазора в уплотнении приводит к росту величины подачи насоса $Q_n = Q_c + \Delta q$.

2. Поскольку расход жидкости Q на выходе из рабочего колеса определяется выражением $Q = b_2 \pi D_2 v'_{m2}$, причем входящие в него параметры D_2, v'_{m2}

равны между собой, как в существующей, так и в перспективной конструкции насоса, величина Q_n в предлагаемом насосе зависит от соотношения ширины канала рабочего колеса.

3. Для построения напорной характеристики рекомендуемого насоса необходимо на напорной характеристике существующего насоса H_c (рисунок 4.6) выделить несколько точек (например, $Q_1 = 60$, $Q_2 = 70$, $Q_3 = 80$, $Q_4 = 90$, $Q_5 = 100$, $Q_6 = 110$, $Q_7 = 120$ м³/ч) и по линии абсцисс правее каждой точки отметить значения прогнозируемых подач $1', 2', 3' \dots 7'$: $Q_n = 1,176 \cdot Q_c$ перспективного насоса.

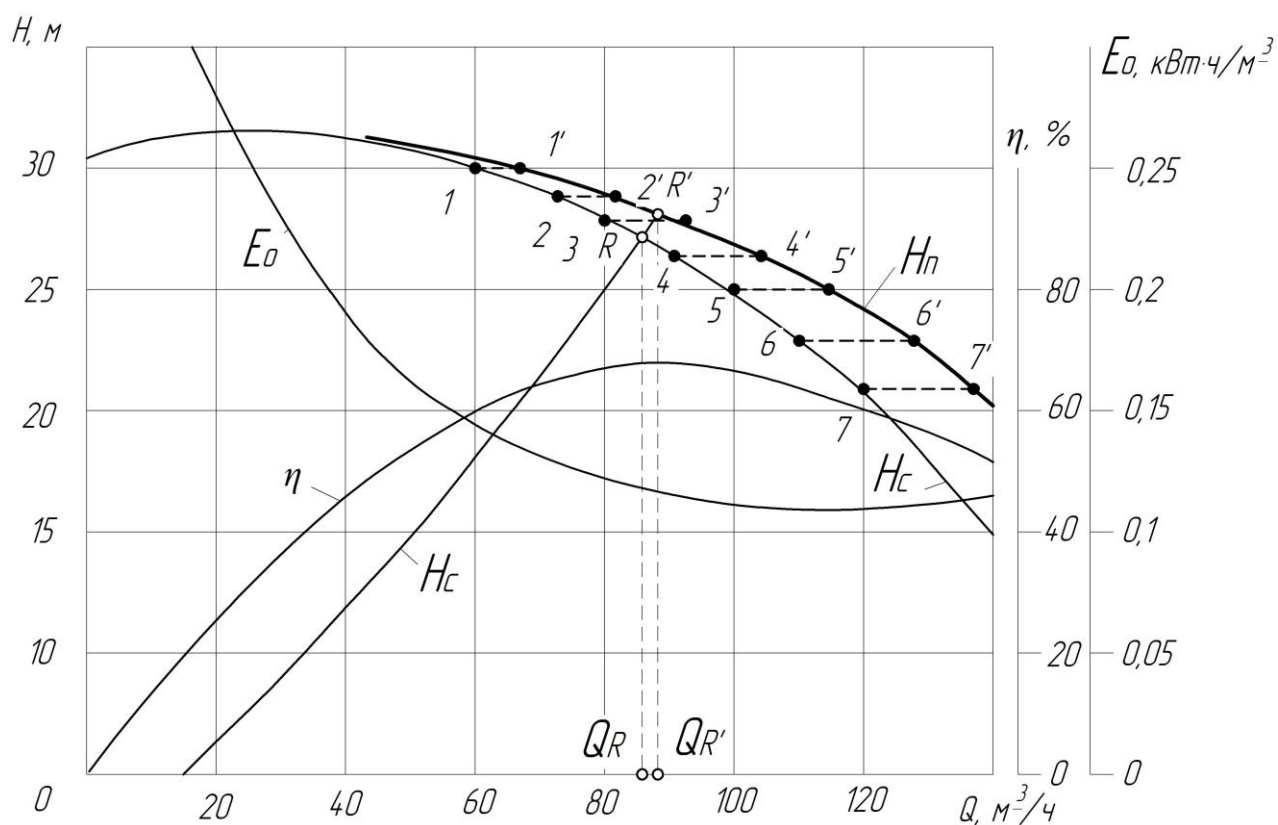


Рисунок 4.6 – Напорная характеристика существующего и перспективного насоса

4. Полученные значения Q_n соединяем плавной кривой, которая и будет новой H_n напорной характеристикой перспективного насоса.

В итоге в таблице 4.3 приведены значения напора и подачи для семи выделенных точек, по которым построена характеристика H_n перспективного насоса.

Таблица 4.3 – Расчетные значения подачи и напора

Контрольные точки на характеристике	Значения параметров насосов			
	существующего		перспективного	
	подача, м ³ /ч	напор, м	подача, м ³ /ч	напор, м
1	60	30	70,6	30/30,5
2	70	29	82,3	29/29,8
3	80	27,8	94,1	27,8/29
4	90	26,5	105,8	26,5/27,9
5	100	25	117,6	25/26,9
6	110	22,8	129,3	23,8/25,7
7	120	21	141,1	21/24

Сравнивая параметры режима работы R существующего насоса на сеть охлаждения H_c и режима работы R' предлагаемого насоса, можно отметить, что как подачи $Q_R, Q_{R'}$, так и напоры $H_R, H_{R'}$ изменились незначительно, поэтому важным является оценка изменения энергетических характеристик [128, 129].

Построение энергетических характеристик η и E_0 перспективного насоса выполнены по следующей методике:

1. Представляем напорную характеристику перспективного насоса H_n в аналитической форме [130]. Для этого вносим координаты точек 1', 2', 3'...7' перспективного насоса, где выполняется обработка формы параболической кривой H_n по методу Гаусса. Результаты обработки: постоянные коэффициенты уравнения напора $H = H_0 + AQ - BQ^2$ имеют значения – $H_0 = 31$ м; $A = 0,0591$; $B = 0,000975$.

2. Принимаем, что механический и гидравлический КПД перспективного насоса имеет те же значения, что и существующий насос, то есть $\eta_{мс} \cdot \eta_{гс} = \eta_{мп} \cdot \eta_{гп} = 0,92 \cdot 0,8 = 0,736$, поэтому рост КПД перспективного насоса обусловлен лишь уменьшением объемных потерь ΔQ в уплотнениях.

Построение кривой КПД предлагаемого насоса проводим путем умножения значений η_c существующего насоса на коэффициент $k_\eta = \eta_n / \eta_c$; $k_\eta = 1,049$ для подач, соответствующих точкам 1, 2, 3...7:

Полученные величины КПД заносим в таблицу 4.4 и строим кривую η_n , изображенную на рисунке 4.7.

После выполнения вычислений строим характеристику $E_{0n} - Q$ перспективного насоса (рисунок 4.7).

Как следует из рисунка, при использовании в штатной системе охлаждения насоса с рекомендуемыми параметрами, режим работы из точки R перемещается в точку R' с улучшенными энергетическими показателями: напор в этом режиме возрастает на 1,4 м, КПД увеличивается на 4,5 %, удельные затраты уменьшаются примерно до 8 %.

Таблица 4.4 – Результаты расчета параметров энергетических характеристик перспективного насоса

Значения параметров		
Q , м ³ /ч	η_n , %	E_0 , кВт·ч/м ³
60	65,04	0,1281
70	69,23	0,1177
80	72,4	0,1094
90	73,43	0,1039
100	72,3	0,1017
110	67,34	0,1021
120	63,15	0,1040

Используя графо-аналитический способ, определяем новую форму напорной характеристики трубопроводной сети при использовании предложенной второй группы.

Таким образом, более полную картину по изменению энергетических характеристик водяного насоса, в результате использования предлагаемых технических решений удастся получить не по КПД насоса, а по величине удельных затрат энергии на прокачку 1 м^3 теплоносителя.

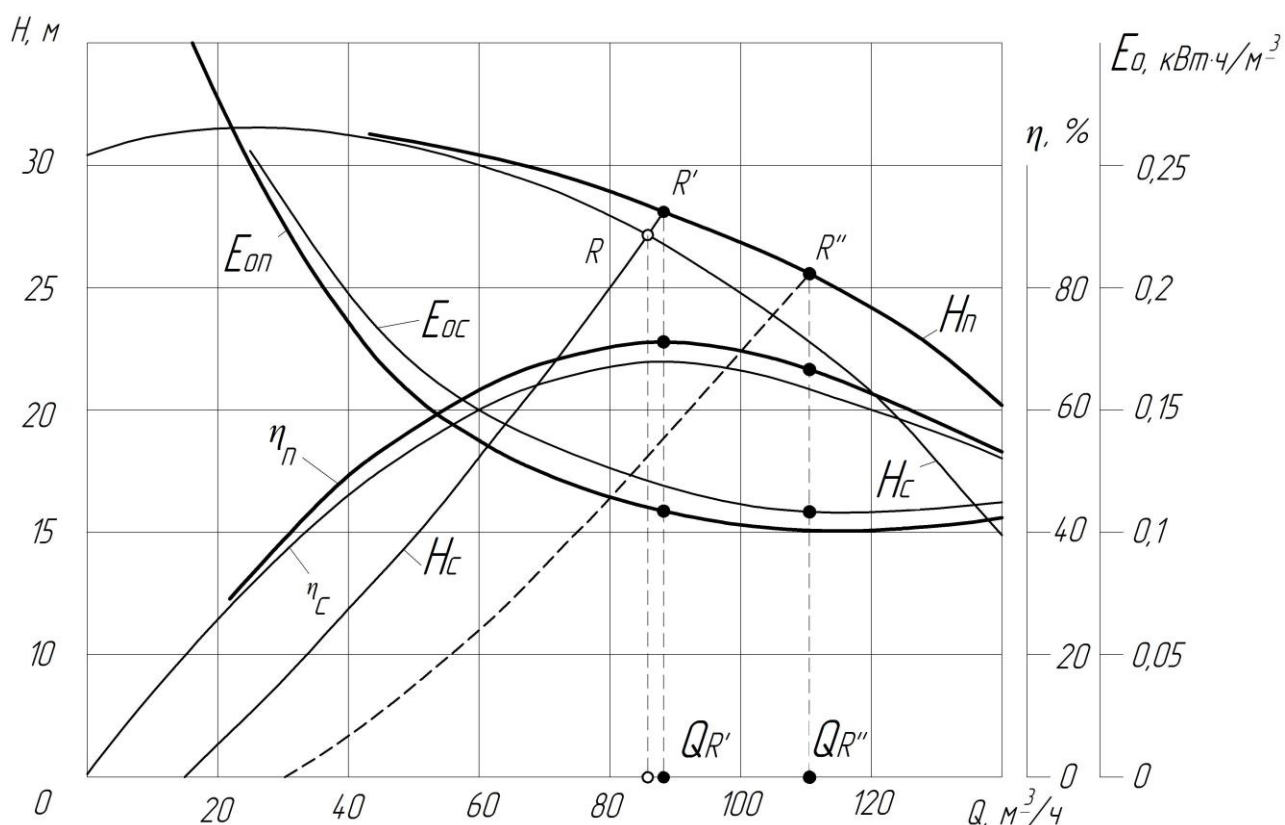


Рисунок 4.7 – Энергетические характеристики водяных насосов:
существующего и перспективного

В данном случае уменьшение энергозатрат фиксируется примерно на уровне 6...8 %. Для оценки энергетической эффективности применяемых конструкторских решений в насосах необходимо использовать показатель относительного снижения энергопотребления по критерию $(E_{0c} - E_{0n}) \cdot 100 / E_{0c}$, так как он учитывает энергозатраты внутри насоса и уменьшение внешних потерь [131].

На основании полученных результатов расчетов можно рекомендовать к введению дополнительный водяной насос с приведенными гидравлическими характеристиками.

В период прогрева дизельного двигателя предлагается уменьшать напор охлаждающей жидкости с помощью гидравлического шунтирования штатного водяного насоса. Функцию шунта в модернизированной системе охлаждения выполняет дополнительный водяной насос.

Электрический привод дополнительного водяного насоса позволит ускорить время прогрева дизельного двигателя после холодного пуска, улучшить циркуляцию охлаждающей жидкости после сброса нагрузки и, как следствие, уменьшить температурные напряжения в крышке цилиндра дизеля горно-транспортной машины.

Таким образом, было получено второе научное положение.

Установлены теоретические зависимости, характеризующие процесс изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины с учетом среднего коэффициента теплоотдачи в течение цикла и градиента температур, изменяющегося во времени, что позволило разработать способы улучшения режимов их работы с учетом влияния особенностей эксплуатации путем усовершенствования гидродинамических параметров циркуляции охлаждающей жидкости. При этом уменьшение энергозатрат в системе охлаждения достигается до 8 %.

4.4 Выводы по главе 4

В четвертой главе рассмотрены мероприятия по улучшению режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин.

Применение предлагаемого теплоизоляционного экрана позволяет снизить температурный перепад при нагреве и охлаждении дизельного двигателя в

холодное время года. Простота конструкции не предусматривает дополнительного обслуживания.

Совершенствование конструкции системы охлаждения дизельной установки осуществляется путем установки дополнительного насоса параллельно основному. Рассмотрены особенности использования дополнительного водяного насоса на различных режимах работы силовой дизельной установки. Проведен расчет гидравлических параметров и рекомендованы размеры рабочего колеса и корпуса (напор при этом возрастает на 1,4 м, КПД увеличивается на 4,5 %, удельные затраты уменьшаются примерно до 8 %). Модернизированная система охлаждения позволяет улучшить процесс циркуляции охлаждающей жидкости после сброса нагрузки или резкой остановки дизеля, тем самым предупреждая возникновение явления поверхностного кипения жидкости в полостях охлаждения. Также данное мероприятие ускоряет время прогрева дизеля после «холодного» пуска, что позволяет уменьшить влияние переходных процессов на тепловую напряженность огневой поверхности крышек цилиндров.

Результаты данного раздела опубликованы в работах [92, 120, 125, 127] и докладывались на международных научно-практических конференциях [47, 115, 126].

Глава 5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА

5.1 Обоснование метода оценки адекватности разработанной математической модели измерения температуры в слоях стенки цилиндрической крышки дизельного двигателя горно-транспортной машины

Процесс теплообмена между газами в цилиндре и огневым днищем имеет сложный характер. Сложность этого процесса обуславливается большой изменчивостью температуры газов в цилиндре. При длительности одного такта, соответствующего нескольким тысячным долям секунды, температура газов изменяется сотнями градусов. Одновременно изменяется коэффициент теплоотдачи α_{Σ} . Резкое изменение температуры происходит на глубине 2...3 мм поверхности огневого днища. На больших глубинах происходит плавный процесс прогрева. Таким образом, процесс изменения температуры в огневом днище крышки цилиндров силовой дизельной установки можно разделить на две части: прогрев пристеночных слоев с глубиной 2...3 мм и прогрев на остальной части стенки огневого днища.

Инструментальное исследование температурных полей в пристеночных слоях весьма затруднительно, что объясняется высокой скоростью изменения температуры и достаточной инерционностью датчиков температуры. На глубинах более 3 мм изменение температуры резко снижается, и процесс прогрева огневого днища цилиндрической крышки может изучаться с использованием термопар.

Предложенный аналитический метод исследования температурного поля в огневом днище крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины основан на использовании фундаментальных законов теплопередачи: закона теплопроводности Фурье и закона конвективной теплоотдачи – закона

Ньютона-Рихмана, с помощью которых возможно исследование температурных полей как в пристеночных слоях, так и на большей глубине от поверхности огневого днища.

Адекватность аналитической модели определения температур в стенке огневого днища крышки цилиндров может быть проверена инструментальным путем, если температуру измерять при стационарных условиях. Для обоснования именно такого метода необходимо показать характер изменения температуры в отдельных точках на разной глубине от поверхности огневого днища. Термопары для измерения температуры следует устанавливать на глубине не более 2...3 мм.

Выбор типа датчиков измерения температур. Из двух наиболее приемлемых датчиков измерения температуры: термосопротивление и термопара является термопара. Масса и размеры спая термопары в десятки раз меньше размеров термосопротивления. Наиболее распространенными типами термопар являются: хромель-копель (ТХК), хромель-алюмель (ТХА), платинородий-платина (ТПП). Работоспособность первых двух термопар находится в диапазоне температур от 1200 до 1250 °С, третьей – до 1400 °С.

Экспериментальное исследование температурных полей в слоях крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины классифицируется как натурный лабораторный эксперимент, позволяющий изучить общие закономерности различных явлений и процессов при проверке научных гипотез и теоретических исследований.

По характеру постановки задачи для определения модели объекта эксперимент учитывает наличие неоднородностей различного вида (состав материала, изменение во времени, температура окружающей среды и т.п.).

По способу проведения эксперимента – пассивный, основанный на регистрации входных и выходных параметров, которые характеризуют объект исследования без вмешательства в эксперимент во время его проведения [132]. Обработка результатов экспериментальных исследований возможна только после окончания эксперимента.

Согласно теории планирования эксперимента был составлен алгоритм измерения температуры слоев огневого днища крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины с помощью термопар, АЦП/ЦАП и регистрации параметров на ЭВМ, приведенный на рисунке 5.1.



Рисунок 5.1 – Алгоритм измерения температуры слоев в крышке цилиндров

5.2 Этапы исследований, оборудование и материалы

Исследования температурных полей крышки цилиндров дизеля горно-транспортной машины проводились на натуральных образцах и в максимально приближенных условиях к реальной эксплуатации. Данная глава посвящается

экспериментальному исследованию теплофизических процессов, протекающих в огневом днище крышки цилиндров дизельного двигателя.

Кроме того, в главе описывается методика расчета экономической эффективности от предложенных мероприятий по улучшению режимов работы деталей цилиндро-поршневой группы дизеля горно-транспортной машины.

В качестве объекта испытаний используется крышка цилиндров дизельного двигателя горно-транспортной машины. Необходимо определить значения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра в режиме прогрева дизеля силовой установки.

В процессе исследований реализуются:

- выбор экспериментальных образцов;
- выбор или разработка лабораторного оборудования;
- обработка полученных данных и их сопоставление с теоретическими исследованиями.

В настоящее время отсутствует стандартизированный способ экспериментальных исследований, отображающих в достаточной мере распределение температуры по слоям крышки цилиндров в процессе прогрева дизеля силовой установки горно-транспортной машины.

Данный аспект обуславливает актуальность проведения экспериментальных исследований температурных полей в огневом днище крышки цилиндра силовой дизельной установки.

Реализация экспериментальных исследований осуществлялась в лабораторном комплексе кафедры «Подвижной состав железных дорог» ГОУ ВПО «Донецкий институт железнодорожного транспорта».

Для проведения экспериментальных исследований использовались следующие материалы и оборудование (рисунок 5.2):

- натуральный образец крышки цилиндров горно-транспортной машины;
- портативная ЭВМ;
- АЦП/ЦАП Sigma 16/16 USB;
- лабораторный источник тепла;

- инфракрасный портативный термометр (пирометр);
- термопары;
- ЛАТР;
- комбинированный электронный измерительный прибор (мультиметр).

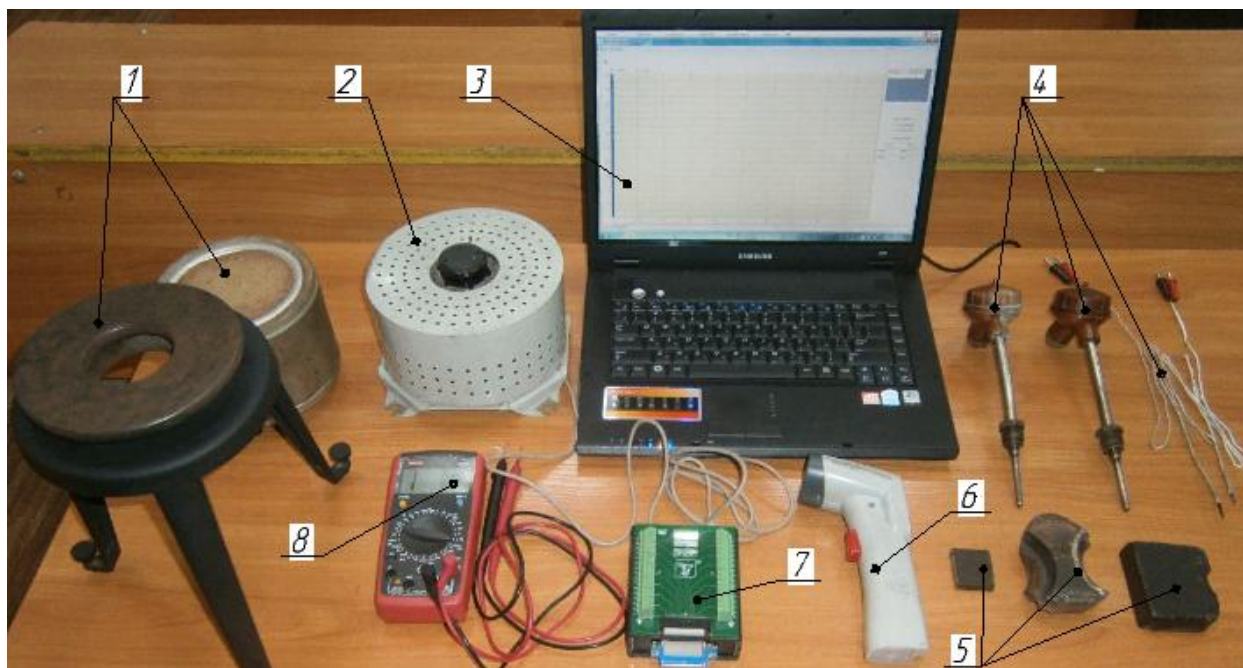


Рисунок 5.2 – Общий вид измерительной аппаратуры для проведения эксперимента:

- 1 – лабораторный нагреватель; 2 – ЛАТР; 3 – портативная ЭВМ; 4 – термопары;
 5 – исследуемые образцы; 6 – пирометр; 7 – АЦП/ЦАП Sigma Zet 16/16 USB;
 8 – мультиметр

В эксперименте предусмотрено постоянство температуры окружающей среды, которая равняется 20 °С. Эксперимент планируется и реализуется при одновременном варьировании 2-х факторов – температуры поверхности нагревательного прибора и времени нагрева материала крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины.

5.3 Измерение температуры различных слоев огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины

Крышка цилиндра горно-транспортной машины представляет собой чугунную отливку, внутри которой находятся полости, предназначенные для циркуляции охлаждающей жидкости (рисунок 5.3).

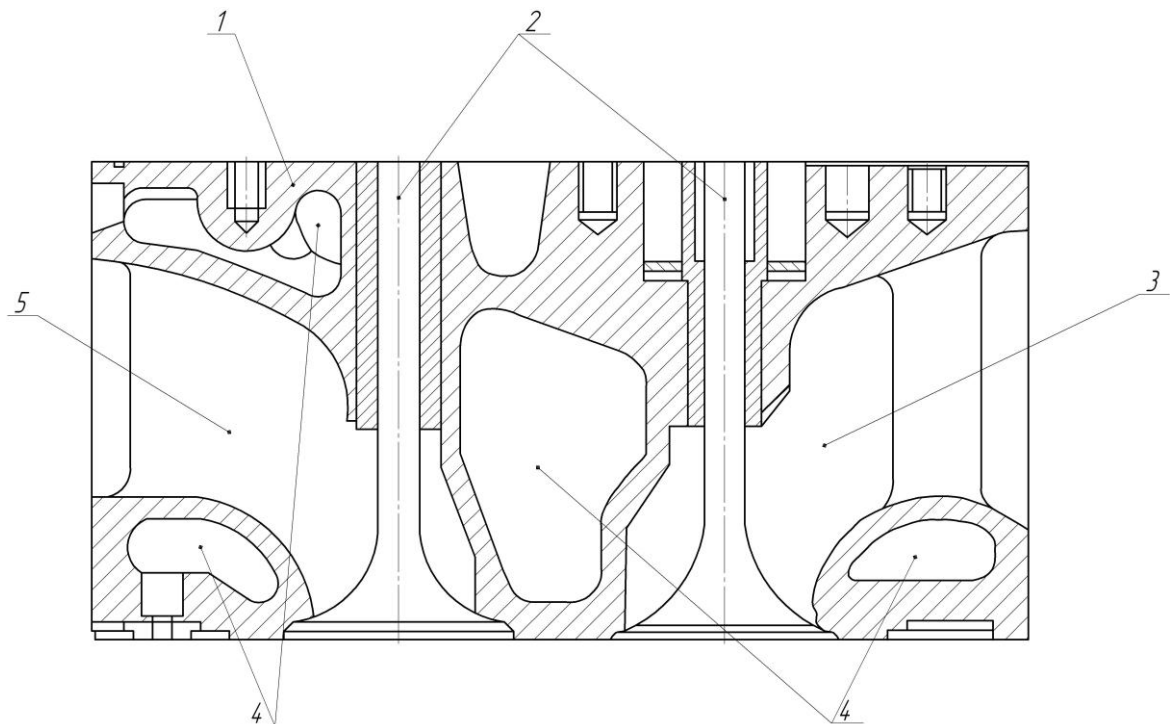


Рисунок 5.3 – Крышка цилиндров дизеля горно-транспортной машины:
1 – крышка цилиндра; 2 – клапаны; 3, 5 – впускной и выпускной тракты;
4 – полости охлаждения

Для измерения температуры в различных слоях крышки цилиндра при подведении к ней температуры, установленной величины, использовались термоэлектрические методы измерения при помощи термоэлектрических термометров (термопар). При этом величина температуры определялась по показаниям АЦП/ЦАП ZET Sigma 16/16 USB.

При измерениях использовались промышленные термопары типа ТХА из сплавов «Хромель» и «Алюмель». Термоэлектрический метод измерения температур в слоях огневого днища крышки цилиндров основан на строгой зависимости термоэлектродвижущей силы от температуры.

Для измерения величины температуры термопары в ее цепь включается измерительный прибор АЦП/ЦАП ZET Sigma 16/16 USB. Для этого к клеммной колодке прибора подключаются выводы термопары (конструкцией прибора предусмотрено подключение сразу до 8 термопар, в нашем случае использовались 2 или 3 термопары) (рисунок 5.4).

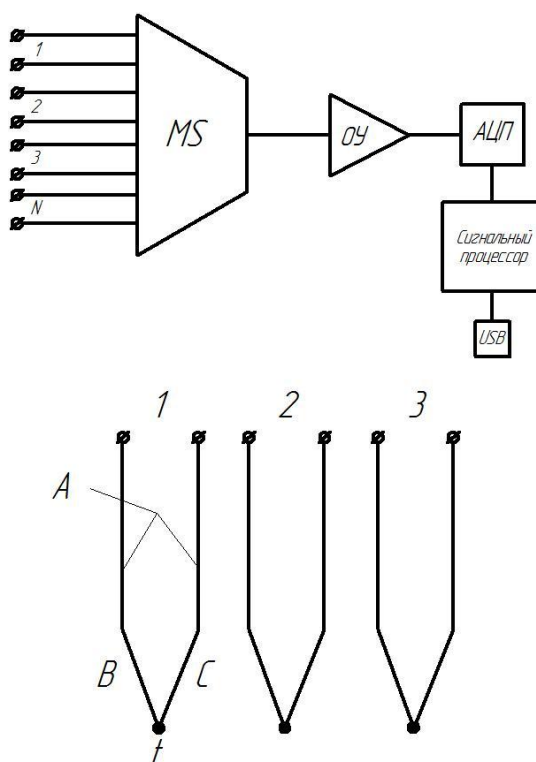


Рисунок 5.4 – Схема включения измерительного прибора АЦП/ЦАП ZET Sigma 16/16 USB в цепь термоэлектрических термометров ТХА

В программном комплексе ZETLab выбираются параметры измерения, в частности задается тип термопары и корректировочные значения температуры. Запись показаний измерительных приборов происходит в автоматическом ре-

жиме с помощью программных компонентов ZETLab АЦП/ЦАП Sigma 16/16 USB на жесткий диск портативной ЭВМ.

При измерениях использовалась термопара, которая помещалась на некоторую глубину от поверхности огневого днища. Для исследования процесса прогрева дизельного двигателя горно-транспортной машины была разработана и реализована соответствующая физическая модель, в которой все параметры были максимально приближены к реальным.

Принципиальная схема физической модели для исследования температурных полей огневого днища крышки цилиндра представлена на рисунке 5.5.

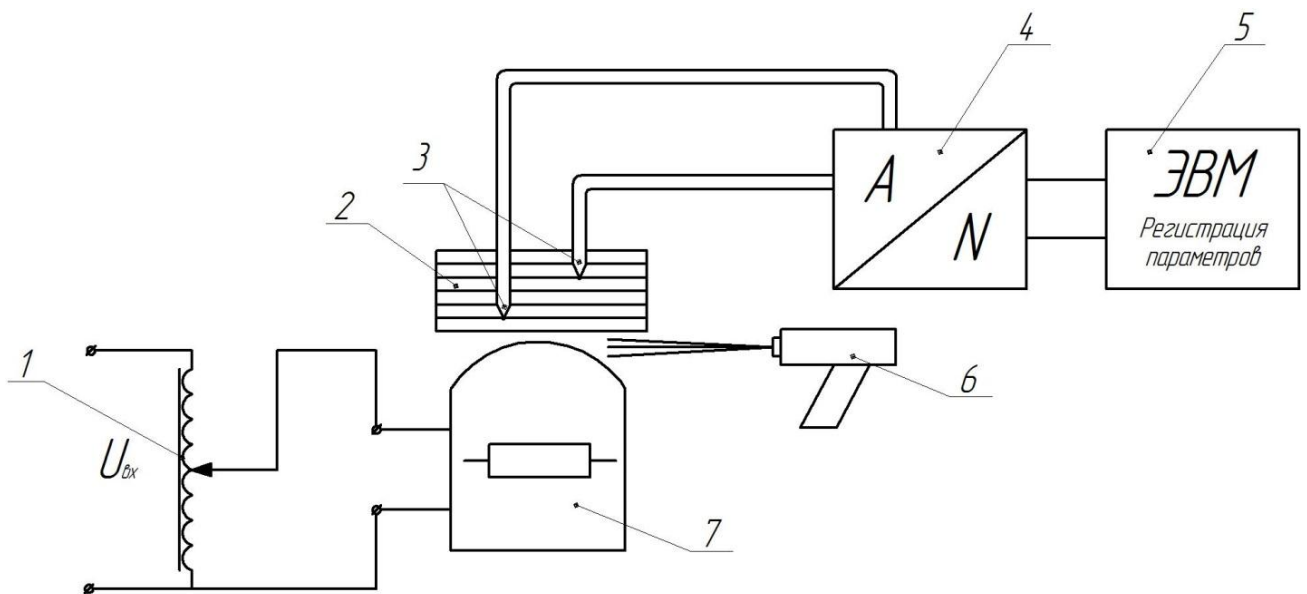


Рисунок 5.5 – Принципиальная схема физической модели для исследования температурных полей огневого днища крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины: 1 – лабораторный автотрансформатор; 2 – исследуемый образец; 3 – термопары; 4 – АЦП/ЦАП ZET Sigma 16/16 USB; 5 – портативная ЭВМ; 6 – пирометр; 7 – лабораторный электронагреватель

Общий вид проведения экспериментальных исследований с измерительными приборами представлен на рисунке 5.6.

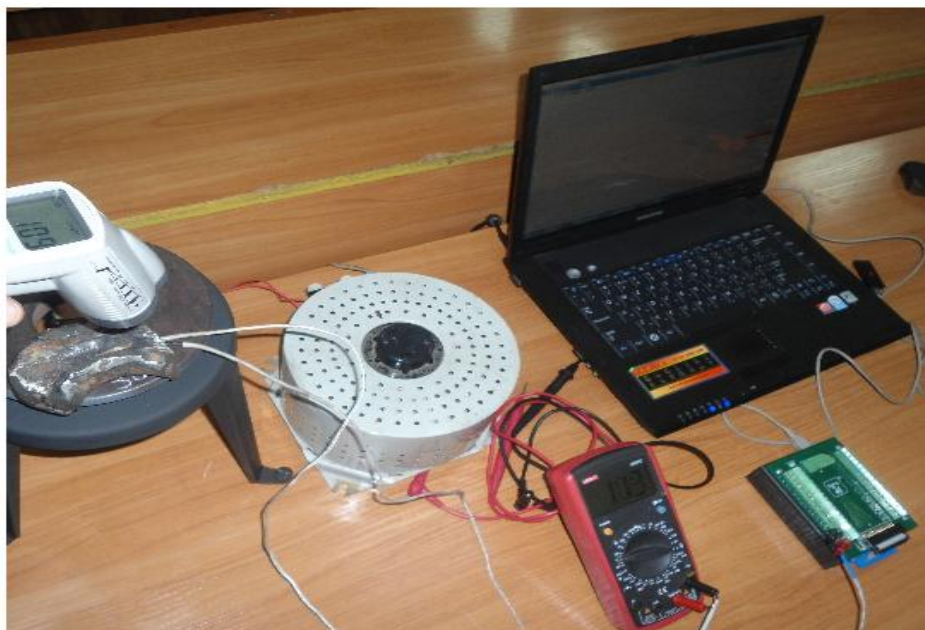


Рисунок 5.6 – Общий вид измерительной аппаратуры для определения температур

На основании экспериментальных данных исследования температурных полей крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины проведен анализ полученных результатов и сопоставление с теоретическими исследованиями.

На рисунке 5.7 приведены полученные значения по результатам эксперимента. Обработка результатов проводилась с помощью САПР MathCAD, полученные результаты по каждому эксперименту из программного комплекса ZetLab передавались в ППО MS Office Excel, затем в САПР MathCAD. В приложении В приведены экспериментальные значения температур, полученные с помощью проведенных 7 опытов (необходимость проведения большего числа опытов отсутствует, так как значения температур достигли максимального значения и точность измерений при этом не изменяется). Изменение значения температуры фиксировалось каждую секунду с помощью АЦП/ЦАП ZET Sigma 16/16 USB в течение трех минут.

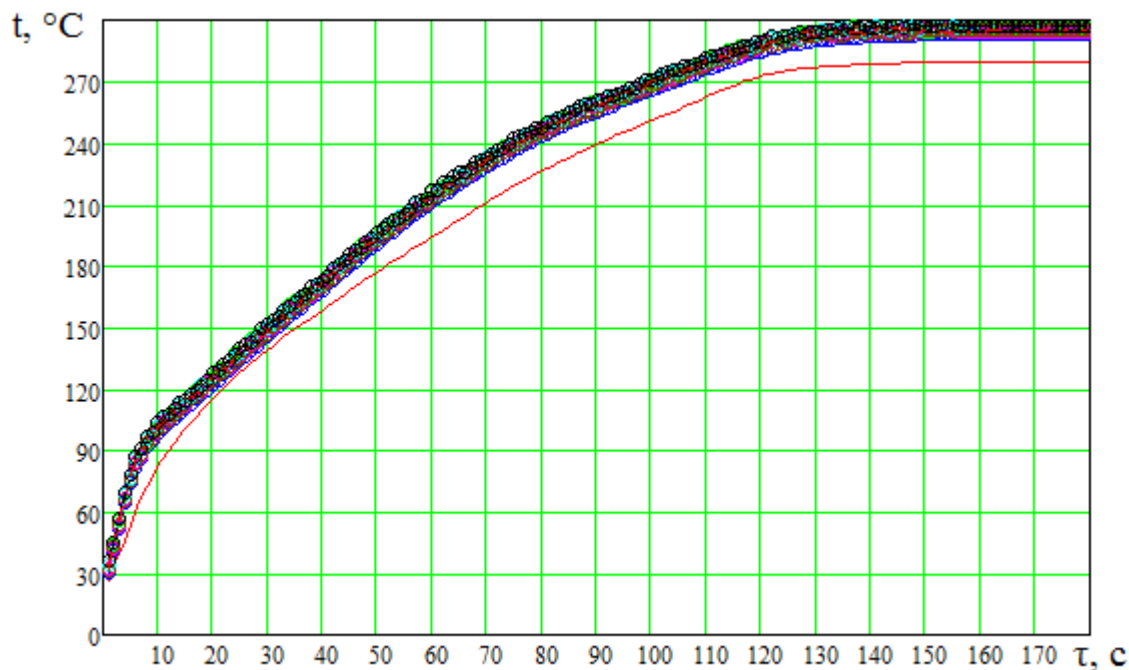


Рисунок 5.8 – Результаты экспериментальных исследований и сравнение с данными моделирования

По полученным данным рассчитано среднее отклонение модели от фактических значений и среднеквадратичное отклонение от расчетных данных, приведенное на рисунке 5.9.

Рассчитано среднее процентное отклонение по изменениям значений температуры 7 опытов, которое по формуле 5.1 составило:

$$\sum_i \left[\frac{r_i}{(t^{(2)})_i} \cdot 100 \right] = 9 \%. \quad (5.1)$$

Оценка генерального среднеквадратичного отклонения при равновероятных измерениях определяется в соответствии с формулой 5.2:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})_i^2}{n}}. \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \Delta 1 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп1}} & \Delta 2 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп2}} & \Delta 3 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп3}} \\ \Delta 4 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп4}} & \Delta 5 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп5}} & \Delta 6 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп6}} \\ \Delta 7 &:= t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп7}} \end{aligned}$$

Среднее отклонение модели от фактических значений

$$\begin{aligned} \text{mean}(\Delta 1) &= 13.27 & \text{mean}(\Delta 2) &= 16.819 & \text{mean}(\Delta 3) &= 15.641 \\ \text{mean}(\Delta 4) &= 17.024 & \text{mean}(\Delta 5) &= 15.244 & \text{mean}(\Delta 6) &= 18.225 \\ \text{mean}(\Delta 7) &= 16.086 \end{aligned}$$

Среднеквадратичное отклонение экспериментальных и расчетных данных

$$\begin{aligned} \sigma 1 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 1_i - \text{mean}(\Delta 1))^2}{N}} & \sigma 1 &= 3.194 & \sigma 2 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 2_i - \text{mean}(\Delta 2))^2}{N}} & \sigma 2 &= 3.236 \\ \sigma 3 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 3_i - \text{mean}(\Delta 3))^2}{N}} & \sigma 3 &= 3.338 & \sigma 4 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 4_i - \text{mean}(\Delta 4))^2}{N}} & \sigma 4 &= 3.338 \\ \sigma 5 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 5_i - \text{mean}(\Delta 5))^2}{N}} & \sigma 5 &= 3.224 & \sigma 6 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 6_i - \text{mean}(\Delta 6))^2}{N}} & \sigma 6 &= 3.338 \\ & & & & \sigma 7 &:= \sqrt{\frac{\sum_i (\Delta 7_i - \text{mean}(\Delta 7))^2}{N}} & \sigma 7 &= 3.277 \end{aligned}$$

Рисунок 5.9 – Фрагмент программы расчетов среднеквадратичного отклонения

Дисперсия					
$D1 := \sigma 1^2$	$D1 = 10.204$	$D2 := \sigma 2^2$	$D2 = 10.474$	$D3 := \sigma 3^2$	$D3 = 11.14$
$D4 := \sigma 4^2$	$D4 = 11.139$	$D5 := \sigma 5^2$	$D5 = 10.392$	$D6 := \sigma 6^2$	$D6 = 11.14$
$D7 := \sigma 7^2$	$D7 = 10.736$				

Рисунок 5.10 – Фрагмент программы определения значений дисперсии

Определена оценка погрешности измерений для среднеквадратичного отклонения.

Оценка среднеквадратичного отклонения от расчетных данных по результатам 7 опытов:

$\sigma_1 = 3,19 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_2 = 3,24 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_3 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_4 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_5 = 3,23 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_6 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $\sigma_7 = 3,28 \text{ }^\circ\text{C}$.

Оценкой для математического ожидания является выборочное среднее \bar{x} среднеквадратичных отклонений, которое определяется по формуле 5.3 [133]:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sum_{i=1}^n (\sigma_i)}{n}, \quad (5.3)$$

где i – порядковый номер значения; n – число значений.

При $\sigma_1 = 3,19 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_2 = 3,24 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_3 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_4 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_5 = 3,22 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $\sigma_6 = 3,34 \text{ }^\circ\text{C}$; $\sigma_7 = 3,28 \text{ }^\circ\text{C}$ рассчитываем выборочное среднее:

$$\bar{\sigma} = 3,28 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полученное значение является средним среднеквадратичным отклонением совокупности опытов.

Мера точности среднего результата всех опытов [133]:

$$S_{\bar{x}} = \bar{\sigma} / \sqrt{n}, \quad (5.4)$$

$$S_{\bar{x}} = 1,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полученные результаты свидетельствуют об адекватности математической модели, что позволяет применять полученные результаты моделирования для разработки комплекса мероприятий, направленных на улучшение условий эксплуатации дизельных силовых установок горно-транспортных машин.

В процессе проведения экспериментальных исследований было установлено, что вне зависимости от глубины и номера слоя крышки цилиндров изменения температуры имеет одинаковую закономерность. В зависимости от типа

дизеля горно-транспортной машины можно установить зависимости, которые позволят определять время прогрева силовой установки, что в свою очередь позволит учесть время протекания переходных процессов, которые оказывают наибольшее влияние на преждевременный выход из строя дизельных двигателей рудничных локомотивов, дизелевозов и карьерных тепловозов. Данный аспект расширяет возможности применения результатов теоретических исследований.

5.4 Оценка экономической эффективности

Для оценки эффективности мероприятий, направленных на улучшение условий эксплуатации крышек цилиндров дизеля горно-транспортной машины, целесообразно учитывать уменьшение процента внеплановых отказов и брака в работе по причине выхода из строя узлов цилиндро-поршневой группы [134].

Исходное выражение для расчета экономического эффекта имеет следующий вид:

$$K = f(\Delta L). \quad (5.5)$$

Величина годового экономического эффекта E_{Γ} , получаемого в результате внедрения в эксплуатацию, модернизированного локомотива рассчитывается по формуле (5.6):

$$E_{\Gamma} = E_{\Gamma.Б.} + E_{\Gamma.Д.} + E_{\Gamma.Р.} + E_{\Gamma.А.}, \quad (5.6)$$

где $E_{\Gamma.Б.}$, $E_{\Gamma.Д.}$, $E_{\Gamma.Р.}$ – годовые экономические эффекты потребителя в результате повышения показателей безотказности, надежности и ремонтпригодности конструкции локомотива более высокого качества;

$E_{\Gamma.А.}$ – годовые амортизационные отчисления.

Годовой экономический эффект от повышения безотказности локомотивов $E_{Г.Б.}$ возникает от увеличения наработки до непланового ремонта и уменьшения общего количества неплановых ремонтов нового тягового средства в течение года. Формула для расчета $E_{Г.Б.}$ имеет следующий вид:

$$E_{Г.Б.} = E_{Г.П.ПР.Н.Р.} + E_{Г.УЩ.} + E_{Г.НР.}, \quad (5.7)$$

где $E_{Г.П.ПР.Н.Р.}$ – годовой экономический эффект от увеличения производительности локомотива,

$E_{Г.УЩ.}$ – годовой экономический эффект от уменьшения величины ущерба в перевозочной работе отказов локомотива;

$E_{Г.НР.}$ – годовой экономический эффект от уменьшения расходов на проведение неплановых ремонтов.

Годовой экономический эффект от повышения надежности $E_{Г.Д.}$ возникает в связи с повышением ресурса крышек цилиндров силовой дизельной установки. В результате возможно увеличение пробегов между плановыми видами технического обслуживания и текущими ремонтами локомотива с улучшенными качественными характеристиками дизеля, а также изменяется величина времени простоя при проведении обслуживаний и ремонтов. Формулу для та $E_{Г.Д.}$ запишем в следующем виде:

$$E_{Г.Д.} = E_{Г.П.ПР.} + E_{Г.П.Р.}, \quad (5.8)$$

где $E_{Г.П.ПР.}$, $E_{Г.П.Р.}$ – годовые экономические эффекты от увеличения производительности локомотива, уменьшения расходов на проведение технических обслуживаний и текущих ремонтов.

Годовой экономический эффект от повышения ремонтпригодности локомотива $E_{Г.Р.}$ состоит из уменьшения времени его простоя в плановых $E_{Г.УМ.ПР.П.Р.}$ и неплановых $E_{Г.УМ.ПР.Н.Р.}$ ремонтах.

$$E_{Г.Р.} = E_{Г.УМ.ПР.П.Р} + E_{Г.УМ.ПР.Н.Р} \quad (5.9)$$

Величина первой составляющей экономического эффекта от повышения безотказности $E_{Г.Б.}$ определяется в виде уменьшения величины упущенной прибыли в результате увеличения производительности локомотива при сокращении времени простоя его в неплановых ремонтах:

$$E_{Г.П.ПР.Н.Р.} = W \cdot C_{П}(t_{ПРВ} - t_{ПРН}) = W \cdot C_{П} \cdot \Delta t_{ПР.Н.Р.}, \quad (5.10)$$

где W – среднесуточная производительность локомотива;

$C_{П}$ – стоимость единицы перевозочной работы, руб./т км;

$t_{ПРВ}, t_{ПРН}$ – время простоев локомотивов исходной и повышенной надежности в неплановых ремонтах в течение года, сут.;

$\Delta t_{ПР.Н.Р.}$ – сокращение времени простоя локомотива повышенной надежности в неплановых ремонтах в течение года, сут.

В общем случае формула имеет вид:

$$t_{П.Р.} = t_0 + t_{Н.Р.}, \quad (5.11)$$

где t_0 – время ожидания локомотивом непланового ремонта, сут.;

$t_{Н.Р.}$ – время выявления и устранения причин отказа локомотива, сут.

Откуда

$$t_{Н.Р.} = t_{Н.Р.} \cdot n_{Н.Р.} = t_{Н.Р.} \cdot \frac{L_{Г.}}{L}, \quad (5.12)$$

где $t_{Н.Р.}$ – среднее время на выявление и устранение одного отказа локомотива, сут.;

$n_{Н.Р.}$ – количество неплановых ремонтов локомотива в течение года. шт.,

$L_{Г.}$ – годовой пробег локомотива, 10^3 км.

Время ожидания горно-транспортной машины непланового ремонта зависит от многих факторов (наличия в депо запасных деталей и узлов, времени на

освобождение ремонтного стойла, трудовой дисциплины и т.п.) Поэтому в качестве допущения на этапе внедрения мероприятий, направленных на увеличение надежности принимается, что время ожидания непланового ремонта горно-транспортной машины исходной и повышенной надежности одинаково, то есть $t_{0В} = t_{0Н}$, тогда:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{ПР.Н.Р.}} &= L_{\Gamma} \left(t_{\text{Н.РВ}} \frac{1}{L_{\text{В}}} - t_{\text{Н.РВ}} \frac{1}{L_{\text{Н}}} \right) = L_{\Gamma} \cdot t_{\text{Н.РВ}} \frac{1}{L_{\text{В}}} \left(1 - \frac{t_{\text{Н.РВ}} \cdot L_{\text{В}}}{t_{\text{Н.РВ}} \cdot L_{\text{Н}}} \right) \\ &= L_{\Gamma} \cdot \frac{t_{\text{Н.РВ}}}{L_{\text{В}}} \left(1 - K_{\text{у.тн.р}} \frac{L_{\text{В}}}{L_{\text{В}} + \Delta L} \right) = L_{\Gamma} \cdot \frac{t_{\text{Н.РВ}}}{L_{\text{В}}} \left[\frac{L_{\text{В}}(1 - K_{\text{у.тн.р}} + \Delta L)}{L_{\text{В}} + \Delta L} \right] \end{aligned} \quad (5.13)$$

где $K_{\text{у.тн.р}} = \frac{t_{\text{Н.РН}}}{t_{\text{Н.РВ}}}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение (увеличение) времени выполнения непланового ремонта модернизированного локомотива.

Для получения аналитического выражения коэффициента $K_{\text{у.тн.р}}$, как и для других рассматриваемых ниже аналогичных коэффициентов и показателей, используются общие закономерности или тенденции, присущие анализируемому показателю в конкретных условиях эксплуатации. Для этого собираются, а затем анализируются статистические данные о работе и организации мероприятий по продлению уровня работоспособности конкретной серии локомотивов на определенном полигоне горного предприятия [135, 136].

Рассчитывая экономическую эффективность следует учитывать, что эффект при повышении надежности разделяется на внезапные и постепенные отказы.

В первом случае речь идет о снижении ущерба, который получает горное предприятие из-за внезапных отказов тяговых средств. Во втором случае при улучшении условий эксплуатации силовой дизельной установки горно-транспортной машины по постепенным отказам эффект в меньшей степени заметен. Он проявляется в скрытом виде и состоит в том, что эксплуатационные характеристики горно-транспортных машин сохраняются дольше. При длительной сохранности параметров эффект выражается в сокращении количества

обслуживаний и диагностики, повышении экономичности работы горно-транспортной машины, что оказывает влияние на уменьшение величины себестоимости перевозок. Экономический эффект от повышения параметрической надежности модернизированного дизеля горно-транспортной машины в данном случае не рассматривается, и анализу подлежат только внезапные отказы.

Расходы на ремонт крышки цилиндров рассчитываются с помощью агрегатного метода, при котором подытоживают цены отдельных узлов и деталей с базовым вариантом, стоимостью новых элементов, а также затрат на монтаж механизмов и деталей, цеховых и общехозяйственных затрат [136].

Окончательное решение о целесообразности использования предложенных мероприятий принимается по результатам эксплуатации и технико-экономического анализа. В качестве сравниваемых вариантов рассматриваются: базовый вариант ремонта и обслуживания и новый вариант обслуживания с использованием предложенных мероприятий.

Срок окупаемости рассчитаем по формуле:

$$T_{\text{тр}} = \frac{\Delta K}{\Delta E}, \quad (5.14)$$

где ΔK – стоимостная оценка результатов внедрения мероприятий по продлению срока службы крышек цилиндров, составляет 69785 р. (сведения о стоимостной оценке были получены в экономическом отделе транспортного предприятия по состоянию на 2013 г.);

ΔE – себестоимость ремонта крышек цилиндров на одной секции карьерного тепловоза (по данным технического отдела по состоянию на 2013 г.).

$$T_{\text{тр}} = \frac{69785}{21840} = 3,2 \text{ года.}$$

Экономический эффект от внедрения мероприятий по улучшению условий эксплуатации крышек цилиндров довольно ощутим, и связан, главным образом, с увеличением безотказной работы цилиндро-поршневой группы. На

горно-транспортных машинах с реализованными мероприятиями по улучшению условий работы зафиксировано уменьшение выходов из строя на 9 крышек цилиндров, которые в денежном эквиваленте составляют порядка 688806 р. Экономический эффект на одну силовую установку горно-транспортной машины составил 41,0 тыс. р. в год.

Окупаемость данного комплекса мероприятий составляет 3,2 года. Кроме того, внедрение рассмотренных мероприятий приводит к уменьшению затрат при ремонте цилиндро-поршневой группы.

5.4 Выводы по главе 5

Из проведенных экспериментальных исследований установлено, что вне зависимости от слоя крышки цилиндров характер изменения температуры имеет одинаковую закономерность. Изменение температуры имеет логарифмический характер и в зависимости от типа дизеля горно-транспортной машины можно установить зависимости, которые позволят определять время прогрева силовой установки, что в свою очередь позволит учесть время протекания переходных процессов, оказывающие наибольшее влияние на преждевременный выход из строя дизельных двигателей рудничных локомотивов, дизелевозов и карьерных тепловозов. Данный аспект расширяет возможности применения результатов теоретических исследований.

Экономический эффект от внедрения мероприятий по улучшению условий эксплуатации цилиндровых крышек дизелей горно-транспортных машин представляет собой суммарную экономию всех производственных ресурсов.

Согласно результатов расчета, экономический эффект от внедрения комплекса мероприятий по улучшению условий эксплуатации силовой дизельной установки горно-транспортной машины составил 41,0 тыс. р. в год. Срок окупаемости капиталовложений составляет 3,2 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-исследовательской работой, в которой на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований решена научно-техническая задача, имеющая важное значение для горной промышленности, заключающаяся в повышении эффективности силовой дизельной установки за счет улучшения режимов работы, обоснования их параметров, применения комплекса мероприятий, что позволяет снизить на 24 % тепловую напряженность крышки цилиндров дизельного двигателя и увеличить срок службы.

По полученным результатам диссертационной работы сформулированы основные выводы:

1. Определены факторы, оказывающие непосредственное влияние на преждевременный выход из строя крышек цилиндров горно-транспортных машин, выявлены их основные группы и подгруппы. На основании полученных данных об отказах элементов дизельного двигателя горно-транспортных машин выявлено, что наименее надежным узлом из систем дизельного двигателя является цилиндро-поршневая группа, на долю которой приходится до 40...50% отказов. При этом на долю цилиндровых крышек из всех деталей цилиндро-поршневой группы силовой дизельной установки приходится 39% отказов.

2. Проведен анализ механизма разрушения крышек цилиндров дизельного двигателя горно-транспортной машины, который свидетельствует, что преждевременный выход из строя в большей степени зависит от градиента температур. Количество циклов изменения температуры охлаждающей жидкости силовой дизельной установки зависит от режимов работы, при этом температурный диапазон изменяется в пределах от 50 до 95 °С. Общее количество нагружений от действия рабочих газов и температурных напряжений составляет не менее $2,5 \cdot 10^8$ циклов в год.

3. Установлены зависимости выхода из строя крышек цилиндров от времени работы, учитывающие особенности эксплуатации дизельных силовых установок горно-транспортной машины, на которые в большей степени влияют нагрузочные режимы работы, материал изготовления, температура окружающей среды. Анализ статистических данных с учетом причин отказов позволил определить значения средней наработки на отказ крышек цилиндров дизельного двигателя с легкими, средними и тяжелыми режимами работы. В результате выявлено, что средняя вероятность отказа одной крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортной машины в течение 30 суток составляет более 8 %.

4. Разработана математическая модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра в режиме прогрева дизеля горно-транспортной машины, впервые учитывающая суммарный коэффициент теплоотдачи в течение цикла и температуру рабочих газов, изменяющихся во времени. Установлено, что наибольший температурный градиент наблюдается на глубине до 3 мм от огневой поверхности. При этом область применения математической модели не ограничивается только крышками цилиндров и с учетом необходимых исходных данных можно решать различные задачи теплопроводности в любой силовой дизельной установке.

5. Для подтверждения теоретических и методологических положений диссертации проведено имитационное компьютерное моделирование. Разработана конечно-элементная модель и подпрограмма расчета напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины, которая позволяет рассчитать температурное поле при заданных значениях температуры. На основании этого определено, что снижение температуры в огневом днище крышки цилиндра на 50 °С приводит к снижению напряжений на 24 %.

6. Проведен сравнительный анализ конструкционных материалов ВЧ50 и АК8 крышек цилиндров дизельного двигателя. Установлено, что алюминиевый сплав АК8 не обладает необходимыми прочностными характеристиками, вследствие чего не рекомендуется его использование в качестве конструкцион-

ного материала для крышек цилиндров силовых дизельных установок горно-транспортных машин.

7. Разработан комплекс мероприятий, направленный на улучшение условий работы силовой дизельной установки горно-транспортной машины и положительно влияющий на срок службы крышек цилиндров. Модернизация системы охлаждения карьерного тепловоза путем установки дополнительного водяного насоса с электрическим приводом предусматривает повышение энергетических показателей насоса: напор – на 1,4 м, КПД – на 4,5 %. При этом удельные затраты уменьшаются до 8 %. Рассмотрены особенности использования дополнительного водяного насоса на различных режимах работы силовой дизельной установки.

8. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие адекватность математической модели процесса изменения температуры в огневом днище крышки цилиндра дизельного двигателя горно-транспортных машин. Среднепроцентное отклонение от теоретических данных составило 9 %, мера точности среднего результата всех опытов составляет 1,2 °С, что является достаточным для практического использования результатов эксперимента.

9. Экономический эффект от внедрения мероприятий по улучшению условий работы крышек цилиндров дизельного двигателя типа Д49 составляет на одну установку 41 тыс. р. в год. Окупаемость данного комплекса мероприятий не превышает 3,2 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев, К. А. Транспортные машины и оборудование шахт и рудников : учеб. пособие / К. А. Васильев, А. К. Николаев, К. Г. Сазонов. – Санкт-Петербург : Лань, 2012. – 544 с.
2. Сокикас, В. И. Машины и оборудование для транспортировки древесины с горных склонов / В. И. Сокикас // Вестн. ИрГТУ. – 2013. – № 5(76). – С. 42–46.
3. Большунов, А. В. Перспективы использования тяговых устройств фрикционного типа в приводах горных, транспортных и технологических машин / А. В. Большунов, Г. В. Соколова, А. М. Авдеев // Записки Горн. ин-та. – 2014. – Т. 209. – С. 9–12.
4. Шахтный подземный транспорт : справ. изд. : в 2 т. Т 1. Шахтный локомотивный и рельсовый транспорт / Ю. Ф. Бутт [и др.] ; под общ. ред. Б. А. Грядущего ; Науч.-исслед. ин-т. горн. механики им. М. М. Федорова. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Донецк : ВИК, 2011. – 481 с.
5. Rusinek, J. Mechanization of transport operations with the use of floor mounted railways in hard coal mines / J. Rusinek // Mining news. – 2013. – № 4. – P. 197–204.
6. Development of underground diesel transportation machines / E. Pieczora [et al.] // Mining machinery. – 2016. – Vol. 34. – № 2. – P. 20–32.
7. Мохельник, П. Взрывозащитные рудничные дизелевозы из Чехии / П. Мохельник, П. Коварж // Глюкауф. – 2002. – № 1. – С. 50–52.
8. Ferrit. Global Mining Solution [Electronic resource] : website. – Электрон. дан. – Frýdlant nad Ostravicí (Czech Republic), 2015. – Режим доступа: <http://ferrit.cz/ru/produkty/podvesnoj-transport>. – Загл. с экрана.
9. Becker Mining Systems [Electronic resource] : website. – Электрон. дан. – Friedrichsthal, 2017. – Режим доступа: <http://becker-mining.com>. – Загл. с экрана.
10. Гнайдинг, Э. Презентация фирмы «СМТ Шарф» и новые разработки. Дальнейшее расширение производственной программы / Э. Гнайдинг //

Глюкауф. – 2011. – № 1. – С. 24–27.

11. Becker, F. The state of the art in positively guided rail transport systems for underground mining / F. Becker // Ernst & Sohn Verlag for Architecture and Technical Sciences GmbH & Co. KG. Berlin Mining Report 150. – 2014. – № 1/2. – P. 34–46.

12. Pieczora, E. Development of underground drives for suspended lifts / E. Pieczora, H. Suffner // Mining machinery. – 2017. – № 3. – P. 44–57.

13. Транспорт на горных предприятиях / Б. А. Кузнецов [и др.]. – Москва : [б. и.], 1970. – 644 с.

14. Открытые горные работы : справочник / К. Н. Трубецкой [и др.]. – Москва : Горн. бюро, 1994. – 590 с.

15. DRIVE2.RU [Electronic resource] : website / vodila150 (Andrey 1998). – Электрон. дан. – [Россия], 2018. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/b/2423051/>. – Загл. с экрана.

16. Железнодорожный транспорт открытых разработок / Б. А. Евдокимов [и др.]. – Москва : Недра, 1984. – 181 с.

17. Керопян, А. М. Развитие теории взаимодействия и обоснование рациональных параметров системы колесо-рельс карьерных локомотивов в режиме тяги : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.06 : защищена 23.12.2015 / Керопян Амбарцум Мкртичевич. – Екатеринбург, 2015. – 233 с.

18. Потапов, М. Г. Карьерный транспорт / М. Г. Потапов. – Москва : Недра, 1980. – 296 с.

19. Спиваковский, А. О. Транспорт на открытых разработках / А. О. Спиваковский, М. Г. Потапов, А. В. Андреев. – Москва : Госгортехиздат, 1962. – 392 с.

20. Галкин, В. И. Транспортные машины : учеб. для вузов / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко. – Москва : Горн. кн., 2010. – 588 с.

21. Ржевский, В. В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ / В. В. Ржевский. – Москва : Недра, 1989. – 549 с.

22. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких

производств / В. А. Будишевский ; под ред. В. П. Кондрахина. – Донецк : ДОННТУ, 2017. – 216 с.

23 Андреев, А. В. Транспортные машины и комплексы для открытой добычи полезных ископаемых / А. В. Андреев, Е. Е. Шешко. – Москва : Недра, 1970. – 429 с.

24. Новожилов, М. Г. Вскрытие и системы открытой разработки глубоких горизонтов карьеров / М. Г. Новожилов // Техника и технология открытых горных работ. – Москва, 1959. – С. 89–111.

25. Новожилов, М. Г. Глубокие карьеры / М. Г. Новожилов, В. Г. Селянин, А. Е. Троп. – Москва : Госгортехиздат, 1962. – 258 с.

26. Зурков, П. Э. Опыт путевых работ Магнитогорского карьера / П. Э. Зурков, В. Н. Калашников. – М.: Металлургиздат, 1953. – 65 с.

27. Зурков, П. Э. Отвальные работы на карьерах / П. Э. Зурков. – Москва : Углетехиздат, 1951. – 83 с.

28. Зурков, П. Э. Разработка рудных месторождений открытым способом / П. Э. Зурков. – Москва. – 1953. – 526 с.

29. Васильев, М. В. Транспорт глубоких карьеров / М. В. Васильев. – Москва : Недра, 1983. – 296 с.

30. Нормативные данные для выполнения тяговых расчетов по рудничной электрической тяге и проектирования шахтного подвижного состава / Н. С. Поляков [и др.] // Вопросы рудничного транспорта. – Москва, 1952. – Вып. 6. – С. 163–179.

31. Волотковский, С. А. О технических параметрах рудничных электровозов / С. А. Волотковский, А. И. Курьян // Вопросы рудничного транспорта. – Москва, 1952. – Вып. 6. – С. 180–192.

32. Ренгевич, А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А. А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – Москва, 1961. – Вып. 5. – С. 227–246.

33. Шахтарь, П. С. Рудничные локомотивы (динамика и расчет) / П. С. Шахтарь. – Москва : Недра, 1982. – 295 с.

34. Шорин, В. Г. Влияние разгрузки осей на использование сцепного веса рудничных электровозов / В. Г. Шорин // Вопросы рудничного транспорта. – Москва, 1959. – Вып. 3. – С. 315–319.

35. Гутаревич, В. О. Проблемы и направления совершенствования экологических характеристик горно-транспортных машин с дизельной установкой / В. О. Гутаревич, К. А. Рябко, Е. В. Рябко // Вестн. Донец. нац. техн. ун-та. – 2018. – № 1(11). – С. 12–17.

36. Костин, А. К. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов. – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 222 с.

37. Ролле, И. А. Повышение ресурса крышек цилиндров тепловозных дизелей : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Ролле Игорь Александрович. – Санкт-Петербург, 2006. – 130 с.

38. Мягков, С. П. Повышение прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Мягков Сергей Петрович. – Москва, 2009. – 177 с.

39. Маластовский, Н. С. Методика определения локальных граничных условий со стороны охлаждения при расчете температурных полей крышек цилиндров двигателей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Маластовский Николай Сергеевич. – Москва, 2011. – 156 с.

40. Павлов, А. А. Совершенствование гидродинамики течения жидкости в системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания с целью улучшения температурного состояния теплонапряженных деталей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Павлов Александр Анатольевич. – Ярославль, 2004. – 151 с.

41. Орлов, В. Б. Расчет трёхмерного поля скоростей жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра дизеля методом конечных элементов / В. Б. Орлов // Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, 1985. – С. 107–111.

42. Рамазанов, М. И. Гидродинамика и локальный теплообмен в полостях охлаждения двигателей внутреннего сгорания : автореф. дис. ... канд. техн.

наук : 05.04.02 / Рамазанов Махмут Ильсурович. – Москва, 2002. – 16 с.

43. Чайнов, Н. Д. Применение методов математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного дизеля / Н. Д. Чайнов // Двигатель – 2007 : сб. науч. тр. по материалам междунар. конф. – Москва, 2007. – С. 154–159.

44. Щербина (Рябко), Е. В. Анализ причин разрушения крышки цилиндра дизеля тепловоза / Е. В. Щербина (Рябко), К. А. Рябко // Сб. науч. работ ДонИЖТ. – Донецк, 2012. – № 31. – С. 135–137.

45. Куликов, Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Ю. А. Куликов. – Москва : Машиностроение, 1988. – 280 с.

46. Рафиков, Р. М. Повышение эксплуатационной надежности цилиндрических крышек высокофорсированных дизелей технологическими методами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13 / Рафиков Ринат Мубинович. – Саратов, 2005. – 18 с.

47. Горобченко, А. Н. Анализ механизма разрушения крышки цилиндра тепловозного дизеля 1А-5Д49 и его взаимосвязь с температурой наружного воздуха / А. Н. Горобченко, Е. В. Рябко // Научно-технические аспекты комплексного развития транспортной отрасли : материалы междунар. науч.-практ. конф. – Донецк, 2015. – С. 28–29.

48. Рябко, Е. В. Анализ факторов, влияющих на надежность дизельных силовых установок карьерных и рудничных локомотивов / Е. В. Рябко // Вестн. Донец. нац. техн. ун-та. – Донецк, 2017. – № 3(9). – С. 44–51.

49. Рябко, К. А. Повышение долговечности крышек цилиндров тепловозных дизелей / К. А. Рябко, Е. В. Рябко // Изв. Транссиба. – 2016. – № 4(28). – С. 30–37.

50. Орлин, А. С. Двигатели внутреннего сгорания: конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей / А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов. – Москва : Машиностроение, 1984. – 384 с.

51. Розенблит, Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – Москва : Машиностроение, 1977. – 216 с.

52. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с.
53. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2008. – 494 с.
54. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) / А. Э. Симсон [и др.]. – Москва : Транспорт, 1980. – 384 с.
55. Никитин, Е. А. Тепловозные дизели типа Д49 / Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков. – Москва : Транспорт, 1982. – 255 с.
56. Рекомендации по обнаружению и устранению неисправностей дизелей 5Д49. – Донецк, 1987 – 32 с.
57. Кавтарадзе, Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. З. Кавтарадзе. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 472 с.
58. Стефановский, Б. С. Теплонапряжённость деталей быстроходных поршневых двигателей / Б. С. Стефановский. – Москва : Машиностроение, 1978. – 128 с.
59. Чайнов, Н. Д. К расчету температурных напряжений в днище крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов // Изв. вузов. Машиностроение. – 2004. – № 10. – С. 101–108.
60. Heywood, J. Internal combustion engine fundamentals / J. Heywood. – New York : McGraw-Hill, 1988. – 481 p.
61. Федотов, Г. Б. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытание, совершенствование / Г. Б. Федотов, Г. И. Левин. – Москва : Транспорт, 1983. – 192 с.
62. Чайнов, Н. Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбин, Н. А. Иващенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 152 с.
63. Дульнёв, Р. А. Термическая усталость металлов / Р. А. Дульнёв, П. И. Котов. – Москва : Машиностроение, 1980. – 200 с.
64. Experimental and theoretical study of the short-term response temperature

transients in the cylinder walls of a Diesel engine at various operating conditions / C. D. Rakopoulos [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Vol. 24. – P. 679-702.

65. Борздыка, А. М. Релаксация напряжений в металлах и сплавах / А. М. Борздыка, Л. Б. Гецов. – Москва : Metallurgy, 1972. – 304 с.

66. Костин, А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации : справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев ; под общ. ред. А. К. Костина. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с.

67. Овсянников, М. К. Тепловая напряженность судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов. – Ленинград : Судостроение, 1975. – 256 с.

68. Тимохин, А. В. Тепловая напряженность деталей, образующих камеру сгорания высокофорсированных дизелей : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Тимохин Александр Викторович. – Москва, 1991. – 305 с.

69. Подзей, А. Б. Технологические остаточные напряжения / А. Б. Подзей, А. М. Сулима. – Москва : Машиностроение, 1973. – 216 с.

70. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени: библиотека расчетчика / В. П. Когаев. – Москва : Машиностроение, 1977. – 232 с.

71. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 2-е изд., доп. – Москва : Атомиздат, 1979. – 415 с.

72. Шумихин, В. С. Высококачественные чугуны для отливок / В. С. Шумихин, В. П. Кутузов, А. И. Храмченков ; под ред. Н. Н. Александрова. – Москва : Машиностроение, 1982. – 222 с.

73. Салтыков, М. А. Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения / М. А. Салтыков // Двигателестроение. – 1983. – № 6. – С. 35–38.

74. Чугуны с шаровидным и вермикулярным графитом и аустенитно-бейнитной матрицей. Современные материалы для литых деталей /

Н. Н. Александров [и др.]. – Москва : Metallurg, 2004. – 419 с.

75. Соломин, Н. В. Высокотемпературная устойчивость материалов и элементов конструкций / Н. В. Соломин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 128 с.

76. Гуляев, А. П. Металловедение : учеб. для вузов / А. П. Гуляев. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Metallургия, 1986. – 544 с.

77. Лахтин, Ю. М. Материаловедение : учеб. для высш. технич. учеб. заведений / Ю. М. Лахтин, В. П. Леонтьева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1990. – 528 с.

78. Арзамасов, Б. Н. Материаловедение : учеб. для вузов / Б. Н. Арзамасов, В. И. Макарова, Г. Г. Мухин. – 8-е изд. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 646 с.

79. Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов ; под ред.: А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – Москва : Машиностроение, 1984. – 384 с.

80. Окопный, Ю. А. Механика материалов и конструкций / Ю. А. Окопный. – Москва : Машиностроение, 2002. – 436 с.

81. Болгарский, А. В. Термодинамика и теплопередача : учеб. для ВУЗов / А. В. Болгарский, Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – Москва : Высш. шк., 1975. – 496 с.

82. Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов ТЭМ7 и ТЭМ7А / Людинов. тепловозостр. з-д. – Москва : Транспорт, 1992. – 160 с.

83. Данковцев, В. Т. Техническое обслуживание и ремонт локомотивов / В. Т. Данковцев. – Москва : УМЦ ЖДТ, 2007. – 558 с.

84. Локомотивные энергетические установки / А. И. Володин [и др.] ; под ред. А. И. Володина. – Москва : Желдориздат, 2002. – 718 с.

85. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва :

Машиностроение, 1993. – 640 с.

86. Сосновский, Л. А. О полной кривой усталости / Л. А. Сосновский, Е. С. Таранова, С. А. Тюрин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 2(19). – С. 41–49.

87. Развитие усталостных трещин в материалах и конструкциях : монография / М. Э. Гарф [и др.]. – Киев : Наук. думка, 1980. – 150 с.

88. Иванов, В. Н. Причины ремонтов и совершенствование системы обслуживания локомотивов : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Иванов Валерий Николаевич. – Санкт-Петербург : ПГУПС, 2005. – 148 с.

89. Розенблит, Г. Б. Особенности задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля / Г. Б. Розенблит // Двигателестроение. – 1982. – № 9. – С. 21–24.

90. Чайнов, Н. Д. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров поршневых двигателей / Н. Д. Чайнов, Л. Л. Мягков, Н. С. Маластовский. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. – 29 с.

91. Рябко, Е. В. Эксплуатационная надёжность крышек цилиндров тепловозного дизеля / Е. В. Рябко // Мир транспорта : науч.- практ. журн. – 2017. – № 2, т. 15. – С. 178–187.

92. Исследование влияния температуры окружающей среды на работоспособность крышек цилиндров тепловозных дизелей / А. Н. Горобченко, К. А. Рябко, Е. В. Рябко, А. М. Гушин // Вестн. РГУПС. – 2016. – № 1(61). – С. 34–42.

93. The Pennsylvania State University. Probability Theory and Mathematical Statistics. Lesson 50 : Kolmogorov-Smirnov Goodness-of-Fit [Электронный ресурс] : сайт. – Электрон. дан. – Pennsylvania, 2002-2018. – Режим доступа: <https://Onlinecourses.science.psu.edu/stat414/node/234>. – Загл. с экрана.

94. Краковский, Ю. М. Влияние вида функции распределения наработки на показатели остаточного ресурса / Ю. М. Краковский, З. Д. Нго // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2014. – № 3(43). – С. 55–59.

95. Денисов, В. И. Оценивание дисперсии ошибки входного фактора в полиномиальной функциональной модели при наличии гомоскедастичности / В. И. Денисов, А. Ю. Тимофеева // Вестн. АГТУ. - 2017. - № 2. - С. 14–26. - (Серия «Управление, вычислительная техника и информатика»).

96. Гутаревич, В. О. Определение надежностных характеристик силовых дизельных установок горно-транспортных машин / В. О. Гутаревич, К. А. Рябко, Е. В. Рябко // Устойчивое развитие горных территорий. - 2018. - № 2(36), т. 10. - С. 294–301.

97. Коваленко, А. Д. Основы термоупругости / А. Д. Коваленко. - Киев : Наук. думка, 1970. - 308 с.

98. Чижевский, К. Г. Расчет круглых и кольцевых пластин : справ. пособие / К. Г. Чижевский. - Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1977. - 184 с.

99. Расчет круглых пластин : метод. указ. к выполнению курс. работы для студентов специальности ДВС / сост. А. И. Громовик. - Омск : Изд-во СибАДИ, 2011. - 33 с.

100. Гутаревич, В. О. Методика расчета механических напряжений в огневом днище крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины / В. О. Гутаревич, Е. В. Рябко // Изв. вузов. Горн. журн. - 2018. - № 3. - С. 65–71.

101. Woschni, G. A. Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine / G. A. Woschni // SAE Paper. - 1967. - № 2(670931). - P. 19.

102. Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. - Москва : Высш. шк., 1966. - 600 с.

103. Гутаревич, В. О. Теоретические основы методики расчета температурных полей в огневом днище крышки цилиндра дизеля горно-транспортной машины / В. О. Гутаревич, Е. В. Рябко // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов : междунар. науч.-практ. конф. в рамках XXV междунар. спец. выставки технологий горн. разработок «Уголь России и Майнинг». - Новокузнецк, 2018. - № 4. - С. 224–227.

104. Ваничев, А. П. Приближенный метод решения задач теплопроводности в твердых телах / А. П. Ваничев. – Москва : Изд-во бюро новой техники, 1947. – 62 с. – (Труды НИИ № 1 / Министерство авиац. промышленности СССР, Науч.-исслед. ин-т № 1 ; № 25).

105. Попов, В. М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений / В. М. Попов. – Москва : Энергия, 1971. – 214 с.

106. Чайнов, Н. Д. Исследование теплового и напряженного состояния головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 / Н. Д. Чайнова ; МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1975.

107. Математическая модель нестационарного теплообмена через стенку и гильзы тепловозного ДВС / Ю. В. Черняк, А. М. Гуцин, М. В. Володарец, Е. В. Щербина (Рябко) // Подвижной состав и специальная техника железнодорожного транспорта : сб. науч. тр. – Харьков, 2008. – № 96. – С. 50–55.

108. Рябко, К. А. Исследование температурных полей в крышке цилиндра тепловозных дизелей / К. А. Рябко, Е. В. Щербина (Рябко) // Материалы VI Международной научно-технической конференции, посвященной 40-летию Самарского государственного университета путей сообщения. – Самара, 2013. – С. 47–48.

109. Кутателадзе, С. С. Теплоотдача при конденсации и кипении / С. С. Кутателадзе. – Москва : Машгиз, 1952. – 232 с.

110. Иващенко, Н. А. Прогнозирование температурных полей деталей поршневых двигателей : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 / Иващенко Николай Антонович. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. – 32 с.

111. Щербань, А. Н. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт / А. Н. Щербань, О. А. Кремнёв. – Киев : Изд-во АН УССР, 1959. – 420 с.

112. Рябко, Е. В. Метод оценки процесса изменения температуры стенки, образующей камеру сгорания дизеля горной машины / Е. В. Рябко, В. О. Гутаревич // Современные тенденции и инновации в науке и

производстве : VII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 20-летию филиала КузГТУ. – Междуреченск, 2018. – С. 101–102.

113. Маркин, А. Д. Практический анализ тепловых процессов в энергетике и металлургии : учеб. пособие / А. Д. Маркин, М. А. Маркин. – Москва : МИСиС, 2016. – 195 с.

114. Рябко, Е. В. Разработка математической модели изменения температуры крышки цилиндра тепловозного дизеля Д49 / Е. В. Рябко, К. А. Рябко, А. М. Гущин // Повышение эксплуатационной эффективности подвижного состава и технологических машин : материалы Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. памяти д-ра техн. наук, проф. В. Г. Григоренко. – Хабаровск, 2016. – С. 94–96.

115. Рябко, К. А. Методика оценки теплонапряженности огневого днища цилиндрических крышек тепловозного дизеля типа Д49 / К. А. Рябко, Е. В. Рябко // Локомотивы XXI век : сб. тр. IV Междунар. науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург, 2016. – С. 16–18.

116. Математическая модель процесса изменения температуры в слоях огневого днища крышки цилиндра в режиме прогрева дизеля / А. С. Шапшал, А. Н. Горобченко, К. А. Рябко, Е. В. Рябко // Вестн. транспорта Поволжья. – 2016. – № 5(59). – С. 35–40.

117. Цирельман, Н. М. Теория и прикладные задачи тепломассопереноса : учеб. пособие / Н. М. Цирельман. – Уфа : УГАТУ, 2002. – 113 с.

118. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания : учеб. для вузов / Н. Х. Дьяченко [и др.] ; под ред. Н. Х. Дьяченко. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. – 392 с.

119. Напряженно-деформированное состояние крышки цилиндра дизеля тепловоза / Ю. В. Тимохин, В. Н. Савенков, А. М. Гущин, Е. В. Рябко // Вестн. ИрГТУ. – 2017. – № 4, т. 21. – С. 198–207.

120. Щербина (Рябко), Е. В. Анализ выхода из строя цилиндрической крышки и экономичные методы её восстановления / Е. В. Щербина (Рябко) // Энерго- и ресурсосберегающие технологии при эксплуатации машин и

оборудования : материалы 2-й ежегод. межвузов. науч.-техн. конф. преподавателей, молодых ученых и студентов. – Донецк, 2010. – С. 40–41.

121. Петриченко, М. Р. Гидравлика неизотермических потоков в системах жидкостного охлаждения поршневых двигателей : дис. ... докт. техн. наук : 05.23.16 : 05.04.02 / Петриченко Михаил Романович. – Ленинград : ЛГТУ, 1990. – 414 с.

122. Стрекопытов, В. В. Надёжность и техническая диагностика локомотивов / В. В. Стрекопытов, И. В. Пушкарёв. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1988. – 61 с.

123. Куликов, Ю. А. Теоретические основы теплотехники : учеб. Пособие / Ю. А. Куликов. – Луганск : Елтон-2, 2009. – 331 с.

124. Петриченко, М. Р. Температурные и гидравлические режимы работы системы жидкостного охлаждения двигателя внутреннего сгорания / М. Р. Петриченко, В. А. Баталова // Двигателестроение. – 1989. – № 4. – С. 20–23.

125. Рябко, Е. В. Совершенствование системы охлаждения тепловозного дизеля с целью улучшения температурного состояния крышек цилиндров / Е. В. Рябко // Тр. РГУПС. – Ростов-на-Дону, 2016. – № 3(36). – С. 113–119.

126. Рябко, Е. В. Разработка мероприятий по улучшению условий работы цилиндрических крышек дизелей горно-транспортных машин [Электронный ресурс] / Е. В. Рябко // Электронный архив Донецкого национального технического университета (г. Донецк). – Электрон. дан. – Донецк, 2006-2018. – Режим доступа: <http://ea.donntu.org/handle/123456789/>. – Загл. с экрана.

127. Учебно-методическое пособие по дисциплине «Гидравлика и гидрология» / Н. В. Паламарчук, К. А. Рябко, Т. Н. Паламарчук, Е. В. Рябко. – Донецк : Изд-во ДонИЖТ, 2016. – 219 с.

128. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик ; под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.

129. Малюшенко, В. В. Энергетические насосы : справ. пособие /

В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 230 с.

130. Багманов, А. А. Пути повышения энергоэффективности центробежных насосов системы поддержания давления / А. А. Багманов, С. Г. Бажайкин, К. В. Кулешов // ГЕРВИКОН-2011 : междунар. форум «НАСОСЫ-2011XIII» : сб. докл. междунар. науч.-техн. конф., г. Сумы / Сумс. гос. ун-т. – Сумы, 2011. – С. 200–210.

131. Пат. 78114 Украина, МПК F 04 D 29/04. Уплотнение вращающихся деталей центробежного насоса / Паламарчук Н. В (Украина). – № 201210154 ; заявл. 27.08.12 ; опубл. 11.03.13, Бюл. № 5.

132. Реброва, И. А. Планирование эксперимента : учеб. пособие / И. А. Реброва. – Омск : СибАДИ, 2010. – 105 с.

133. Тимошенко, Г. М. Теория инженерного эксперимента / Г. М. Тимошенко, П. Ф. Зима. – Донецк : ДонНТУ, 2004. – 93 с.

134. Четвергов, В. А. Надежность локомотивов / В. А. Четвергов, А. Д. Пузанков. – Москва : Маршрут, 2003. – 415 с.

135. Панов, Н. И. Техничко-экономическая оценка систем охлаждения магистральных тепловозов / Н. И. Панов, А. П. Третьяков, Я. А. Резник. – Москва : Машиностроение, 1966. – 161 с.

136. Методика определения экономической эффективности используемой в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – Москва : Экономика, 1977. – 45 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

1 Методика расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки горно-транспортной машины

В данной методике приводятся формулы для определения температуры в промежуточных слоях крышки цилиндров в различные моменты времени.

Температуры в слоях после третьего шага по времени.

После третьего шага по времени температура изменяется в трех слоях.

Температура первого слоя определяется из уравнения теплового баланса, исходя из того, что подведение к нему теплоты происходит от продуктов сгорания, а отведение теплоты происходит от первого слоя ко второму.

Теплота, подводимая к первому слою от газов определяется соотношением:

$$Q_1 = \alpha_{r,2}(t_{r,2} - t_{2\Delta\tau,\Delta\chi}) \cdot F \cdot \Delta\tau_3.$$

Теплота, отводимая от первого слоя ко второму, определяется по формуле:

$$Q_2 = \frac{t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры материала первого слоя стенки:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \alpha_{r,2}(t_{r,2} - t_{2\Delta\tau,\Delta\chi}) \cdot F \cdot \Delta\tau_3 - \frac{t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3 = \\ &= \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.1})$$

Из уравнения (А.1) находится выражение температуры первого слоя после третьего шага по времени $t_{3\Delta\tau,\Delta\chi}$:

$$t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\alpha_{r,2} \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c}.$$

Температура второго слоя после третьего шага по времени определяется из условий, что к нему подводится теплота от первого слоя, а отводится к третьему слою, при этом температура третьего слоя после предыдущего шага равна начальной температуре стенки t_H .

Теплота, подводимая ко второму слою от первого, выразится соотношением:

$$Q_1 = \frac{t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3.$$

Теплота, отводимая от второго слоя к третьему, будет иметь вид:

$$Q_2 = \frac{t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3, \quad (\text{А.2})$$

$$\Delta\chi_{2-3} = \frac{1}{2} (\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3).$$

В формуле (А.2) температура $t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi}$ равна начальной температуре стенки t_H . Разность теплоты Q_1 и Q_2 будет израсходована на изменение температуры второго слоя. Это условие запишется уравнением:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3 - \frac{t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3 =$$

$$= \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi}). \quad (\text{А.3})$$

Из уравнения (А.3) находим искомое значение температуры $t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}$.

$$t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) +$$

$$+t_{2\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_H \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}$$

Температура третьего слоя после третьего шага по времени определяется из условия, что теплота к нему подводится от второго слоя и отводится к четвертому слою при температурах второго и четвертого слоев после второго шага по времени. При этом температура третьего и четвертого слоев после второго шага по времени ($t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi}$ и $t_{2\Delta\tau,4\Delta\chi}$) будут равны начальной температуре стенки t_H .

Теплота, подводимая от второго слоя к третьему, определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3. \quad (\text{A.4})$$

Теплота, отводимая от третьего слоя к четвертому, выразится соотношением:

$$Q_2 = \frac{t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{2\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3. \quad (\text{A.5})$$

В формулах (A.4) и (A.5) температуры $t_{2\Delta\tau,3\Delta\chi}$ и $t_{2\Delta\tau,4\Delta\chi}$ равны начальной температуре стенки t_H , поэтому Q_2 равняется нулю ($Q_2 = 0$). Тогда изменение температуры третьего слоя после третьего шага по времени определяется соотношением:

$$\frac{t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot \Delta\tau_3 \cdot F = F \cdot \rho \cdot c (t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_H). \quad (\text{A.6})$$

Из уравнения (A.6) находим искомую температуру $t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}$:

$$t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} = t_{2\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right),$$

$$\Delta\chi_{2-3} = \frac{1}{2} (\Delta\chi_2 + \Delta\chi_3).$$

Температура четвертого и последующих слоев после третьего шага по времени не будет изменяться и будет равной начальной температуре стенки t_n .

Температура в слоях после четвертого шага по времени.

После четвертого шага по времени температура будет изменяться в четырех слоях огневого днища.

Температура первого слоя определяется по равенности теплоты, подведенной от газов к стенке и теплоты, отведенной от первого слоя ко второму.

Теплота, подведенная к первому слою, будет иметь следующий вид:

$$Q_1 = \alpha_{r,3}(t_{r,3} - t_{3\Delta\tau,\Delta\chi})F \cdot \Delta\tau_4.$$

Теплота, отводимая от первого слоя ко второму, запишется в таком виде:

$$Q_2 = \frac{t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_3.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры за четвертый шаг по времени:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \alpha_{r,3}(t_{r,3} - t_{3\Delta\tau,\Delta\chi})F \cdot \Delta\tau_4 - \frac{t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 = \\ &= \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

Из уравнения (A.7) находим искомое значение температуры $t_{4\Delta\tau,\Delta\chi}$:

$$\begin{aligned} t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} &= t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\alpha_{r,3} \cdot \Delta\tau_3}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ &+ 2t_{r,3} \cdot \frac{\alpha_{r,3} \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + 2t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} \end{aligned}$$

Температура второго слоя после четвертого шага по времени определяется по разности теплоты, подводимой от первого ко второму и отводимой от второго слоя к третьему. Теплота, подводимая от первого слоя:

$$Q_1 = \frac{t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4.$$

Теплота, отводимая от второго слоя к третьему:

$$Q_2 = \frac{t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры второго слоя после четвертого шага по времени:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \frac{t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 - \frac{t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 = \\ &= \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Из уравнения (A.8) определяется искомое значение температуры $t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}$:

$$\begin{aligned} t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} &= t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ &+ t_{3\Delta\tau,\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}. \end{aligned}$$

Температура третьего слоя после четвертого шага по времени определяется по разности количества теплоты, подведенной к третьему слою от второго слоя и количества теплоты, отводимой от третьего слоя к четвертому.

Количество теплоты, подведенной к третьему слою, определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4.$$

Количество теплоты, которое отводится от третьего слоя к четвертому, находится по формуле:

$$Q_2 = \frac{t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 определяет изменение температуры третьего слоя через четыре шага по времени:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \frac{t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 - \frac{t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 = \\ &= \Delta\chi_3 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

В уравнении (A.9) температура четвертого слоя после третьего шага по времени $t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}$ равна начальной температуре стенки t_H . Тогда искомая температура третьего слоя после четвертого шага по времени $t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}$ из уравнения (A.9) выражается зависимостью:

$$\begin{aligned} t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} &= t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ &+ t_{3\Delta\tau,2\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_H \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c}. \end{aligned}$$

Температура четвертого слоя после четырех шагов по времени определяется по равенности количества теплоты, подведенной к четвертому слою от третьего слоя Q_1 , и к количеству теплоты, отведенной от четвертого слоя к пятому слою. При этом температура четвертого и пятого слоев в стенке на время после трех шагов по времени будет равна начальной температуре стенки t_H , поэтому теплота Q_2 , отводимая от четвертого слоя к пятому, в этом случае будет равна нулю, и температура четвертого слоя после четырех шагов по времени будет определяться количеством теплоты, подведенной к четвертому слою от третьего слоя. Это количество теплоты будет иметь вид:

$$Q_1 = \frac{t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4.$$

Уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$\frac{t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_4 = \Delta\chi_4 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}). \quad (\text{A.10})$$

В уравнении (A.10) температура $t_{3\Delta\tau,4\Delta\chi}$ равна начальной температуре стенки t_H . Температура $t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}$ рассчитывается по следующей формуле:

$$t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_{3\Delta\tau,3\Delta\chi} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_4}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right).$$

Температура в слоях после пятого шага по времени.

После пятого шага по времени температура будет изменяться в пяти слоях.

Теплота, подводимая к первому слою со стороны газов в цилиндре, будет иметь вид:

$$Q_1 = \alpha_{r,4} (t_{r,4} - t_{4\Delta\tau,\Delta\chi}) F \cdot \Delta\tau_5.$$

Теплота, отводимая от первого слоя ко второму:

$$Q_2 = \frac{t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры первого слоя, и выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \alpha_{r,4} (t_{r,4} - t_{4\Delta\tau,\Delta\chi}) F \cdot \Delta\tau_5 - \frac{t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 = \\ &= \frac{1}{2} \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{5\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

Из уравнения теплового баланса (А.11) находится искомая температура первого слоя после пяти шагов по времени $t_{5\Delta\tau,\Delta\chi}$:

$$t_{5\Delta\tau,\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} \left(1 - \frac{2\alpha_{\Gamma,4} \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + t_{\Gamma,4} \cdot \frac{2\alpha_{\Gamma,4} \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \rho \cdot c} + t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c}.$$

Температура второго слоя по сле пяти шагов по времени определяется по балансу теплоты, получаемой им от первого слоя и теплоты, отдаваемой им к третьему слою.

Теплота, подводимая ко второму слою от первого:

$$Q_1 = \frac{t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Теплота, отводимая от второго слоя к третьему, определяется из соотношения:

$$Q_2 = \frac{t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры второго слоя после пяти шагов по времени $t_{5\Delta\tau,2\Delta\chi}$:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \frac{t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}}{\Delta\chi_2} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 - \frac{t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 = \\ &= \Delta\chi_2 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{5\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

Из уравнения теплового баланса (А.12) находится искомая температура $t_{5\Delta\tau,2\Delta\chi}$:

$$t_{5\Delta\tau,2\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} \right) + t_{4\Delta\tau,\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2^2 \cdot \rho \cdot c} + t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_2 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c}.$$

Температура третьего слоя после пяти шагов по времени определяется по балансу теплоты, поступающей от второго слоя и отдаваемой третьим слоем к четвертому.

Теплота, отдаваемая вторым слоем третьему слою определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Теплота, отдаваемая третьим слоем четвертому:

$$Q_2 = \frac{t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5,$$

$$\Delta\chi_{3-4} = \frac{1}{2} (\Delta\chi_3 + \Delta\chi_4).$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 расходуется на изменение температуры третьего слоя:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \frac{t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}}{\Delta\chi_{2-3}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 - \frac{t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 = \\ &= \Delta\chi_3 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{5\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi}). \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Из уравнения теплового баланса (A.13) находится выражение для определения температуры третьего слоя после пяти шагов по времени $t_{5\Delta\tau,3\Delta\chi}$:

$$\begin{aligned} t_{5\Delta\tau,3\Delta\chi} &= t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} \right) + \\ &+ t_{4\Delta\tau,2\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{2-3} \cdot \rho \cdot c} + t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_3 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c}. \end{aligned}$$

Температура четвертого слоя после пяти шагов по времени определяется по балансу теплоты, отдаваемой третьим слоем четвертому и теплоты, отдаваемой четвертым слоем пятому.

Теплота, отдаваемая третьим слоем четвертому слою определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Теплота, отдаваемая четвертым слоем пятому слою:

$$Q_2 = \frac{t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,5\Delta\chi}}{\Delta\chi_{4-5}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5,$$

$$\Delta\chi_{4-5} = \frac{1}{2} (\Delta\chi_4 + \Delta\chi_5).$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 определяет температуру четвертого слоя после пяти шагов по времени согласно уравнению теплового баланса:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}}{\Delta\chi_{3-4}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau - \frac{t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,5\Delta\chi}}{\Delta\chi_{4-5}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau =$$

$$= \Delta\chi_4 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{5\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi}). \quad (\text{A.14})$$

Из уравнения теплового баланса (A.14) находится выражение для определения температуры четвертого слоя после пяти шагов по времени $t_{5\Delta\tau,4\Delta\chi}$. При этом учитывается, что $t_{4\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_H$.

$$t_{5\Delta\tau,4\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c} \right) +$$

$$+ t_{4\Delta\tau,3\Delta\chi} \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{3-4} \cdot \rho \cdot c} + t_H \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_4 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c}.$$

Температура пятого слоя после пяти шагов по времени определяется по балансу теплоты, отдаваемой четвертым слоем пятому и от пятого к шестому, но последняя теплота равна нулю, так как температуры пятого и шестого слоев после четвертого шага по времени одинаковы и равны начальной температуре стенки t_H .

Количество теплоты, отдаваемой четвертым слоем к пятому слою, определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_{4-5}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5.$$

Температура пятого слоя после пяти шагов по времени определяется из

уравнения теплового баланса воды:

$$Q_1 = \frac{t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} - t_H}{\Delta\chi_{4-5}} \cdot \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_5 = \Delta\chi_5 \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{5\Delta\tau,5\Delta\chi} - t_H).$$

Из последнего уравнения находится искомая температура $t_{5\Delta\tau,5\Delta\chi}$:

$$t_{5\Delta\tau,5\Delta\chi} = t_{4\Delta\tau,4\Delta\chi} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_5 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c} \right) + t_H \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_5}{\Delta\chi_5 \cdot \Delta\chi_{4-5} \cdot \rho \cdot c} \right).$$

Температуры последующих слоев шестого и далее равны начальной температуре стенки t_H .

Количество теплоты, отводимой от последнего слоя в охлаждающую воду, определяем по закону Ньютона-Рихмана:

$$Q_2 = \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_1 (t_H - t_B), \quad (\text{A.15})$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи от огневого днища в охлаждающую воду;
 $\Delta\tau_1$ – продолжительность шага по времени;
 t_H – температура последнего слоя в начальный момент времени.

Накопленная теплота в последнем слое составит:

$$Q_{\text{нак}} = \frac{1}{2} \Delta\chi_{(m-1)} \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_{\Delta\tau,m} - t_H). \quad (\text{A.16})$$

Приравнивая значения Q_2 и $Q_{\text{нак}}$ из уравнений (A.15) и (A.16) найдем искомую температуру последнего слоя после первого шага по времени $t_{\Delta\tau,m}$:

$$t_{\Delta\tau,m} = t_H \left(1 + \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c} \right) - t_B \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_1}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c},$$

где $t_{\Delta\tau,m}$ – температура последнего слоя после первого шага по времени;
 $\Delta\chi_{(m-1)}$ – толщина предпоследнего слоя.

После второго шага по времени температура будет изменяться в двух последних слоях.

Определяем температуру последнего слоя после второго шага по времени.

К последнему слою теплота подводится от предпоследнего слоя теплопроводностью:

$$Q_1 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_{\Delta\tau, m-1} - t_{\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}},$$

где $t_{\Delta\tau, m-1}$ – температура предпоследнего слоя после первого шага по времени.

Поскольку после первого шага по времени температура изменялась только в последнем слое, то $t_{\Delta\tau, m-1} = t_H$.

Теплота, отводимая в охлаждающую воду, определится по аналогичной формуле (А.15):

$$Q_2 = \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_2 (t_{\Delta\tau, m} - t_B).$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 определяет величину изменения температуры в последнем слое согласно уравнению теплового баланса:

$$\begin{aligned} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_{\Delta\tau, m-1} - t_{\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}} - \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_2 (t_{\Delta\tau, m} - t_B) = \\ = \frac{1}{2} \Delta\chi_{(m-1)} F \cdot \rho \cdot c (t_{2\Delta\tau, m} - t_{\Delta\tau, m}). \end{aligned} \quad (\text{А.17})$$

Из уравнения (А.17) находим искомую температуру последнего слоя после второго шага по времени $t_{2\Delta\tau, m}$:

$$t_{2\Delta\tau, m} = t_{\Delta\tau, m} \left(1 - \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} - \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c} \right) + t_H \frac{2\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} + t_B \cdot \frac{2\alpha_B \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)} \cdot \rho \cdot c}.$$

Определяем температуру предпоследнего слоя после второго шага по времени.

Ко второму слою в общем случае теплота будет подводиться от слоя $(m - 2)$ и отводиться от него к последнему $(m - \text{ному})$ слою. Разность теплоты определит изменение температуры предпоследнего слоя.

Теплота, подводимая к предпоследнему слою определяется по формуле:

$$Q_1 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_{\Delta\tau, (m-2)} - t_{\Delta\tau, (m-1)}}{\Delta\chi_{(m-2)} + \Delta\chi_{(m-1)}} \cdot 2.$$

После первого шага по времени, как указывалось выше, температура изменяется только в первом слое, поэтому температуры предпоследнего $(m - 1)$ слоя и слоя $(m - 2)$ после первого шага по времени будут равны начальной температуре и, соответственно, теплота Q_1 будет равна нулю ($Q_1 = 0$).

Теплота, отводимая от предпоследнего слоя к последнему, определится по формуле:

$$Q_2 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_{\Delta\tau, (m-1)} - t_{\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}}.$$

При этом температура $t_{\Delta\tau, (m-1)}$, как объясняется выше, будет равна начальной температуре t_H .

Тогда уравнение теплового баланса будет представлено в следующем виде:

$$\lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_H - t_{\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}} = \Delta\chi_{(m-1)} F \cdot \rho \cdot c (t_{2\Delta\tau, m-1} - t_{2\Delta\tau, m}).$$

Из последнего уравнения находим искомую температуру предпоследнего слоя после второго шага по времени $t_{2\Delta\tau, m-1}$:

$$t_{2\Delta\tau, m-1} = t_{2\Delta\tau, m} \left(1 - \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c} \right) + t_H \frac{\lambda \cdot \Delta\tau_2}{\Delta\chi_{(m-1)}^2 \cdot \rho \cdot c}.$$

После некоторого числа шагов по времени температура будет изменяться во всех слоях стенки.

Для этих условий выводим уравнения для определения температуры в последнем и предпоследнем слоях стенки для произвольного числа шагов по времени.

После некоторого (i - того) шага по времени теплота к последнему слою будет подводиться от предпоследнего слоя:

$$Q_1 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau, (m-1)} - t_{(i-1)\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}}.$$

Отводится теплота от последнего слоя в охлаждающую воду:

$$Q_2 = \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_i (t_{(i-1)m} - t_B).$$

Разность теплоты Q_1 и Q_2 будет равна накопленной теплоте в последнем слое. Это условие записывается уравнением:

$$\begin{aligned} \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_2 \frac{t_{\Delta\tau, m-1} - t_{\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}} - \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_2 (t_{\Delta\tau, m} - t_B) = \\ = \frac{1}{2} \Delta\chi_{(m-1)} F \cdot \rho \cdot c (t_{2\Delta\tau, m} - t_{\Delta\tau, m}). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau, (m-1)} - t_{(i-1)\Delta\tau, m}}{\Delta\chi_{(m-1)}} - \alpha_B \cdot F \cdot \Delta\tau_i (t_{(i-1)m} - t_B) = \\ = \frac{1}{2} \Delta\chi_{(m-1)} F \cdot \rho \cdot c (t_{i\Delta\tau, m} - t_{(i-1)\Delta\tau, m}). \end{aligned}$$

Находим зависимость для определения температуры предпоследнего слоя после произвольного числа шагов по времени.

К предпоследнему слою теплота подводится от предыдущего слоя и отводится к последнему слою теплопроводностью.

Подводимая теплота:

$$Q_1 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau,(m-2)} - t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)}}{\Delta\chi_{(m-2)} + \Delta\chi_{(m-1)}} \cdot 2.$$

Отводимая теплота:

$$Q_2 = \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)} - t_{(i-1)\Delta\tau,m}}{\Delta\chi_{(m-1)}}.$$

За счет разности теплоты Q_1 и Q_2 изменяется температура предпоследнего слоя:

$$\begin{aligned} Q_1 - Q_2 &= \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau,(m-2)} - t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)}}{\Delta\chi_{(m-2)} + \Delta\chi_{(m-1)}} \cdot 2 - \\ &- \lambda \cdot F \cdot \Delta\tau_i \frac{t_{(i-1)\Delta\tau,(m-1)} - t_{(i-1)\Delta\tau,m}}{\Delta\chi_{(m-1)}} = \\ &= \Delta\chi_{(m-1)} F \cdot \rho \cdot c (t_{i\Delta\tau,(m-1)} - t_{(i-1),(m-1)}). \end{aligned}$$

Исходные данные для расчета температуры в слоях цилиндровой крышки дизеля горно-транспортной машины приведены в таблице А.1, А.2.

Таблица А.1 – Значения шагов $\Delta\varphi$ по углу поворота коленчатого вала, угла поворота φ коленчатого вала, температуры газов $t_{r,i}$ и суммарного коэффициента теплоотдачи α_i

Номер шага	$\Delta\varphi$, град	φ , град	$t_{r,i}$, °C	α_i , Вт/м ² ·К
1	2	3	4	5
0	-	360	506,85	2326
1	2	362	608,85	2558
2	2	364	809,85	2790
3	2	366	1057,85	2950
4	2	368	1299,85	3005
5	2	370	1482,85	3024
6	2	372	1568,85	3005

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5
7	2	374	1571,85	2950
8	2	376	1519,85	2941
9	2	378	1440,85	2980
10	2	380	1363,85	2982
11	5	385	1268,85	2826
12	5	390	1241,85	2442
13	5	395	1192,85	1830
14	5	400	1129,85	988
15	5	405	1077,85	798
16	5	410	1034,85	639
17	5	415	994,85	508
18	5	420	956,85	407
19	5	425	926,85	334
20	5	430	893,85	290
21	5	435	866,85	290
22	5	440	841,85	290
23	5	445	819,85	287
24	5	450	799,85	283
25	5	455	781,85	280
26	5	460	766,85	276
27	5	465	751,85	273
28	5	470	738,85	269
29	5	475	726,85	266
30	5	480	716,85	262
31	5	485	706,85	258
32	5	490	699,85	255
33	5	495	692,85	251
34	5	500	686,85	248
35	5	505	681,85	240
36	5	510	676,85	240
37	5	515	672,85	237
38	5	520	669,85	233
39	5	525	666,85	233
40	5	530	665,85	233
41	5	535	666,85	233
42	5	540	668,85	233
43	10	550	668,85	233

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5
44	10	560	668,85	233
45	10	570	668,85	233
46	10	580	668,85	233
47	10	590	668,85	233
48	10	600	668,85	233
49	10	610	668,85	233
50	10	620	668,85	233
51	10	630	668,85	233
52	10	640	668,85	233
53	10	650	668,85	233
54	10	660	668,85	233
55	10	670	668,85	233
56	10	680	668,85	233
57	10	690	668,85	233
58	10	700	668,85	233
59	10	710	668,85	233
60	10	720	668,85	233
61	10	10	78,85	233
62	10	20	78,85	233
63	10	30	78,85	233
64	10	40	78,85	233
65	10	50	78,85	233
66	10	60	78,85	233
67	10	70	78,85	233
68	10	80	78,85	233
69	10	90	78,85	233
70	10	100	78,85	233
71	10	110	78,85	233
72	10	120	78,85	233
73	10	130	78,85	233
74	10	140	78,85	233
75	10	150	78,85	233
76	10	160	78,85	233
77	10	170	78,85	233
78	10	180	78,85	234
79	10	190	79,85	256

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5
80	10	200	80,85	282
81	10	210	84,85	307
82	10	220	88,85	332
83	10	230	94,85	356
84	10	240	102,85	381
85	10	250	113,85	406
86	10	260	126,85	430
87	10	270	142,85	455
88	5	275	151,85	467
89	5	280	162,85	480
90	5	285	174,85	492
91	5	290	187,85	504
92	5	295	201,85	517
93	5	300	218,85	529
94	5	305	236,85	532
95	5	310	256,85	548
96	5	315	279,85	565
97	5	320	304,85	581
98	5	325	331,85	630
99	5	330	361,85	640
100	2	332	373,85	660
101	2	334	386,85	670
102	2	336	399,85	683
103	2	338	412,85	773
104	2	340	425,85	872
105	2	342	438,85	979
106	2	344	451,85	1094
107	2	346	463,85	1282
108	2	348	474,85	1351
109	2	350	483,85	1492
110	2	352	491,85	1642
111	2	354	497,85	1800
112	2	356	500,85	1967
113	2	358	502,85	2142
114	2	360	506,85	2326

Таблица А.2 – Значения шагов $\Delta\chi$ по толщине огневого днища и расстояний от поверхности огневого днища

Номер слоя	$\Delta\chi$, м	Расстояние от поверхности огневого днища до середины слоя, м
1	2	3
1	0,0002/2	0
2	0,0002	0,0002
3	0,0002	0,0004
4	0,0002	0,0006
5	0,0002	0,0008
6	0,0004	0,0011
7	0,0004	0,0015
8	0,0004	0,0019
9	0,0004	0,0023
10	0,0004	0,0027
11	0,0004	0,0034
12	0,001	0,0044
13	0,001	0,0054
14	0,001	0,0064
15	0,001	0,0074
16	0,001	0,0084
17	0,001	0,0094
18	0,001	0,0104
19	0,001	0,0114
20	0,001	0,0124
21	0,001/2	0,0134

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Методика расчета конструкционных параметров перспективного водяного насоса системы охлаждения силовой дизельной установки горно-транспортной машины

1 Расчет и проектирование деталей проточной части и уплотнений перспективного насоса

Ниже приведен расчет гидравлических и конструктивных параметров рабочего колеса дополнительного водяного насоса.

Коэффициент удельной быстроходности записывается в следующем виде:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1950 \cdot \sqrt{0,0305}}{28^{0,75}} = 102.$$

Принимаем $n_s = 100$.

Мощность на валу насоса с учетом 10% запаса рассчитывается по формуле:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000 \cdot \eta},$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot \frac{973 \cdot 9,81 \cdot 28 \cdot 0,0305}{1000 \cdot 0,75} = 11,95 \text{ кВт},$$

где η – КПД модернизированного насоса, принимаем для ступени с уменьшенными объемными потерями $\eta = 0,75$.

Определение крутящего момента на валу.

Минимальный диаметр вала насоса из условия прочности на кручение:

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n},$$

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot 11950}{3,14 \cdot 1950} = 58,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Минимальный диаметр вала насоса из условия прочности на кручение:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}},$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 58,5}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,0271 \cdot \text{м}.$$

Принимаем для выходной конической части вала $d_{\text{в.мин}} = 28 \text{ мм}$.

Наружный диаметр ступицы рабочего колеса на входе:

$$d_{\text{вн}} = 1,4d_{\text{в.мин}},$$

$$d_{\text{вн}} = 1,4 \cdot 28 = 39,2 \text{ мм};$$

принимаем $d_{\text{вн}} = 40 \text{ мм}$.

Объемный КПД проточной части энергетически эффективных насосов:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}},$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 100^{\frac{2}{3}}} = 0,97.$$

Расчетная подача колеса:

$$Q_1' = \frac{Q}{\eta_{об}},$$

$$Q_1' = \frac{0,0305}{0,97} = 0,0314 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем скорость входа в колесо в первом приближении:

$$v_0 = (0,06...0,08)\sqrt[3]{Q_1 n^2},$$

$$v_0 = 0,08\sqrt[3]{0,0314 \cdot 1950^2} = 4,92 \text{ м/с.}$$

Диаметр входа в колесо:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v_0} + d_{em}^2},$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0314}{3,14 \cdot 4,92} + 0,03^2} = 0,095 \text{ м.}$$

Уточняем скорость на входе:

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_{em}^2)},$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,0314}{3,14(0,095^2 - 0,04^2)} = 4,95 \text{ м/с.}$$

Определяем средний диаметр входа на лопасти (по средней струйке лопасти):

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,095 = 0,076 \text{ мм;}$$

принимаем $D_l = 0,080$ м, а радиус $r_l = 0,04$ м.

Меридианная скорость при расширенном входе на лопасть колеса:

$$v'_{m1} = 0,9 \cdot v_0,$$

$$v'_{m1} = 0,9 \cdot 4,92 = 4,4 \text{ м/с.}$$

Ширина колеса на входе:

$$b_1 = \frac{Q_1'}{2\pi r_1 v_{m1}'},$$

$$b_1 = \frac{0,0314}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 4,4} = 0,0282 \text{ м},$$

принимаем $b_1 = 0,03$ м.

Уточняем меридианную скорость при входе потока на лопасть (по средней струйке лопасти):

$$v_{m1}' = \frac{Q_1'}{2\pi r_1 b_1},$$

$$v_{m1}' = \frac{0,0314}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,03} = 4,16 \text{ м/с}.$$

Принимаем коэффициент стеснения потока при входе на лопасти $k_1 = 1,15$. Тогда меридианная скорость с учетом стеснения потока лопастями на входе составит:

$$v_{m1} = k_1 v_{m1}',$$

$$v_{m1} = 1,15 \cdot 4,16 = 4,78 \text{ м/с}.$$

Угловая скорость:

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1950}{30} = 204 \text{ с}^{-1}.$$

Окружная скорость на входе (по средней струйке лопасти):

$$u_1 = \omega \cdot r_1,$$

$$u_1 = 204 \cdot 0,04 = 8,16 \text{ м/с}.$$

Угол безударного поступления потока на входную кромку лопасти:

$$\beta_0 = \operatorname{arctg}\left(\frac{v_{m1}}{u_1}\right),$$

$$\beta_0 = \operatorname{arctg}\left(\frac{4,78}{8,16}\right) = 30^\circ.$$

Угол атаки для лопасти с $n_s=100$ принимаем $\Delta\beta = 2^\circ$.

Угол установки лопасти на входе:

$$\beta_1 = \beta_0 + \Delta\beta,$$

$$\beta_1 = 30 + 2 = 32^\circ.$$

Приведенный диаметр рабочего колеса (м) определяется по формуле Су-ханова:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}},$$

$$D_{1np} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{0,00314}{32,5}} = 0,45 \text{ м},$$

где $K_{ex} = 4,5$ – коэффициент входной горловины рабочего колеса.

Гидравлический КПД определяется по формуле А. А. Ломакина:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2},$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,45 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,85.$$

Гидравлический КПД насоса принимаем $\eta_z = 0,85$. Тогда теоретический напор:

$$H_T = \frac{H}{\eta_z},$$

$$H_T = \frac{28}{0,85} = 32,9 \approx 33 \text{ м.}$$

В первом приближении окружная скорость на выходе при коэффициенте составляющей абсолютной скорости $k_{u2} = 0,94$:

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{k_{U2}}},$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 33}{0,943}} = 18,57 \text{ м/с.}$$

Диаметр на выходе рабочего колеса в первом приближении:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi n},$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 18,57}{3,14 \cdot 1950} = 0,182 \text{ м.}$$

Меридианная составляющая абсолютной скорости на выходе колеса с лопастями в два яруса (при коэффициенте стеснения на выходе $k_2 = 1,1$):

$$v'_{m2} = (0,6 \dots 0,8)v'_{m1},$$

$$v'_{m2} = 0,72 \cdot 4,16 = 3,01 \text{ м/с.}$$

$$v_{m2} = k_2 v'_{m2},$$

$$v_{m2} = 0,72 \cdot 4,16 = 3,01 \text{ м/с.}$$

Оптимальный коэффициент диффузорности рабочих колес с расширенным выходом:

$$\begin{aligned}
 W &= 9,2 - 0,341 \cdot n_s + 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot n_s^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_s^4 - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot n_s^5 \\
 W &= 9,2 - 0,341 \cdot 100 + 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot 100^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot 100^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot 100^4 - \\
 &\quad - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot 100^5 = 1,12.
 \end{aligned}$$

Оптимальный угол установки лопастей на выходе рабочего колеса (включая и лопасти второго яруса):

$$\beta_2 = \arcsin \left(W \cdot \frac{v'_{m1}}{v_{m2}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sin \beta_1 \right)$$

принимаям $\beta_2 = 36^\circ$.

Оптимальное число лопастей:

$$\begin{aligned}
 Z &= 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \\
 Z &= 6,5 \frac{0,091 + 0,04}{0,091 - 0,04} \sin \frac{32^\circ + 36^\circ}{2} = 8.
 \end{aligned}$$

Принимаем число лопастей по всему меридианному сечению $z_1 = 4$ и на выходном сечении (второй ярус) общее количество, с учетом укороченных лопастей $z_2 = 4 + 4 = 8$.

Поправочный коэффициент на конечное число лопаток:

$$\begin{aligned}
 P &= 2 \frac{\Psi}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}, \\
 P &= 2 \frac{0,924}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,09}{0,164} \right)^2} = 0,43,
 \end{aligned}$$

где $\Psi = 0,6 + 0,6 \sin \beta_2 = 0,6 + 0,6 \sin 33^\circ = 0,924$.

Напор колеса при бесконечном числе лопаток:

$$H_{\infty} = (1 + p)H_m,$$

$$H_{\infty} = (1 + 0,43) \cdot 33 = 45,8 \text{ м.}$$

Окружная скорость и диаметр колеса во втором приближении:

$$u_2 = \frac{v_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_{\infty}},$$

$$u_2 = \frac{4,07}{2 \operatorname{tg} 36^{\circ}} + \sqrt{\left(\frac{4,07}{2 \operatorname{tg} 36^{\circ}}\right)^2 + 9,81 \cdot 45,8} = 17,3 \text{ м/с,}$$

$$D_2 = 2 \frac{u_2}{\omega},$$

$$D_2 = 2 \frac{17,3}{204} = 0,1696 \text{ м,}$$

принимаем $D_2 = 0,170 \text{ м}$.

Определяем ширину канала на выходе:

$$b_2 = \frac{Q_1'}{\pi D_2 v'_{m2}},$$

$$b_2 = \frac{0,0314}{3,14 \cdot 0,17 \cdot 3,01} = 0,0195,$$

принимаем $b_2 = 0,020 \text{ м}$ (20 мм).

Проверка коэффициентов стеснения на входе и выходе (при толщине лопастей на входе $\delta_1 = 3 \text{ мм}$, на выходе $\delta_2 = 5 \text{ мм}$):

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z_1 \delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1}},$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 3}{3,14 \cdot 80 \cdot \sin 32^\circ}} = 1,18.$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}},$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 5}{\pi \cdot 170 \cdot \sin 36^\circ}} = 1,08.$$

Так как значения u_2 , k_1 , k_2 , вычисленные во втором приближении, отличаются незначительно от их значений в первом приближении, принимаем эти размеры окончательными.

Относительная скорость на входе рабочего колеса:

$$w_1 = \frac{v'_{m1}}{\sin \beta_1} \cdot K_1,$$

$$w_1 = \frac{4,16}{\sin 32^\circ} \cdot 1,18 = 9,26 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на выходе:

$$w_2 = \frac{v'_{m2}}{\sin \beta_2} \cdot K_2,$$

$$w_2 = \frac{3,06}{\sin 36^\circ} \cdot 1,08 = 5,62 \text{ м/с.}$$

Профилирование канала рабочего колеса в меридианном сечении. Для цилиндрических колес в расчетах применяется линейный закон изменения v_{m1} до значения v_{m2} в функции от радиуса R , при этом $R_1 = 0,04$ м, $R_2 = 0,085$ м.

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{5},$$

$$\Delta R = \frac{0,085 - 0,04}{5} = 0,009.$$

где $v_{m1} = 4,78$ м/с; $v_{m2} = 4,07$ м/с.

Закон изменения ширины канала b_i в зависимости от v_{mi} имеет вид:

$$b_i = \frac{Q_1}{2\pi} \cdot \frac{1}{R_1 \cdot v_{mi}}.$$

Вычисляем изменение v_{mi} от R_i , b_i от v_{mi} , R_i как $v_{mi} = f(R_i)$ и $b_i = f(v_{mi}; R_i)$

2 Расчет параметров спирального отвода

Расчет производится по алгоритму, приведенному ранее.

Определим начальную ширину входа в отвод:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2,$$

$$b_3 = 0,020 + 0,05 \cdot 0,17 = 0,0285 \text{ м.}$$

Принимаем с учетом возможного осевого смещения ротора при сборке насоса и изнашивании колец сальника на ± 2 мм, $b_3 = 0,034$ м.

Находим радиус расположения языка отвода (базовый радиус спирального отвода):

$$r_3 = \frac{D_2 \cdot 1,07}{2},$$

$$r_3 = \frac{0,17 \cdot 1,07}{2} = 0,091 \text{ м (91 мм)}.$$

Радиальный зазор между колесом и языком отвода определяем по формуле:

$$s_r = r_3 - \frac{D_2}{2},$$

$$s_r = 0,091 - \frac{0,7}{2} = 0,006 \text{ м (6 мм)}.$$

Угол атаки языка отвода принимаем: $i_{яз} = 4^\circ$.

Определяем угол языка отвода:

$$\alpha_{яз} = \alpha_2 + i_{яз} ;$$

$$\alpha_{яз} = 9 + 4 = 13^\circ ,$$

где α_2 – угол выхода потока из колеса:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{v'_{m2}}{v_{u2}},$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{3,01}{18,7} = 9,0^\circ ,$$

v_{u2} – окружная составляющая скорости потока на выходе:

$$v_{u2} = \frac{gH_T}{u_2},$$

$$v_{u2} = \frac{9,81 \cdot 33}{17,3} = 18,7 \text{ м/с} .$$

Угол раскрытия боковых стенок спирального отвода выбираем из рекомендуемого интервала $\varphi_{\delta} = 15 \dots 50^\circ$. Для сохранения габаритов конструкции принимаем значение угла раскрытия, равное существующему образцу $\varphi_{\delta} = 35^\circ$.

На основе логарифмического закона изменения ширины трапециевидного сечения, определим отношение наружного радиуса спирального отвода $r_4 = D_4/2$ к внутреннему (базовому) радиусу $r_3 = D_3/2$:

$$\frac{r_4}{r_3} = \frac{\theta - A(b_3 - B) \cdot \ln(r_4^*)}{A \cdot B} + 1,$$

где θ – угол разворота поперечного сечения спирального отвода;

r_4^* – радиус расположения языка отвода (начальное сечение);

A, B – промежуточные величины.

$$A = \frac{180}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot b_3},$$

$$A = \frac{180}{3,14 \cdot \operatorname{tg} 9^\circ \cdot 0,034} = 10603,$$

Расчет отношения $\frac{r_4}{r_3}$ проводим для различных углов разворота $\theta_1 = 22,5^\circ$

(начало отсчета спирали отвода – кромка языка); $\theta_1 = 90^\circ$, $\theta_1 = 135^\circ$, $\theta_1 = 180^\circ$, $\theta_1 = 225^\circ$, $\theta_1 = 270^\circ$, $\theta_1 = 315^\circ$, $\theta_1 = 360^\circ$ (конечное сечение спирали, перпендикулярное оси диффузора выходного патрубка) – всего 8 сечений.

$$\left(\frac{r_4}{r_3}\right)_1 = \frac{22,5^\circ - 10603(0,034 - 0,0637) \cdot \ln\left(\frac{0,097}{0,091}\right)}{10603 \cdot 0,0637} + 1 = \frac{22,5^\circ + 20,1}{675,4} = 1,063,$$

$$\left(\frac{r_4}{r_3}\right)_2 = \frac{90^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,16, \quad \left(\frac{r_4}{r_3}\right)_3 = \frac{135^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,22,$$

$$\left(\frac{r_4}{r_3}\right)_4 = \frac{180^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,29, \quad \left(\frac{r_4}{r_3}\right)_5 = \frac{225^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,36,$$

$$\left(\frac{r_4}{r_3}\right)_6 = \frac{270^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,42, \quad \left(\frac{r_4}{r_3}\right)_7 = \frac{315^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,49,$$

$$\left(\frac{r_4}{r_3}\right)_8 = \frac{360^\circ + 20,1}{675,4} + 1 = 1,56.$$

Определяем наружный радиус спирального канала в i -м сечении:

$$r_{4(i)} = \left(\frac{r_4}{r_3}\right) \cdot r_3 = \left(\frac{r_4}{r_3}\right) \cdot 0,091, \quad r_{4(1)} = 1,063 \cdot 91 = 96,7 \text{ мм}; \quad r_{4(2)} = 1,16 \cdot 91 = 105 \text{ мм};$$

$$r_{4(3)} = 1,22 \cdot 91 = 111 \text{ мм}; \quad r_{4(4)} = 1,29 \cdot 91 = 117 \text{ мм}; \quad r_{4(5)} = 1,36 \cdot 91 = 123 \text{ мм};$$

$$r_{4(6)} = 1,42 \cdot 91 = 129 \text{ мм}; \quad r_{4(7)} = 1,49 \cdot 91 = 135 \text{ мм}; \quad r_{4(8)} = 1,56 \cdot 91 = 142 \text{ мм};$$

Радиус закругления углов наружной стенки:

$$r_{0(i)} = \sqrt{\frac{r_{4(i)} - r_3}{10 \cdot k_0} \left[b_3 + (r_{4(i)} - r_3) \operatorname{tg} \frac{\varphi_g}{2} \right]},$$

$$\text{где } k_0 = \operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_g}{2} + 45^\circ \right) - \frac{\pi}{360^\circ} \left(\frac{\varphi_g}{2} + 90^\circ \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{35}{2} + 45^\circ \right) - \frac{\pi}{360^\circ} \left(\frac{35}{2} + 90^\circ \right) = 0,98,$$

для сечения 1:

$$r_{0(1)} = \sqrt{\frac{96,7 - 91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (96,7 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 6,1 \text{ мм},$$

сечения 2:

$$r_{0(2)} = \sqrt{\frac{105 - 91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (105 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 7,4 \text{ мм},$$

сечения 3:

$$r_{0(3)} = \sqrt{\frac{111 - 91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (111 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 9,06 \text{ мм},$$

сечения 4:

$$r_{0(4)} = \sqrt{\frac{117 - 91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (117 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 10,1 \text{ мм},$$

сечения 5:

$$r_{0(5)} = \sqrt{\frac{123-91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (123-91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 12,0 \text{ мм},$$

сечения 6:

$$r_{0(6)} = \sqrt{\frac{129-91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (129-91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 13,3 \text{ мм},$$

сечения 7:

$$r_{0(7)} = \sqrt{\frac{135-91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (135-91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 14,9 \text{ мм},$$

сечения 8:

$$r_{0(8)} = \sqrt{\frac{142-91}{10 \cdot 0,98} \left[34 + (142-91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right]} = 16,4 \text{ мм}.$$

Площадь 1...8 сечений:

$$F_{(i)} = (k_0 r_{4(i)} - r_3) \left[b_3 + (k_0 r_{4(i)} - r_3) \operatorname{tg} \frac{\varphi_e}{2} \right]$$

$$F_{(1)} = (0,98 \cdot 96,7 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 96,7 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 194 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(2)} = (0,98 \cdot 105 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 105 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 449 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(3)} = (0,98 \cdot 111 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 111 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 705 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(4)} = (0,98 \cdot 117 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 117 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 902 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(5)} = (0,98 \cdot 123 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 123 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 1120 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(6)} = (0,98 \cdot 129 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 129 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 1598 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(7)} = (0,98 \cdot 135 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 135 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 2266 \text{ мм}^2,$$

$$F_{(8)} = (0,98 \cdot 142 - 91) \left[34 + (0,98 \cdot 142 - 91) \operatorname{tg} \frac{35}{2} \right] = 2368 \text{ мм}^2 (0,00237 \text{ м}^2).$$

Определяем среднюю скорость жидкости в сечении 8 при заданном расходе Q в оптимальном режиме:

$$v_{c(i)} = \frac{Q'_1}{F_{(i)}},$$

$$v_{c(8)} = \frac{0,0305}{0,00237} = 12,8 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр выходного сечения 8 спирального канала считаем по формуле:

$$D_{\text{вых}} = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_{(8)}}{\pi}},$$

$$D_{\text{вых}} = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0305}{3,14 \cdot 12,8}} = 0,0604 \text{ м}.$$

где Q_n – подача насоса в номинальном режиме, для рекомендуемого насоса 4ВЦ50/12-1 $Q_n = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,0305 \text{ м}^3/\text{с}$).

Из соотношения площадей выходных сечений канала диффузора существующего $F_{\text{нп.с}}$ и предлагаемого $F_{\text{нп.н}}$ насосов:

$$F_{\text{нп.с}} = \frac{\pi D_{\text{нп.с}}^2}{4},$$

$$F_{\text{нп.с}} = \frac{3,14 \cdot 0,08}{4} = 0,005024 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{нп.м}} = \frac{\pi D_{\text{нп.м}}^2}{4} \quad \text{и} \quad \frac{Q_m}{Q_c} = \frac{F_{\text{нп.м}}}{F_{\text{нп.с}}} = 1,222$$

находим

$$F_{\text{нп.м}} = 1,222 \cdot F_{\text{нп.с}},$$

$$F_{нп.м} = 1,222 \cdot 0,005024 = 0,00614 \text{ м}^2,$$

откуда расчетный внутренний диаметр патрубка:

$$D_{нп.м} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{нп.м}}{\pi}},$$

$$D_{нп.м} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00614}{3,14}} = 0,0884 \text{ м (88,4 мм)}.$$

Принимаем ближайший стандартный размер для диаметров патрубков и фланцев $D_{нп} = 0,09 \text{ м (90 мм)}$.

Проверяем возможность не изменять длину прямоосного диффузора (от сечения 8 до сечения 9) $L_{\delta} = 142 \text{ мм}$ во избежание увеличения габаритов отвода и нарушения присоединительных размеров насосной установки. Угол прямого диффузора при полученных расчетных данных составит:

$$\gamma_{\delta} = 2 \cdot \arctg \frac{D_{нп.м} - D_{нп.с}}{2 \cdot L_{\delta}},$$

$$\gamma_{\delta} = 2 \cdot \arctg \frac{90 - 80}{2 \cdot 142} = 4,03^{\circ}.$$

Расчетное значение угла раскрытия находится в рекомендуемых пределах для экономичных консольных насосов с $n_s \leq 100$: $\gamma_{\delta} = 4-6^{\circ}$, поэтому длину диффузора принимаем, равной существующему насосу $L_{\delta} = 142 \text{ мм}$.

3 Расчет параметров щелевых уплотнений рабочего колеса и напорных характеристик перспективного насоса и трубопроводной сети

Расчет параметров щелевых уплотнений и объемного КПД насоса.

Определим потенциальный напор колеса:

$$H_p = \left(1 - \frac{gH_T}{2u_2^2} \right) H_T;$$

$$H_{p.c} = \left(1 - \frac{9,81 \cdot 35}{2 \cdot 17,2^2}\right) 35 = 20,2 \text{ м};$$

$$H_{p.n} = \left(1 - \frac{9,81 \cdot 33}{2 \cdot 18,4^2}\right) 33 = 17,2 \text{ м};$$

Найдем напор, теряемый в уплотнении, (м):

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \left(\frac{R_y}{D_2/2}\right)^2\right),$$

$$h_{y.c} = 20,2 - \frac{17,2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \left(\frac{0,05}{0,085}\right)^2\right) = 20,05 \text{ м};$$

$$h_{y.n} = 17,2 - \frac{18,4}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \left(\frac{0,055}{0,09}\right)^2\right) = 17,05 \text{ м}.$$

Принимая предварительно коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,04$, что соответствует автомодельной зоне течения, определим в первом приближении коэффициент расхода для гладкого щелевого уплотнения:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_n \cdot l_y}{2 \cdot \delta_y} + 1,5}},$$

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,04 \cdot 0,014}{2 \cdot 0,00028} + 1,5}} = 0,79$$

$$\mu_n = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,04 \cdot 0,018}{2 \cdot 0,00018} + 1,5}} = 0,53$$

и среднюю скорость в зазоре:

$$v_c = \mu \sqrt{2gh_y},$$

$$v_{c.c} = 0,79 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,05} = 15,7 \text{ м/с};$$

$$v_{c.n} = 0,53 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 17,05} = 9,7 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость в уплотнении:

$$u_y = \omega R_y,$$

$$u_{y.c} = 204 \cdot 0,05 = 10,2 \text{ м/с};$$

$$u_{y.n} = 204 \cdot 0,055 = 11,22 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{2\delta \sqrt{v_c^2 + \left(\frac{u_y}{2}\right)^2}}{v_g},$$

$$\text{Re}_c = \frac{2 \cdot \delta_{y.c} \sqrt{v_{c.c}^2 + \left(\frac{u_{y.c}}{2}\right)^2}}{v_g} = \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 10^{-4} \sqrt{15,7^2 + \left(\frac{10,2}{2}\right)^2}}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 26506.$$

$$\text{Re}_n = \frac{2 \cdot \delta_{y.n} \sqrt{v_{c.n}^2 + \left(\frac{u_{y.n}}{2}\right)^2}}{v_g} = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 10^{-4} \sqrt{9,7^2 + \left(\frac{11,22}{2}\right)^2}}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 11052.$$

Коэффициент гидравлического трения λ по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_g}{2 \cdot \delta_y} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{-0.25};$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,05}{2 \cdot 0,28} + \frac{68}{26506} \right)^{-0.25} = 0,061;$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,05}{2 \cdot 0,18} + \frac{68}{11052} \right)^{-0,25} = 0,068;$$

Коэффициент расхода во втором приближении:

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,061 \cdot 0,014}{2 \cdot 0,00028} + 1,5}} = 0,57,$$

$$\mu_n = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,068 \cdot 0,018}{2 \cdot 0,00018} + 1,5}} = 0,47.$$

Утечка через переднее щелевое уплотнение:

$$\Delta Q_{yn} = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{yn} \cdot \delta_{yn} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot h_{yn}},$$

$$\Delta Q_{y.c} = 0,57 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,00028 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,05} = 0,000994 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Delta Q_{y.n} = 0,47 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 \cdot 0,00018 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 17,05} = 0,000614 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Используя результаты предварительных расчетов объемных потерь, приводим значения величин утечки для заднего уплотнения, аналогично принимая коэффициенты расхода $\mu_c = 0,57$ и $\mu_n = 0,47$ и уточненные значения напоров перед уплотнениями:

$$\Delta Q_{yz} = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{yz} \cdot \delta_{yz} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot h_{yz}},$$

$$\Delta Q_{yз.c} = 0,57 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot 0,0003 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,05} = 0,000809 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Delta Q_{yз.n} = 0,47 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot 0,00018 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 17,05} = 0,000369 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Суммарная утечка через щелевые уплотнения:

$$\Delta Q_o = \Delta Q_{yn} + \Delta Q_{yз},$$

– существующего насоса:

$$\Delta Q_{o.c} = \Delta Q_{yn.c} + \Delta Q_{yz.c},$$

$$\Delta Q_{o.c} = 0,000994 + 0,000809 = 0,0018 \text{ м}^3/\text{с},$$

– перспективного насоса:

$$\Delta Q_{o.n} = \Delta Q_{yn.n} + \Delta Q_{yz.n},$$

$$\Delta Q_{o.n} = 0,000614 + 0,000369 = 0,000983 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим объемный КПД с расчетной подачей Q :

$$\eta_{об} = \frac{Q - \Delta Q_y}{Q},$$

– для существующего насоса:

$$\eta_{об.c} = \frac{0,0241 - 0,0018}{0,0241} = 0,925;$$

– для перспективного насоса:

$$\eta_{об.n} = \frac{0,0314 - 0,000983}{0,0314} = 0,969 \approx 0,97.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Программа расчета адекватности математической модели температурных полей
крышки цилиндра силовой дизельной установки

M :=									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	1	26.5	30.2	36	32.6	33.8	31.5	35.8	33.4
1	2	33	40.7	44.2	42.5	43.3	42.9	45.4	43.7
2	3	39.5	51.8	55.3	53.1	56.3	54.2	56.6	54.5
3	4	46	64.2	66.8	66.1	68.8	65.7	69.8	66.4
4	5	53.3	73.9	75.6	76.1	76.5	75.3	78.5	77.3
5	6	60	81.3	84.1	84.3	85.8	82.6	87.2	85.4
6	7	67.2	85.7	87.3	87.2	90.4	87.9	91.1	87.7
7	8	72.7	91.4	92.9	93.5	96.1	94	96.7	93.6
8	9	77.6	94.4	97.9	98.1	98.9	95.7	99	96.3
9	10	82	97.6	100.2	99.7	101.3	99.9	103.3	100
10	11	86.1	100.5	106	103.7	105.2	102.1	106.1	103.4
11	12	89.9	103.1	106.8	105.7	107.8	104.3	107.5	107.8
12	13	93.5	105.6	109.1	107.8	108.2	107.1	110.3	108.1
13	14	96.9	107.9	110.6	110.7	112.6	109.1	113.5	111.1
14	15	100.2	110.3	111.9	111.7	113.9	111.9	114.8	113.5
15	16	103.4	112.6	115.2	115.1	116.2	115.2	117	116.5
176	177	279.6	292.7	296.4	294.3	297.2	295	297.5	295.3
177	178	279.6	292.7	296.4	294.3	297.2	295	297.5	295.3
178	179	279.6	292.7	296.4	294.3	297.2	295	297.5	295.3
179	180	279.6	292.7	296.4	294.3	297.2	295	297.5	295.3
180									
181									
182									

$\tau := M^{(0)}$	$t_{\text{теор}} := M^{(1)}$	$t_{\text{эксп1}} := M^{(2)}$	$t_{\text{эксп2}} := M^{(3)}$	$t_{\text{эксп3}} := M^{(4)}$
$N_{\text{ww}} := \text{length}(t_{\text{теор}})$	$N = 180$	$t_{\text{эксп4}} := M^{(5)}$	$t_{\text{эксп5}} := M^{(6)}$	$t_{\text{эксп6}} := M^{(7)}$
$i := 0..N-1$		$t_{\text{эксп7}} := M^{(8)}$		

Отклонения

$\Delta 1 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп1}}$	$\Delta 2 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп2}}$	$\Delta 3 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп3}}$
$\Delta 4 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп4}}$	$\Delta 5 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп5}}$	$\Delta 6 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп6}}$
$\Delta 7 := t_{\text{теор}} - t_{\text{эксп7}}$		

Среднее отклонение

$\text{mean}(\Delta 1) = -13.27$	$\text{mean}(\Delta 2) = -16.819$	$\text{mean}(\Delta 3) = -15.641$
$\text{mean}(\Delta 4) = -17.024$	$\text{mean}(\Delta 5) = -15.244$	$\text{mean}(\Delta 6) = -18.225$
$\text{mean}(\Delta 7) = -16.086$		

Рисунок В.1 – Фрагмент программы обработки результатов экспериментальных исследований

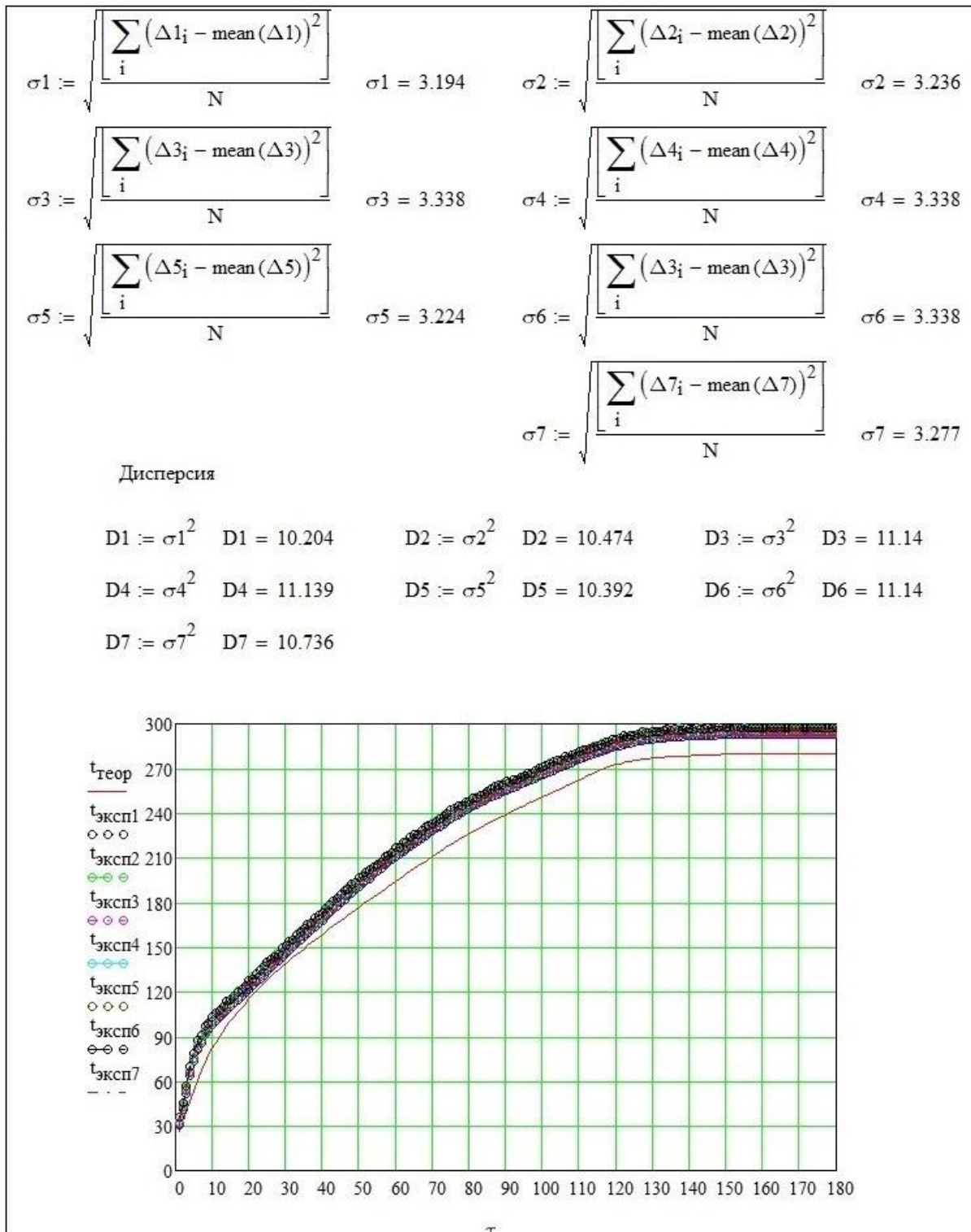


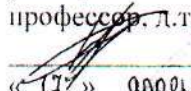
Рисунок В.2 – Фрагмент программы обработки результатов экспериментальных исследований

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Титульные листы разработанных методик расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки и выбора параметров системы охлаждения

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ГОУ ВПО ДНР «Донецкий
национальный технический
университет»
профессор, д.т.н.

 Ю. Ф. Булгаков
«17» апреля 2018г.

М.П.

СОГЛАСОВАНО:

Управляющий
Филиал № 8 «Комсомольское
рудоуправление»

ЗАО «Внешторгсервис»

 А. Б. Волков


«19» апреля 2018г.

М.П.

**Методика расчета процесса изменения температуры
в деталях силовой дизельной установки
горно-транспортной машины**

Разработчики:**От ДонНТУ**


Доцент, к.т.н., профессор
кафедры «Горнозаводской
транспортировки и логистика»

 В. О. Гутаревич

Исполнитель, соискатель

 Е. В. Рябко

От «Комсомольское рудоуправление»

Начальник железнодорожного цеха
 Н. В. Ефименко

Донецк – 2018

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ГОО ВПО ДПР «Донецкий
национальный технический
университет»
профессор, д.т.н.
Ю. Ф. Булаков
« 14 » апреля 2018г.

М.П.

СОГЛАСОВАНО:

Управляющий
Филиал № 8 «Комсомольское
рудоуправление»
ЗАО «Виситоргсервис»
А. Б. Волков
« 19 » апреля 2018г.

М.П.

СОГЛАСОВАНО:

Первый проректор
ГОО ВПО «Донецкий институт
железнодорожного транспорта»
доцент, к.т.н.
Ю. В. Тимохин
« 18 » апреля 2018г.

М.П.

**Методика расчета
конструкционных параметров водяного насоса
системы охлаждения силовой дизельной установки
горно-транспортной машины**

Разработчики:**От ДонНТУ**

Доцент, к.т.н., профессор
кафедры «Горнозаводской
транспорт и логистика»
В. О. Гутаревич
Исполнитель, соискатель
Е. В. Рябко

От «Комсомольское рудоуправление»

Начальник железнодорожного цеха
И. В. Ефименко

От ДПИЖТ

Профессор, д.т.н.
Н. В. Паламарчук
Доцент, к.т.н.
К. А. Рябко

Донецк – 2018

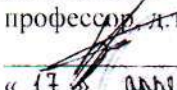
Соответствует оригиналу
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский


УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ГОУ ВПО ДНР «Донецкий
национальный технический
университет»
профессор д.т.н.

 Ю. Ф. Булгаков
« 17 » апреля 2018г.

М.П.

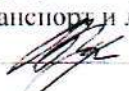
СОГЛАСОВАНО:


Начальник службы
локомотивного хозяйства
ГП «Донецкая железная дорога»
А. А. Цыплаков
 2018г.

**МЕТОДИКА**

**расчета процесса изменения температуры в деталях
силовой дизельной установки**

Разработчики:**От ДонНТУ**

Доцент, к.т.н., профессор
кафедры «Горнозаводской
транспорти и логистика»
 В. О. Гугаревич

Исполнитель, соискатель
 Е. В. Рябко

От ГП «Донецкая железная дорога»

Начальник отдела организации
ремонта службы локомотивного
хозяйства

 В. А. Шуликов

Донецк – 2018

Соответствует оригиналу
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Документы, подтверждающие использование результатов диссертационной
работы

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГП «ДОНЕЦКАЯ ЖЕЛЕЗНАЯ ДОРОГА»
СЛУЖБА ЛОКОМОТИВНОГО ХОЗЯЙСТВА**
ул. Артема, 68, г. Донецк, ДНР, 283001
тел. (062)319-00-45

исх. № 1002-02/257 от 17.04.2018г.

Диссертационный совет Д 01.008.01
при Донецком национальном
техническом университете

Справка

о результатах исследований диссертационной работы Рябко Е. В. на тему
«Обоснование параметров и режимов работы силовых дизельных
установок горно-транспортных машин», представленной на соискание ученой
степени кандидата технических наук
по специальности 05.05.06 – «Горные машины»

Настоящим подтверждаю, что результаты диссертационной работы Рябко Е. В. на тему «Обоснование параметров и режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 -- «Горные машины»: методика расчета процесса изменения температуры в деталях силовой дизельной установки представляют интерес и могут быть использованы для повышения эффективности работы локомотивов с силовой дизельной установкой, эксплуатируемых на полигоне Донецкой железной дороги, подъездных железнодорожных путей промышленных и горных предприятий.

Начальник службы
локомотивного хозяйства



А. А. Цыплаков

Соответствует оригиналу
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский

ФИЛИАЛ № 8
«КОМСОМОЛЬСКОЕ РУДОУПРАВЛЕНИЕ»
ЗАКРЫТОГО АКЦИОНЕРНОГО ОБЩЕСТВА «ВНЕШТОРГСЕРВИС»

Адрес (место нахождения): Донецкая Народная Республика, 87250, Старобешевский район, город Комсомольское,
улица Ленина, дом 1-1.

исх. № 17/232 от 19.04. 2018г.

Диссертационный совет Д 01.008.01
при Донецком национальном
техническом университете

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы
Рябко Евгении Владимировны на тему «Обоснование параметров и режимов
работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин», представленной
на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.05.06 – «Горные машины»

Результаты научных исследований, выполненных в рамках написания диссертационной работы Рябко Е. В. на тему «Обоснование параметров и режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины», могут быть использованы для повышения эффективности работы горных машин с силовым дизельным приводом, эксплуатируемых на открытых выемочных пространствах филиала № 8 «Комсомольское рудоуправление» ЗАО «Внешторгсервис», после рассмотрения и аргументированного обоснования их применения на предприятии.

Управляющий филиалом



А. Б. Волков

А. Б. Волков

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский



Донецкого института
железнодорожного транспорта
д.т.н., профессор
М.И. Чепцов
2018 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы

Рябко Евгении Владимировны

в учебном процессе Государственной образовательной организации высшего профессионального образования «Донецкий институт железнодорожного транспорта»

Рябко Евгенией Владимировной, инженером 1-й категории кафедры «Подвижной состав железных дорог» Государственной образовательной организации высшего профессионального образования «Донецкий институт железнодорожного транспорта» в течение 2011-2016 годов проводилась научно-исследовательская работа, которая предусматривала решение ряда задач направленных на повышение надежности крышек цилиндров тепловозных дизелей типа Д49.

Данным актом подтверждается, что в учебный процесс кафедры «Подвижной состав железных дорог» факультета «Управление на железнодорожном транспорте» внедрены следующие результаты диссертационной работы Рябко Е.В.:

- расчетные зависимости для определения температуры в слоях крышки цилиндров со стороны горячих газов в различные интервалы времени рабочего цикла;
- факторы, оказывающие непосредственное влияние на надежность крышек цилиндров тепловозных дизелей, их основные группы и подгруппы;
- влияние температуры окружающей среды и нагрузочных режимов работы дизеля на долговечность работы цилиндровых крышек.
- результаты гидравлических расчетов модернизированной системы охлаждения тепловозного дизеля;

Результаты диссертационных исследований Рябко Е.В. используются в учебном процессе кафедры «Подвижной состав железных дорог» при преподавании следующих дисциплин: «Термодинамика и теплопередача», «Локомотивные энергетические установки», «Надежность подвижного состава», «Гидравлика и гидропривод», «Математическое моделирование систем подвижного состава», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Результаты исследования Рябко Е.В. получили положительные отзывы преподавателей и студентов института.

Заведующий кафедрой
«Подвижной состав железных дорог»
д.т.н., профессор

Н.В. Паламарчук

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский



**ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

283001, г. Донецк, ул. Артема, 58 тел.: (062) 337-17-33, 335-75-62, факс: (062) 304-12-78
эл. почта: donntu.info@mail.ru

24.04.2018 № 46/01-04-2018

На № _____

Диссертационный совет Д01.008.01
при Донецком национальном
техническом университете

СПРАВКА

о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Рябко Е.В. на тему «Обоснование параметров и режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Результаты диссертационной работы Рябко Е.В. «Обоснование параметров и режимов работы силовых дизельных установок горно-транспортных машин», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины», использованы в образовательной деятельности Донецкого национального технического университета:

- для чтения курса «Транспортные системы горных предприятий» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Транспортные системы горного производства»;

- при выполнении курсового и дипломного проектировании, а также выпускных магистерских работ студентов указанной специализации.

Использование результатов диссертационной работы позволяет повысить уровень знаний студентов по соответствующим разделам изучаемых курсов.

Проректор по научной
работе ДонНТУ,
д-р техн.наук, профессор



Ю.Ф.Булгаков

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский

Утверждаю

начальник локомотивного депо
«Волноваха»

Донецкой железной дороги

Скидан А.И.

« 16 » 12 2013г.

Справка о результатах решения научно-технической задачи

В соответствии с «Программой-методикой эксплуатационных и реостатных испытаний крышек цилиндров дизелей Д49, соответствующих чертежам 5Д49.78Б зап. и 5Д49.78.1Б зап.», и научных исследований, направленных на продление срока службы крышек цилиндров дизелей типа Д49, выполненных коллективом кафедры «ЭРПС» УкрГАЖТ: руководитель работы – д.т.н., профессор Таргаковский Э.Д., исполнители: Аулин Д.А., Коваленко Д.Н., Щербина Е.В.

За отчетный период на машинах действующего приписного парка с силовой дизельной установкой выполненные мероприятия по продлению срока службы крышек цилиндров привели к уменьшению их выходов из строя на 9 единиц. Кроме того, внедрение результатов научных исследований приведет к снижению затрат на восстановительный ремонт цилиндро-поршневой группы.



Главный технолог Брыше В.И.

Соответствует оригиналу:
ученый секретарь диссертационного
совета Д 01.008.01



И. А. Бершадский