

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСИС»**

На правах рукописи

ЗАНГ КУОК КХАНЬ

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОХЛАДИТЕЛЯ
ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА
ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ РЕСПУБЛИКИ ВЬЕТНАМ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: доцент, кандидат технических наук

Кривенко Александр Евгеньевич

Москва – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
Глава 1. Современное состояние вопроса и задачи исследования	11
1.1. План развития карьера и перспективы использования гидравлических экскаваторов на карьерах во Вьетнаме	11
1.1.1. Обзор минеральных ресурсов Вьетнама.....	11
1.1.2. Правительственный план Вьетнама развития.....	13
добычи полезных ископаемых открытым способом до 2030 года	13
1.1.3. Состояние добычи на карьерах во Вьетнаме и перспективы использования гидравлических экскаваторов	16
1.2. Факторы снижающие работоспособность гидросистемы карьерного экскаватора.....	19
1.2.1. Влияние климатических факторов	20
1.2.2. Влияние гидравлических факторов.....	23
1.3. Влияние вьетнамских климатических условий на работу гидросистемы карьерных экскаваторов	25
1.3.1 Естественные климатические условия Вьетнама	25
1.3.2. Общая характеристика гидросистемы карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме.....	27
1.3.3. Влияние природных климатических условий во Вьетнаме на гидросистему карьерных экскаваторов	30
1.4. Цели и задачи исследования	31
Глава 2. Разработка термодинамической математической модели гидросистемы карьерных экскаваторов.....	33
2.1. Базовая принципиальная гидравлическая схема карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме	33
2.2. Влияние температуры рабочей жидкости на утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме карьерного экскаватора	36
2.2.1. Анализ природы утечек РЖ в аксиально-поршневом насосе.....	36

2.2.2. Математическая модель процесса расчета утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме	37
2.3. Исследование теплопередачи элементов в гидросистеме карьерного экскаватора.....	44
2.3.1. Исследование теплопередачи гидролинии	44
2.3.2. Исследование теплоотдачи гидробака	51
2.3.3. Исследование теплопередачи охладителя	56
2.4. Исследование потерь давления в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора.....	60
2.4.1. Потери давления в прямых трубопроводах.....	61
2.4.2. Потери давления в клапанах и фитингах гидролиний	62
2.4.3. Потери давления в гидронасосе, гидромоторе и гидроцилиндре	63
2.5. Построение уравнения теплового баланса гидросистемы карьерного экскаватора.....	68
2.6. Выводы по второй главе	71
Глава 3. Расчет и моделирование процессов теплопередачи в гидросистеме карьерного экскаватора	73
3.1. Расчет и моделирование теплофизических свойств рабочей жидкости и теплоносителя (воздуха) в зависимости от их температуры	73
3.1.1. Расчет и моделирование изменения теплофизических свойство рабочей жидкости по ее температуре	73
3.1.2. Расчет и моделирование изменения теплофизических свойство теплоносителя (воздуха) по его температуре.....	77
3.2. Блок-схема счета и метод расчета теплоотдачи.....	78
3.3. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи гидролинии.....	80
3.3.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink	80
3.3.2. Результаты процесса расчета и моделирования.....	82
3.4. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи гидробака.....	84
3.4.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink	84
3.4.2. Результаты процесса расчета и моделирования.....	87

3.5. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи охладителя	90
3.5.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink	90
3.5.2. Результаты процесса расчета и моделирования.....	92
3.6. Расчет гидравлических потерь в гидросистеме карьерного экскаватора.....	94
3.6.1. Расчет рабочего объемного расхода элементов гидросистемы карьерного экскаватора.....	94
3.6.2. Расчет гидравлических потерь в гидросистеме	100
3.7. Расчет и моделирование теплопередачи гидросистемы карьерного экскаватора	103
3.7.1. Построение блок-схемы для процесса расчета с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink	106
3.7.2. Расчет и моделирование решения уравнения теплового баланса с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink	107
3.8. Выводы по третьей главы.....	107
Глава 4. Обоснование и выбор оптимальных конструктивных параметров охладителя гидросистемы карьерного экскаватора в соответствии с условиями эксплуатации Вьетнама	109
4.1. Расчет и выбор типа рабочей жидкости в соответствии с условиями эксплуатации Вьетнама	109
4.1.1. Рабочая жидкость в гидравлической системе и общие требования к ней ..	109
4.1.2. Описание аналитических зависимостей теплофизических свойств рабочей жидкости от её температуры.....	110
4.1.3. Влияние вязкости рабочей жидкости на потери мощности в гидросистеме	117
4.1.4. Рекомендация оптимальной рабочей жидкости для гидросистемы карьерных экскаваторов во Вьетнаме	120
4.2. Выбор оптимальных конструктивных параметров охладителя гидросистемы карьерного экскаватора, работающего в климатических условиях Вьетнама	126
4.2.1. Выбор оптимальной теплообменной трубы для воздушного охладителя гидросистемы.....	126

4.2.2. Исследования базовой конструкции охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора эксплуатируемого во Вьетнаме (Komatsu PC750SE-7)	135
4.2.3. Выбор оптимальных параметров охладителя для гидравлической системы карьерного экскаватора, эксплуатируемого в климатических условиях Вьетнама	140
4.3. Выводы по четрертой главе	151
Заключение и общие выводы	153
Список использованной литературы	155
Приложение 1	164
Приложение 2	165
Приложение 3	166
Приложение 4	167
Приложение 5	168
Приложение 6	169
Приложение 7	170
Приложение 9	172
Приложение 10	173

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Минеральный потенциал Вьетнама очень богат и разнообразен. В нем присутствуют многие категории полезных ископаемых такие как: уголь, известняк, руды черных металлов, цветные металлы, горючие сланцы, строительные материалы.

За последние 70 лет, с тех пор как Вьетнам обрел независимость от Французских колонизаторов (в 1945 году), добыча твердых полезных ископаемых во Вьетнаме в основном велась открытым способом:

На вскрышных и добычных работах, в карьерах Вьетнама в основном используются электрические экскаваторы ЭКГ с емкостью ковша $(4,6 \div 12) \text{ м}^3$ в сочетании с гидравлическим экскаватором, оборудованным обратной лопатой Komatsu PC750SE-7, с ковшом вместимостью $(2,8 \div 3,4) \text{ м}^3$. Гидравлические экскаваторы имеют много преимуществ, таких как: большая подвижность и маневренность ковша и меньший вес по сравнению с ЭКГ с той же емкостью ковша, способность селективно выбирать уголь на пластах со сложной структурой, возможность реализации всей установленной мощности в каждом рабочем движении. Поэтому с ростом глубины разработки карьеров со слабым грунтом, растет предпочтение гидравлических экскаваторов.

В настоящее время все экскаваторы, используемые на карьерах Вьетнама, импортируются из-за рубежа. Эти экскаваторы предназначены для эксплуатации в совершенно другой климатической среде, чем жаркий и влажный климат Вьетнама, поэтому их гидравлическая система не очень подходит для условий эксплуатации во Вьетнаме. Доказательством тому является то, что под негативным воздействием погоды во Вьетнаме, во время работы часто происходят отказы гидравлической системы экскаваторов. Одна из основных причин отказов – высокая температура рабочей жидкости достигающая в летние месяцы 90-100 °С что приводит к снижению срока службы самой жидкости, снижению быстродействия механизмов, увеличенному износу гидравлических устройств. В результате на горных предприятиях вырастают затраты на ремонт оборудования и цена продукции,

снижается эффективность эксплуатации оборудования конкурентоспособность горнодобывающих предприятий. Поэтому, “Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам” является актуальной и крайне необходимой научной задачей.

Цель работы. Повышение эффективности охлаждения рабочей жидкости гидропривода карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации его в тропическом климате республики Вьетнам.

Идея работы. Выбор оптимальной формы трубок охладителя гидросистемы, расстояний между ними и их расположения в пучке позволит повысить эффективность охлаждения рабочей жидкости гидравлической системы карьерного экскаватора.

Задачи исследования:

1. На основе типовой структуры гидропривода карьерного гидравлического экскаватора установить основные источники нагрева рабочей жидкости и основные устройства теплоотдачи гидросистемы;
2. Составить математическую модель теплоотдачи элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора;
3. На основе математической модели разработать алгоритм расчета составить блоксхему и расчетный модуль в Matlab-Simulink;
4. Исследовать влияние повышения температуры рабочей жидкости на утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме карьерных экскаваторов;
5. Исследовать, влияние конструктивных параметров на интенсивность теплоотдачи охладителя гидросистемы, подходящего для мощности экскаваторов и условий эксплуатации Вьетнама, помогающего поддерживать температуру рабочей жидкости ниже 70°C.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой отличающаяся учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры;

2. В диапазоне значений числа Рейнольдса от 0 до 10 000 овальная теплообменная труба охладителя гидросистемы с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=3,5$ имеет наибольший средний коэффициент теплоотдачи, а при значениях числа Рейнольдса более 10 000 наибольший средний коэффициент теплоотдачи у овальных труб с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=2,5$;

3. За счет использования овальных труб, выбора оптимального расстояния между ними и скорости воздушного потока, возможно, получить коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы на уровне 193-198 Вт/м²/°С, далее эффективность охлаждения рабочей жидкости можно повысить только за счет увеличения количества рядов теплопроводных труб в охладителе.

Достоверность. Научных положений, выводов и рекомендаций сделанных в диссертации подтверждается результатами теоретических и экспериментальных исследований проведенных, с использованием современных цифровых методов расчета и моделирования, основанных на теории метода конечных элементов.

Научная новизна работы.

1. Разработана математическая модель процесса теплообмена гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой позволяющая определить точку теплового равновесия с учетом изменчивости теплофизических и механических свойств рабочей жидкости и воздуха;

2. Разработана методика определения теплоотдачи охладителя гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры окружающей среды с учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха;

3. В результате численного эксперимента установлены зависимости мощности теплового потока от температуры окружающей среды для различных значений температуры рабочей жидкости гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора.

Научное значение работы:

1. Выполнен анализ влияния температуры окружающей среды на механические и теплофизические свойства воздуха и рабочей жидкости;
2. Предложена модель процесса теплообмена гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой;
3. Установлены зависимости теплоотдачи базовых элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора от температуры окружающей среды.

Практическое значение работы:

1. Разработаны рекомендации по выбору охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях тропического климата республики Вьетнам;
2. Разработаны расчетные программы определения теплоотдачи охладителя, маслобака и гидравлических линий гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры окружающей среды с учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха.

Реализация результатов диссертационной работы:

1. Основные научные результаты диссертации будут использованы Вьетнамским институтом горных наук и технологий - Vinacomín в научно-исследовательском проекте на уровне министерства 2021/2022 «Исследование и производство компактного охладителя гидросистемы с воздушным охлаждением с высоким эффективностью»;
2. Разработанный программный модуль для определения технологических параметров гидросистемы, компактного охладителя гидросистемы в учебном процессе Куангниньского индустриального университета (КИУ) при изучении дисциплины «Современные методы проектирования технологических машин и оборудования», «гидравлика и гидропривод горных машин», «теплопередача».

Апробация работы. Основные положения и результаты исследования докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» Москва 2020, 2021 гг., на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (2019, 2020 гг.), на XIX Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» Екатеринбург 2021 г., на Международной научно-практической online конференции «Интеграция науки, образования и производства - основа реализации Плана нации» Сагиновские чтения №13, Казахстан 2021 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 работы в изданиях, входящих в перечень утверждённых ВАК Минобрнауки России и 6 научных статей в других специализированных научных журналах.

Объём и структура работы. Представленная диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных литературных источников, состоящего из 100 наименований, изложенных на 174 страницах, включая 66 рисунка и 30 таблиц и 10 приложений.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. План развития карьера и перспективы использования гидравлических экскаваторов на карьерах во Вьетнаме

1.1.1. Обзор минеральных ресурсов Вьетнама

Вьетнам - это страна с уникальным географическим положением и геологическими характеристиками, расположенная на пересечении двух поясов, генерирующих много полезных ископаемых, Тихоокеанский и Средиземноморский, плюс тропический муссонный климат, что приводит к сильным процессам выветривания, способствующим образованию минералов. В настоящее время во Вьетнаме существуют тысячи месторождений полезных ископаемых, в которых содержится более 60 различных минералов, относящихся к таким группам, как энергетические минералы, металлы, промышленные минералы и строительные материалы, а именно [1, 2]:

К энергетической минеральной группе относятся: угольные минералы, уран, нефть и др.

+ Уголь [1]: низкометаморфный уголь (бурый - полубитуминозный уголь) в угольном бассейне ШонгХонг до глубины 1700 м с запасами около 37 млрд. тонн. Средний метаморфический уголь (битуминозный уголь) с небольшими запасами достигает всего около 80 миллионов тонн. Уголь с высоким содержанием метаморфизма (антрацит уголь) распространен в основном в угольных шахтах КуангНинь, ТхайНгуен, ШонгДа и НонгСон с общими ресурсами более 18 миллиардов тонн. Угольный бассейн КуангНинь является крупнейшим с запасами более 8,6 млрд тонн.

В группу металлических минералов входят [2]: железо, марганец, хром, титан, медь, свинец, цинк, золото, серебро, кобальт, никель, алюминий, олово, вольфрам и т.д.

+ Железная руда: В настоящее время обнаружено 216 мест, содержащих железную руду, включая рудники, которые эксплуатируются с общими запасами около 1,2 миллиарда тонн, из которых самый большой сосредоточенный запас находится в две шахты ТхачХе (около 544 млн. тонн) и Куйша (около 113 млн. тонн);

+ Боксит: диаспор происходит из отложений, распространенных в основном в северных провинциях Вьетнама, с запасами около 200 миллионов тонн. Гибсит выветривается из базальта, в основном распространен в Центральной (Таи Нгуен) с запасами около 2,1 млрд. тонн и прогнозных ресурсов 5,4 млрд. тонн. Департамент геологии США в 2010 году опубликовал в мире книгу о минеральных ресурсах и поставил боксит Вьетнама на третье место в мире после 7,4 млрд. тонн в Гвинее и 6,2 млрд. тонн в Австралии и т. д.

- Группа промышленных полезных ископаемых [2]: Вьетнам обладает разнообразными промышленными полезными ископаемыми, такими как апатит, фосфорит, флюорит, пирит, торф, каолин, стекольный песок, графит, кристаллический кварц и т. д.

- Группа строительных материалов [2]: Минералы для строительных материалов во Вьетнаме имеют относительно большой потенциал: известняк (около 44 миллиардов тонн), глина (около 7,6 млн. тонн), каолин (около 850 млн. тонн), полевошпат (около 84 млн. тонн), белый кремниевый песок (около 1,4 млрд. тонн), доломит (около 2,8 млрд. тонн), строительный камень (около 53 млрд. м³), строительный песок и гравий (около 2,1 млрд. м³), глина для производства керамики (около 3,6 млрд. м³) и т.д.

С рассмотренным минеральным потенциалом Вьетнам входит в число стран со значительными запасами в мире.

1.1.2. Правительственный план Вьетнама развития добычи полезных ископаемых открытым способом до 2030 года

Поскольку объектом исследования является карьерный гидравлический экскаватор эксплуатируемый в климатических условиях Вьетнама, составленный правительством Вьетнама план развития добычи твердых полезных ископаемых может служить основой для исследования потенциала будущего гидравлических экскаваторов.

Основное направления планирования развития угольной промышленности [1, 2]:

Превращение угольной промышленности Вьетнама в развитую отрасль, использование передовых технологий добычи полезных ископаемых, повышение ее эффективности при эксплуатации на глубине менее -300 м в сочетании с защитой окружающей среды, удовлетворение большей части спроса на уголь во Вьетнаме, который, по прогнозам, увеличится (рис. 1.1);

Добыча угля открытым способом ведется в основном на разрезах в северных регионах Вьетнама, которые сосредоточены в районах Камфа и Халонг провинции Куанг Нинь. После 2020 года планируется закрыть небольшие открытые разработки с добычей угля менее 1 млн. тонн в год, сосредоточившись только на предприятиях с производительностью более 3 млн. тонн в год.

Добыча угля всей угледобывающей промышленностью, включая открытую и подземную добычу с учетом планирования: около 41 - 44 млн. тонн в 2016 году, примерно 47 - 50 млн. тонн в 2020 году, около 51 - 54 млн. тонн в 2025 году и достигнет 55 - 57 млн. тонн в 2030 году. В частности, не открытую добычу приходится 17 - 20 млн. тонн, что составляет 31-35% от объема добычи угля всей угледобывающей промышленностью.

Стремиться обеспечить уровень потерь угля добываемого открытым способом ниже 5% после 2020 года.

Прогноз спроса на уголь во Вьетнаме до 2030 года выглядит следующим образом (таб. 1.1.и рис. 1.1):

Таблица 1.1.

Прогноз потребления угля во Вьетнаме до 2030 г. (млн.тонн) [1, 2]

Спрос на уголь для промышленности	2016	2020	2025	2030
Термоэлектрический	33,2	64,1	96,5	131,1
Удобрения, химикаты	2,4	5,0	5,0	5,0
Цемент	4,7	6,2	6,7	6,9
Металлургия	2,0	5,3	7,2	7,2
Другие отрасли	5,2	5,8	6,1	6,4
Итого	47,5	86,4	121,5	156,6

Внутренний Вьетнамский спрос на уголь и планирование добычи угля, утвержденный правительством Вьетнама, показан на следующем графике (рис. 1.1).

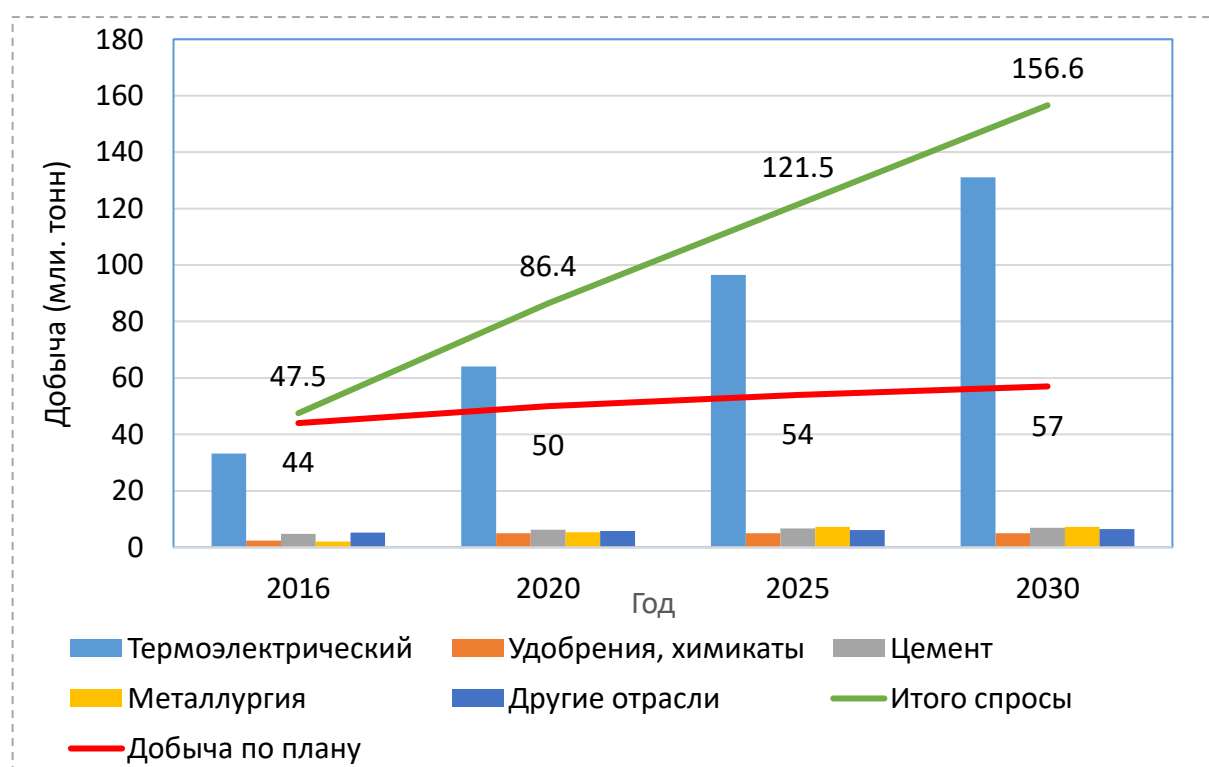


Рисунок 1.1 - Прогноз спроса на уголь во Вьетнаме на период 2016-2030 гг.

Основное содержание «Плана разработки по добыче металлических полезных ископаемых, промышленных полезных ископаемых и строительных материалов» [2]: Поддержание работы добычи существующих карьеров, улучшение и расширение рудников в направлении глубокой эксплуатации,

повышение экономического коэффициента вскрыши, селективная разработка, подходящая для сложных геологических условий рудных пластов во Вьетнаме. Это также основа для горнодобывающих предприятий для разработки планов горных работ, численности трудящихся, подготовки ряда машин и технологических линий для работы их предприятий в будущем. Прогнозы спроса и потребления полезных ископаемых и планы добычи ряда основных полезных ископаемых Вьетнама приведены в таблицах 1.2, 1.3, 1.4.

Таблица 1.2.

Прогноз спроса на некоторые металлы во Вьетнаме [2]

Типы руды	Единица измерения	2016	2020	2025	2030
Железная руда	млн. тонн	7,2	18	32	41
Бокситовая руда	млн. тонн	7,5	10	18	22
Апатитовая руда	млн. тонн	3,234	5,121	5,121	5,121
Медная руда	тыс. тонн	678	852	1109	1435
Золотая руда	тыс. тонн	2450	2575	2700	2800
Никелевая руда	тыс. тонн	55,505	70,842	79,347	88,863
Вольфрам Руда	тыс. тонн	14,892	18,277	19,766	20,433

Таблица 1.3.

План Вьетнама по добыче некоторых металлических руд [2]

Типы руды	Единица измерения	2016	2020	2025	2030
Железная руда	млн. тонн	7,2	17,5	26	32
Бокситовая руда	млн. тонн	1,0	8,5	18	20
Апатитовая руда	млн. тонн	9	11	11	11
Медная руда	тыс. тонн	216	220	200	200
Золотая руда	тыс. тонн	146,5	147	150	150
Никелевая руда	тыс. тонн	103	118	115	115
Вольфрам Руда	тыс. тонн	15	17	20	22

Таблица 1.4.

Прогноз спроса на цемент и строительный камень во Вьетнаме [2]

Тип руды	Единица измерения	2020	2025	2035
Цемент	млн. тонн	74÷89	94,5 ÷116	127 ÷175,5
Строительный камень	млн. м ³	181	235,3	305,9

По анализу данных правительства Вьетнама о прогнозах спроса на полезные ископаемые на можно сделать вывод, что в период, когда экономика Вьетнама стремительно развивается в направлении промышленности и услуг, спрос на полезные ископаемые очень велик и будет расти. Это прекрасная возможность для развития горнодобывающих предприятий. И в том числе, горнодобывающим предприятиям необходимо исследовать пути повышения производительности за счет улучшения эксплуатационных свойств оборудования, неотъемлемой частью которого являются карьерные гидравлические экскаваторы.

1.1.3. Состояние добычи на карьерах во Вьетнаме и перспективы использования гидравлических экскаваторов

На открытых разработках во Вьетнаме применяется стандартная технология добычи - буровзрывные работы, погрузка горной массы, перевозка самосвалом в сочетании с конвейерной лентой. Процессов бурения с помощью гидравлических буровых машин с диаметром скважины (200 ÷ 230) мм и электрического бурового станка СБШ-250 с диаметром скважины 250 мм. Экскаваторы осуществляют вскрышные работы, погрузку угля и пустой породы. Используются экскаваторы двух типов: гидравлические экскаваторы с ковшем вместимостью (2,5 ÷ 12) м³ и канатные экскаваторы ЭКГ с ковшем вместимостью (4,6 ÷ 10) м³. Экскаваторы марки ЭКГ в основном имеют наработку 10 - 30 лет, поэтому их техническое состояние относится только к типам В и С, некоторые ожидают демонтажа, некоторые могут только использоваться для погрузки угля на складе [6].

Крупные угольные разрезы Вьетнама (Каошон, Кокшау, Деолай и др.) начали разрабатываться почти 100 лет назад, что привело к большой глубине добычи (таб. 1.5), высокий коэффициент вскрыши, большой водоприток, слабый и неустойчивый грунт – факторы усложняющие добычу. [1, 5]

Таблица 1.5.

Основные параметры геометрии некоторых карьерах во Вьетнаме

Карьеры	Типы карьеры	Длина (м)	Ширина, (м)	Глубина, (м)	коэффициент вскрыши (м³/тонн)
Деонай	Угольный	3370	1620	-345	10÷11,8
Кокшау	Угольный	2220	1680	-330	10÷12,9
Каошон	Угольный	3220	2350	-325	9,2÷10,7
Ханьхоа	Угольный	1277	850	-300	7,48÷8,2
Тхачхе	Железный	3350	2100	-50	3,6÷4,1
Шинкуен	Медный	2670	915	-152	4,19÷5,2
Хату	Угольный	-	-	-200	15,7÷16,7
Хечам II	Угольный	4000	1740	-165	13,5÷14,8
Надыонг	Угольный	-	-	-180	10,4÷13,3

Около 1990 года гидравлические экскаваторы начали появляться во Вьетнаме, сначала они используются только в карьерах строительных материалов, а затем стали использоваться на открытых разработках угля и руды [7]. Использование гидравлических экскаваторов в карьерах в последние годы способствовало быстрому увеличению глубины карьеры и значительному увеличению добычи угля. В то же время гидравлические экскаваторы позволяют выборочно разрабатывать сложные угольные пласты, что способствует снижению потерь угля, оказывают меньшее давление на грунт и лучше реализуют установленную мощность привода в рабочих операциях все это ведет к увеличению срока службы карьеров и более эффективному использованию капитала

предприятия [7]. Фактически, в последние годы гидравлические экскаваторы эффективно использовались на угольном разрезе Ха-Ту, апатитовом руднике Лао-Кай, железнорудном руднике Фу-Тхо, а затем стали широко применяться, с высокой эффективностью в угольном бассейне района Куанг Нинь [7].

В настоящее время, благодаря технологии селективной добычи угля гидравлическими экскаваторами, можно повысить возможность выборочной разработки угольных пластов с пропластками на разрезах в угольном бассейне Куанг Нинь [5].

Гидравлические экскаваторы, по сравнению с канатными, равной вместимости ковша обладают рядом преимуществ: меньшей в 1,8 - 2,2 раза металлоемкостью, большим в 1,3 - 1,5 раза усилием копания. Преодолеваемые уклоны карьерных гидравлических экскаваторов при одинаковой вместимости ковша в 1,5 - 2,5 раза больше по сравнению с канатными карьерными экскаваторами [8].

Согласно исследованиям ряда ученых, меньший вес гидравлических экскаваторов по сравнению с канатными является объективным преимуществом в условиях глубокой добычи и слабого грунта на карьерах во Вьетнаме. Об этом свидетельствует растущее число гидравлических экскаваторов, используемых на карьерах во Вьетнаме по данным 2018 г. (рис. 1.2 и таб. 1.6).



Рисунок 1.2 - Соотношение типов экскаваторов, используемых на карьерах во Вьетнаме

Таблица 1. 6.

Количество экскаваторов, используемых на карьерах во Вьетнаме (штук) [6]

Типы экскаваторы	Каонг	Кокшау	Деонан	Хечам II	Нуйбео	Хату	Шуойлай	Надьонг	Ханьхоа
ЭКГ 5А	11	22	14	0	4	10	0	6	0
ЭКГ 8И	8	0	0	0	0	0	0	0	0
ЭКГ 10	1	3	0	0	0	0	0	0	0
КГЭ, $B = (3 \div 4,7) \text{ м}^3$	8	15	2	7	11	3	4	2	7
КГЭ, $B = 6,7 \text{ м}^3$	5	6	7	5	2	3	2	2	3
КГЭ, $B = 12 \text{ м}^3$	2	1	1	0	1	0	0	1	0
КГЭ, $B = (2,5 \div 6,4) \text{ м}^3$	4	6	2	5	10	5	2	1	2
КГЭ, $B = (2,5 \div 6,5) \text{ м}^3$	2	0	2	0	1	0	0	0	0

Анализируя общую ситуацию с карьерами во Вьетнаме, соответствующие научные работы и количество карьерных гидравлических экскаваторов, используемых на карьерах, мы можем прийти к заключению, что использовании гидравлических экскаваторов на карьерах велико и в будущем будет увеличиваться.

1.2. Факторы снижающие работоспособность гидросистемы карьерного экскаватора

На эффективность гидравлической системы карьерного экскаватора, влияет ряд объективных и некоторые субъективные факторы. Некоторые из них могут проявляться случайным и непредсказуемым образом, например: материалы, технологии изготовления оборудования; вычисления и проектирование системы, сборочные технологии, качество рабочей жидкости, квалификация оперативного персонала, технический ремонт, обслуживание и очень важный фактор - условия окружающей среды. Все негативные факторы, влияющие на стабильность работы

гидравлической системы карьерных гидравлических экскаваторов, которые генерируются во время работы, можно разделить на три группы: климатические, гидравлические и механические.

1.2.1. Влияние климатических факторов

К климатическим факторам относятся: температура, влажность, солнечная радиация, запыленность окружающей среды, содержание соли в атмосфере (в районах с прибрежными зонами) и ряд других менее значимых. Они активно влияют на изменение характеристик рабочей жидкости и элементов гидросистемы в целом.

Влажность воздуха также существенно влияет на работоспособность машины. Свойство материалов поглощать водяные пары из воздуха называют гигроскопичностью. На поверхности материала уже при относительной влажности (60 ÷ 70)% появляется молекулярный слой воды, который при дальнейшем повышении влажности переходит в полимолекулярный, и пленка воды достигает толщины нескольких десятков микрон. Влага, находящаяся на поверхности, проникает по порам внутрь материала вследствие абсорбции или нарушения герметичности. Влага вызывает электрохимическую коррозию, изменяет механические и электрические свойства проводников и изоляции [9].

Солнечная радиация это поток энергии Солнца, излучаемый в форме волн, передаваемых в пространстве. Если объекты поглощают эту лучистую волну, то они будут нагреваться сами по себе. Чем больше интенсивность солнечной радиации, тем больше тепла выделяется на поглощающем материале.

Ультрафиолетовые лучи в источниках солнечного излучения разрывает химические связи в молекулярных цепях полимерных материалов, сокращая срок службы деталей и устройств машины, изготовленных из этого материала, таких как синтетический каучук, синтетическая смола и т. д. Это одна из причин, приводящих к сокращению срока службы мягких гидравлических труб (резиновых труб) в гидравлической системе карьерных экскаваторов.

Запыленность воздуха является результатом работы машин с сыпучими материалами. Воздух наполняется пылью, состоящей из частиц кварца, двуокиси кремния, окиси железа и др. Твердость этих частиц часто превышает твердость материала, из которого изготовлены элементы машины. Пыль ускоряет изнашивание трущихся пар, загрязняет рабочую жидкость. Кроме того, пыль вызывает потерю глянца покрытий и их растрескивание, тем самым увеличивает чувствительность поверхностей к коррозии и развитию усталостных трещин [9].

Содержание соли в атмосфере. Под воздействием солнечного излучения, высокой температуры воздуха в сочетании с морским бризом усиливается процесс испарения морской воды. Пары морской воды, несут определенное количество хлорид-иона (Cl^-). Когда ионы хлора (Cl^-) оседают на поверхности стальных деталей машин вместе с водой и кислородом в влажном воздухе, возникают электрохимические реакции коррозии.

Скорость коррозии стальных деталей пропорциональна скорости электрохимической реакции и обратно пропорциональна их сроку службы. Чем выше температура окружающей среды, выше влажность воздуха, выше концентрация ионов (Cl^-), тем быстрее происходят электрохимические реакции. Срок службы металлических деталей машины уменьшены. Данные исследований во Вьетнаме также показывают, что скорость коррозии углеродистой стали на прибрежных станциях в $1,2 \div 1,9$ раза выше, чем на внутренних сушах (таб. 1. 7).

Таблица 1. 7.

Скорость коррозии некоторых металлов (ISO 9223) [97]

Место проведения теста	Скорость коррозии (г/м ² в год)			Расположение относительно моря
	Сталь	Медь	Алюминий	
Залай	94,2	11,1	0,83	Далеко
Иенбай	163,4	6,6	0,67	Далеко
Тханьхоа	174,5	49,5	3,39	Далеко
Г. Хошимин	205,4	16,6	0,08	Далеко

Место проведения теста	Скорость коррозии (г/м ² в год)			Расположение относительно моря
	Сталь	Медь	Алюминий	
Ханой	261,8	7,4	2,1	Далеко
Тхайбинь	309,4	10,6	0,55	Прибрежный район
Ньячанг	401,1	16,4	3,49	Прибрежный район
Дананг	655,1	20,4	4,49	Прибрежный район
Бачлонгви/ Куангнинь	918,8	47,4	7,42	Прибрежный район (в острове)

Другая потенциально опасная ситуация: ионы (Cl^-) вместе с воздухом, поступающим внутрь гидросистемы через, сапун, уплотнения штоков. Под действием высоких температур они соединяясь с ионами (H^+) во влаге воздуха образуют соляную кислоту (HCl). Кислота разъедает внутреннюю поверхность гидравлической системы, реагирует с гидравлическим маслом, изменяет его химические свойства.

Температура окружающей среды является одним из наиболее активных факторов. При повышении температуры механические свойства большинства материалов ухудшаются, уменьшается модуль упругости, снижается предел прочности; ускоряется процесс старения многих пластмасс и резиновых материалов, смазочные материалы и рабочие жидкости теряют вязкость, что приводит к увеличению утечек через зазоры и уплотнения и также увеличивается их скорость старения[9].

Температура воздуха окружающей среды напрямую влияет на процесс конвекционного теплообмена гидравлической системы с окружающей средой. Чем высокая температура воздуха окружающей среды, тем уменьшит тепловой поток, передаваемый от гидравлической системы в окружающую среду и наоборот. Это выражается эмпирической формулой Ньютона, [10, 11].

$$Q = \alpha F(T_w - T_f) \quad (1.1)$$

где: Q – тепловой поток передается от горячего предмета к потока воздуха, (Вт); α – интенсивность конвекционного теплообменника, (Вт/м²/°C); F – площадь поверхности теплообменника, (м²); T_w – температура на поверхности горячего предмета, (°C); T_f – средняя температура воздушного потока, (°C).

Скорость естественной передачи тепла от гидравлической системы в окружающую среду не велика, что может привести к тому, что температура рабочей жидкости превысит оптимальную рабочую температуру, увеличится скорость старения, уменьшится вязкость и смазную способность рабочей жидкости, как следствие увеличиваться износ и повышается вероятность отказов гидросистемы.

1.2.2. Влияние гидравлических факторов

К гидравлическим факторам относятся: чистота, температура, газонасыщенность рабочей жидкости и ее вязкость.

Рабочая жидкость (РЖ) в гидравлическом приводе является энергоносителем. Кроме этого, она выполняет другие важные функции, обеспечивает смазку трущихся поверхностей деталей, отводит тепло от нагретых элементов гидромашин, вымывает продукты износа и другие частицы загрязнения; защищает детали гидравлических устройств от коррозии [12].

Нагрев жидкости изменяет ее механические и теплофизические свойства, таким образом меняется количество тепла которое жидкость может поглотить и отвести от нагретых элементов.

Большинство отказов гидропривода карьерного оборудования, вызваны загрязнениями рабочей жидкости. Сюда входят твердые жидкие и газообразные компоненты. Жидкие загрязнения, в основном, образуются в результате старения жидкости. Факторы, вызывающие старение гидравлического масла разделятся на 2 группы: внешние и внутренние.

Внешние факторы - это примеси, попадающие в рабочую жидкость, такие как: воздух, частицы пыли, резина, краска и вода. Таким образом, вязкость и ее

смазывающие свойства постепенно начнут изменяться, что также приведет к отказам гидравлических систем.

Внутренними факторами являются химическое и термическое разложение РЖ с течением времени. Процесс работы приводит к изменению температуры масла, что вызывает изменение её вязкостных свойств. С повышением температуры, вязкость рабочей жидкости уменьшается. При понижении вязкости РЖ начинает терять свои смазывающих свойства, что приводит к разрыву масляной плёнки, появлению трения металла о металл и как следствие, окисление металлических поверхностей. Коррозия затрагивает все металлы, в том числе и цветные.

В процессе старения жидкости кислотное число увеличивается. Также ускоряется процесс окисления углеводородов, вызывая появление шлама (битумов), забивающего узкие зазоры в насосах, фильтрах и другой аппаратуре. Окисление масла означает увеличение его вязкости и накопление отработанных окислившихся частиц и, как следствие, приводит к разрушению металлических поверхностей;

С повышением температуры, вязкость рабочей жидкости уменьшается. Это происходит из-за увеличения тепловой энергии молекул жидкости, что приводит к уменьшению её плотности, и как следствие к повышению скорости старения РЖ. Таким образом, можно утверждать, что поддержание стабильной температуры РЖ в гидроприводе, это важный аспект в контроле степени её износа и старения. С целью поддержания требуемых свойств рабочей жидкости в состав гидропривода входят специальные устройства – кондиционеры рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, сепараторы и теплообменники, предназначенные для приведения гидравлической системы в соответствие рабочей среде эксплуатации карьерного экскаватора.

1.3. Влияние вьетнамских климатических условий на работу гидросистемы карьерных экскаваторов

1.3.1 Естественные климатические условия Вьетнама

Территория Вьетнама состоит из двух частей суши и моря. Площадь суши составляет около 331212 км² и более 1 млн. км² морской поверхности с более чем 4000 островами и рифами. Суша ограничивается 23°23' по 8°34' северной широты и 102°10' по 109°24' восточной долготы. Вьетнамская территория проходит вдоль восточного побережья этого полуострова с береговой линией около 3260 км [3, 4].

Вьетнам расположен в районе с жарким и влажным тропическим климатом. Жаркий влажный климат характеризуется относительно высокими температурами в сочетании с относительно высокой влажностью в течение всего года. Температура меняется от региона к региону и постепенно увеличивается с Севера на Юг.

На большинстве территории Вьетнама выпадает в среднем около 1500 - 2000 мм осадков в год. В некоторых частях высокогорного плато центрального Вьетнама этот показатель достигает почти 3300 мм в год [3, 4].

Север имеет тропический климат, муссонный (северо-восточный муссон зимой, юго-восточный муссон летом) с 4 различными сезонами (весна-лето-осень-зима) холодные зимы. На юге тропический климат, муссонный (юго-восточные и юго-западные ветры, дующие с моря), зимы не холодные, поэтому в действительности существует только два разных сезона: сухой и дождливый.

Согласно статистике в 2017 году, средняя температура и средняя относительная влажность некоторых вьетнамских городов выглядят на рис. 1.3 [96, 97].

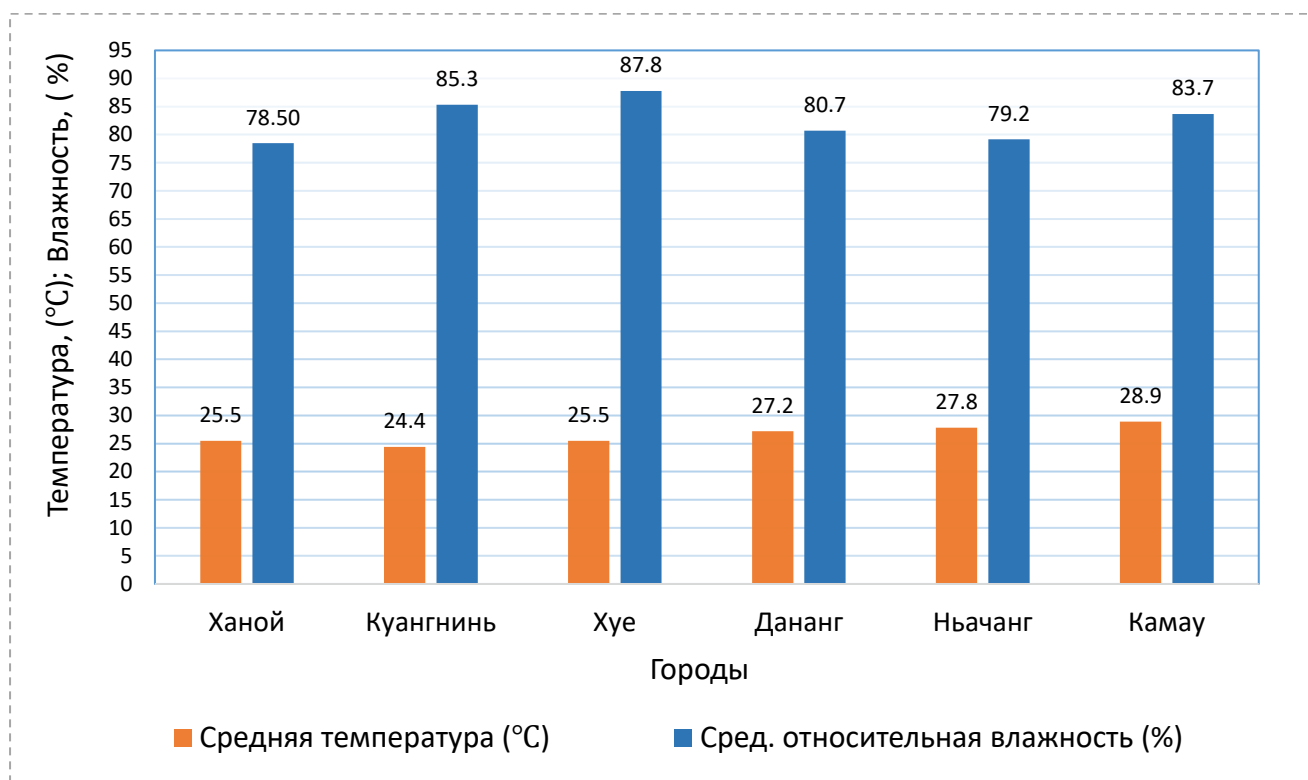


Рисунок 1.3 - Средняя температура и относительная влажность в городах Вьетнама

Северный климатический регион: Этот климатический регион охватывает все провинции Севера и часть Центрального региона Вьетнама. Климатическая особенность этого района состоит в том, что в нем холодная зима около 15 °С, особенно в Северо-Западном горном районе есть несколько мест, в которых в течение нескольких дней температура может быть в диапазоне (0 ÷ 5) °С. Месяцы с высокими температурами в течение года с конца апреля до конца октября, а самая высокая температура зафиксирована до 43°С. Амплитуда колебаний температуры велика между днем и ночью или когда погода внезапно меняется - солнечная жаркая погода превращается в холодную, когда идет дождь и т. д [3, 4].

В восточной части Северного и Центрального прибрежных районов в конце зимы и ранней весной (Февраль - Март) часто бывает влажная погода: температура воздуха составляет (20 ÷ 28)°С, а относительная влажность воздуха большой, более 95%, иногда насыщенный [3, 4].

В низменных районах на востоке горного хребта Чыонг-Сон и в Северо-Западных долинах летом дуют жаркие и сухие ветры с запада, северо-запада и юго-

запада периодом 20 - 30 дней в году. Погода становится сухой и жаркой, температура превышает 37°C, иногда температура поднимается выше 42°C, а относительная влажность ниже 55% [3, 4].

Южный климатический регион. Эта климатическая зона включает в себя все провинции от Юга до Центрального Вьетнама (провинция Тхуа Тхиен Хюэ). Амплитуда колебаний температуры этой области невысокая. Климат имеет два различных сезона: сезон дождей и жаркий сухой сезон, зима не холодная. Сезон дождей с мая по октябрь, сухой сезон с ноября по апрель. Зимние температуры не менее 12°C, но среднегодовые температуры относительно высокие, около 33 - 35°C. Самая высокая температура, зарегистрированная в этой области, составляет около 40 - 41°C [3, 4].

В настоящее время под воздействием изменения климата из-за «парникового эффекта» температура во всех странах мира повысилась, включая Вьетнам. Количество жарких солнечных дней в году увеличивается, особенно количество дней с очень высокими температурами (более 42 °C) увеличивается и встречается на всей территории Вьетнама. Это крайне неблагоприятное условие для жизни людей, а также для работы гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора [3, 4].

1.3.2. Общая характеристика гидросистемы карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме

Все гидравлические экскаваторы, используемые в настоящее время на карьерах во Вьетнаме, импортируются из-за границы, из страны с умеренным климатом - холодного и сухого, такого как Япония, Южная Корея, Америка, Германия и др. с такими брендами, как: Komatsu, Caterpillar (CAT), Doosan, Hitachi и др. Изучая гидравлические системы экскаваторов, которые в настоящее время используются на карьерах во Вьетнаме, их общая типовая компоновочная схема на рисунке 1.4.

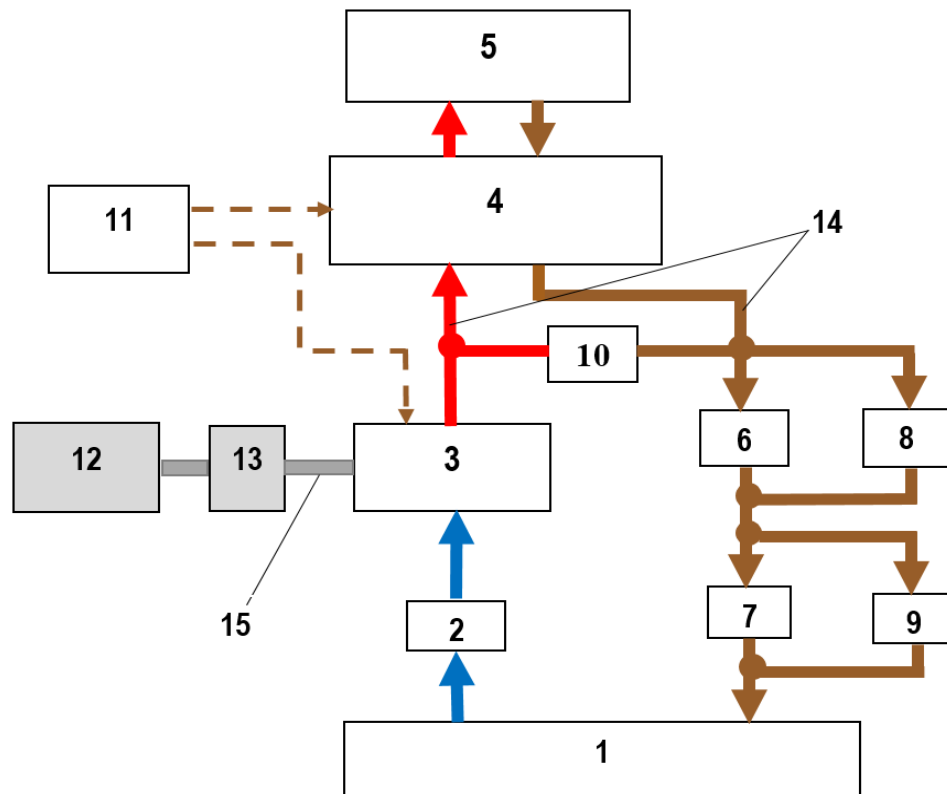


Рисунок 1.4 - Основные элементы в гидравлической системе карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме

1 – гидробак; 2 – фильтр всасывающей линии; 3 – гидронасосы; 4 – гидрораспределители, клапан регулируемый, обратный клапан, гидрозамок, дроссель и т.д.; 5 – выходные гидравлические звенья (гидромоторы, гидроцилиндры); 6 – охладитель гидросистемы с принудительным обдувом; 7 – фильтр сливной линии; 8 – перепускной клапан охладителя; 9 – перепускной клапан сливного фильтра; 10 – предохранительный клапан; 11 – гидравлический блок управления; 12 – двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 13 – редуктор; 14 – линии гидросистемы; 15 – входной вал.

Гидравлические системы экскаваторов каждого производителя отличаются количеством и мощностью гидронасосов; характеристиками и размерами, материалами изготовления охладителя рабочей жидкости или расположением компонентов в базовой машине. Тем не менее, почти все гидравлические системы экскаватора имеют общую конструктивную особенность, использование гидропривода с разомкнутой системой циркуляции (рис. 1.6) и охладителя гидросистемы с принудительным воздушным обдувом.

Общие принципы работы гидравлической системы следующие (рис. 1.6): При работе гидронасос (3) забирает рабочую жидкость из гидробака (1) через фильтр всасывающей линии (2), а затем подает РЖ высокого давления на вход распределительного устройства (4). Управляющий сигнал оператора через гидравлический контроллер (11) передает управляющее воздействие на устройство (4) для подачи рабочей жидкости под высоким давлением к гидроцилиндрам или гидромотором (5), чтобы выполнить необходимые операции. Рабочая жидкость выходит из выходных гидравлических звеньев (5) через гидролинии, а затем через распределитель (4), во входное отверстие охладителя гидросистемы (6). Рабочая жидкость разделяется на множество небольших потоков, которые текут в трубках охладителя гидросистемы (6), что помогает снизить температуру РЖ. После снижения температуры, РЖ пройдет через фильтр сливной линии (7), а затем попадет в гидробак (1). В гидробаке (1) РЖ продолжает излучаться тепло в окружающую среду посредством естественной конвекции через стенки гидробака.

В процессе работы из-за перегрузки выходных гидравлических звеньев или засоренного масляного фильтра на сливе гидронасоса давление в рукаве высокого давления может превышать значение безопасного давления, предохранительный клапан (10) откроется, чтобы вернуть РЖ в гидробак через охладитель гидросистемы (6) и фильтр возвратного контура (7).

Клапан (8) устанавливается параллельно с охладителем (6) и служит предохранительным клапаном. Когда масляный радиатор (6) засорен, что приводит к повышению давления в возвратной линии и при давлении выше чем давление открытия перепускного клапана (примерно $2-4 \text{ кг/см}^2$ в зависимости от гидросистемы конкретных экскаваторов), клапан (8) автоматически открывается, чтобы направить поток РЖ к фильтру возвратного контура (7), затем вернуться в гидробак (1). Аналогично, клапан (9) устанавливается параллельно с фильтром сливной линии (7). Когда клапаны срабатывают, сигнальная система отображает предупреждение на панели управления в кабине, давая знать оператору экскаватора чтобы своевременно принять меры.

Если есть необходимость изменить режим работы (скорость вращения, направление движения и т.д.) выходного гидрозвена (5), оператор будет управлять через гидравлический контроллер (11). Изменение скорости выходного гидрозвена достигается путем изменения подачи гидронасоса (3).

Преимущество этой гидросистемы заключается в том, что охлаждает и очищает рабочей жидкости эффективно. Однако система также имеет некоторые недостатки, такие как: громоздкий, большой объем, чем у гидропривода с замкнутой схемой циркуляции, частота вращения гидронасоса ограничена, поскольку должно обеспечиваться условие бескавитационной работы насосов (средняя скорость потока РЖ во всасывающей трубе гидронасоса ограничена от $0,8 \div 1,2$ м/с). Чтобы преодолеть этот недостаток и иметь возможность дополнительно увеличить скорость, подачу и мощность гидронасоса, для гидравлических экскаваторов большой мощности производитель установил центробежный насос для всасывания РЖ из гидробака и подаче ее прямо во всасывающую гидролинию гидронасоса (как в экскаваторах Komatsu PC 750-7, PC750SE-7, PC750LC-7, PC 1100, PC 1250 и т.д.).

1.3.3. Влияние природных климатических условий во Вьетнаме на гидросистему карьерных экскаваторов

Климатические условия характеризуются такими основными факторами, как: температура окружающей среды, относительная влажность, солнечная радиация, запыленность, концентрация соли в воздухе в прибрежных районах, скорость ветра, давление, внезапные и значительные изменения температуры окружающей среды.

Негативное влияние климатических факторов на гидравлические системы происходит одновременно, и они тесно связаны - негативные последствия этих климатических факторов усиливают отрицательный уровень других климатических факторов. Таким образом, в суровых условиях Вьетнамского климата стабильность работы гидравлических систем карьерных гидравлических

экскаваторов снижается, часто возникают сбои, увеличивая стоимость ремонта, замены оборудования и увеличивая количество и продолжительность простоев, снижение производительности и прибыльность карьерных предприятий. Согласно статистике специалистов некоторых карьеров Вьетнама, частота отказов гидросистем карьерных экскаваторов следующая: группы уплотнения (почти 37%), рукава высокого давления (около 35%), гидромоторы и гидроцилиндры (почти 8%), теплообменники (около 7%). Из-за того, что температура РЖ больше допустимых значений входят из строя главные гидронасосы (около 5%), отказы блоков золотниковых распределителей и предохранительных клапанов составляют (около 4%) и около 4% это другие отказы [6]

1.4. Цели и задачи исследования

Не смотря на то, что процент отказов, непосредственной причиной которых является перегрев рабочей жидкости, не велик (около 5%), это одни из самых затратных отказов т.к. ремонт или замена главных гидронасосов длительная и дорогостоящая процедура. Второй отрицательный момент перегрева рабочей жидкости это увеличенная скорость старения рабочей жидкости. В климатических условиях Вьетнама срок жизни рабочей жидкости сокращается в разы, а стоимость качественной легированной рабочей жидкости в объеме гидросистемы экскаватора (400-600 л.) велика и процедура замены может занимать 8-10 часов. Состарившая жидкость обычно разлагается на жидкую и густую фракции (битумы). Битумы забивают зазоры и могут служить причиной выхода из строя клапанов, дросселирующих и управляющих устройств. Таким образом перегрев рабочей жидкости служит косвенной причиной еще 8-16% отказов дорогостоящего оборудования.

Несоответствие системы охлаждения рабочей жидкости гидросистемы карьерных гидравлических экскаваторов условиям эксплуатации во Вьетнаме требует исследования и поиска решений следующих задач:

1. Исследовать гидравлические схемы карьерных экскаваторов эксплуатируемых во Вьетнаме и установит типовую структуру гидропривода карьерного гидравлического экскаватора и на ее основе определить основные источники нагрева рабочей жидкости и основные устройства, обеспечивающие отдачу тепла в окружающую среду;

2. Исследовать влияние повышения температуры рабочей жидкости на утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе типовой гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора;

3. Изучить рабочий цикл гидравлического экскаватора и на его основе выполнить расчет потерь энергии в устройствах определенных в первой задаче и таким образом определить количество тепла, поглощаемое рабочей жидкостью гидросистемы;

4. Составить математическую модель теплоотдачи элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора определенных в первой задаче с учетом зависимости механических и теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха от температуры;

5. На основе математической модели разработать алгоритм расчета составить блок-схему и расчетную программу позволяющую оценивать соотношение выделяемого и отдаваемого тепла и находить точки теплового равновесия гидросистемы карьерного экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам;

6. Исследовать, влияние конструктивных параметров на интенсивность теплоотдачи охладителя гидросистемы, подходящего для мощности экскаваторов и условий эксплуатации Вьетнама, помогающего поддерживать температуру рабочей жидкости ниже 70°C и определить их рекомендуемые значения.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

2.1. Базовая принципиальная гидравлическая схема карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме

В зависимости от производителя оборудования (Komatsu, Caterpillar-CAT, Doosan, Hitachi и т. д.) или мощности экскаватора, их гидравлические системы могут различаться. Однако основная структура гидравлической схемы карьерных экскаваторов, используемых во Вьетнаме, соответствует рис. 2.1.

Главный насосный агрегат (4, 5) - это аксиально-поршневые насосы, обеспечивающие работу всей гидросистемы экскаватора. В зависимости от типа экскаватора и его мощности количество главных гидравлических насосов может варьироваться.

В большинстве гидравлических систем карьерных экскаваторов, работающих в настоящее время во Вьетнаме, используется два главных насосных агрегата. В свою очередь, главный гидравлический насос представляет собой двойной аксиально-поршневой насос (4.1, 5.1 - передний насос и 4.2, 5.2 - задний насос). В гидравлических экскаваторах большой мощности для подачи жидкости на вход основного насоса используется центробежный насос (4.3, 5.3). Это делается чтобы избежать кавитации в линии всасывания главного насоса.

Гидробак (1) закрытого типа. Предохранительные клапаны (2) установлены на крышке гидробака для выпуска газа из внутреннего гидробака в окружающую среду. Преимущество гидробака закрытого типа заключается в предотвращении попадания абразивных частиц, пыли из окружающей среды в рабочую жидкость.

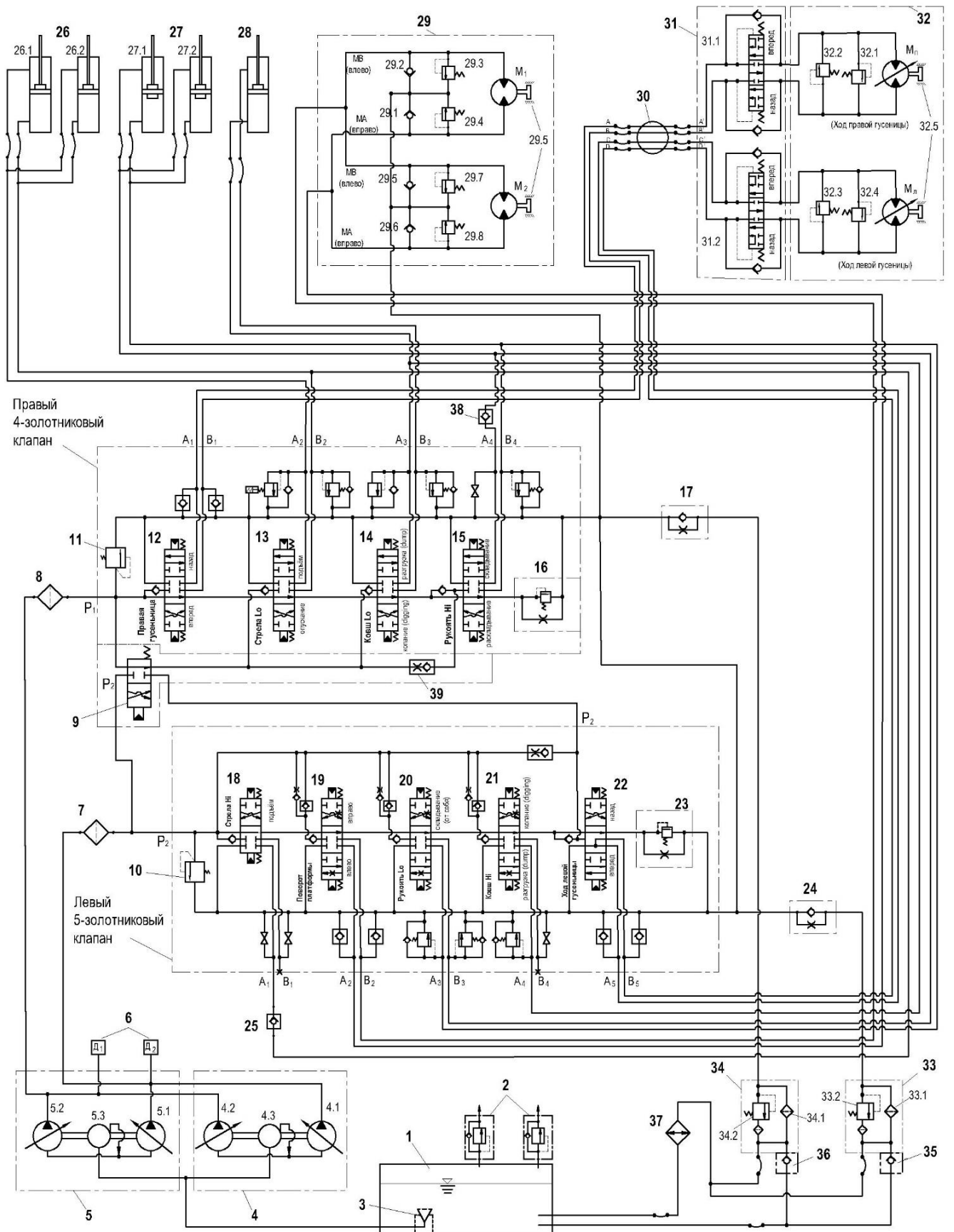


Рисунок 2.1 - Принципиальная гидравлическая основная схема карьерных экскаваторов

1 – гидробак; 2 – предохранительный клапан; 3 - всасывающий фильтр; 4 - главный гидронасос 1; 4.1, 5.1 – задний гидронасос; 4.2, 5.2 – передний гидронасос; 4.3, 5.3 – подпиточные насосы; 6 – датчик давления; 7, 8 –фильтр; 9 – распределитель управления ходовой частью; 10, 11 - нагрузочные клапаны; 12, 13, 14, 15, 18, 19, 20, 21, 22 – золотниковые гидрораспределители ; 16, 23 - дроссель нерегулируемый с перепускным клапаном; 17, 24 - дроссель нерегулируемый с обратным клапаном; 26 – гидроцилиндры стрелы; 27 - гидроцилиндры рукояти; 28 - гидроцилиндр ковша; M_1 , M_2 - гидромоторы поворота платформы; 30 – поворотный узел; 31 – блок управления гусеницами; 32 – $M_{п}$, $M_{л}$ - гидромоторы передвижения; 33, 34 - фильтр возвратного контура с перепускным клапаном; 25,35,36,38 - обратные клапаны; 29.5, 32.5 – гидротормозы; 37 – охладитель; 39 – дроссель одностороннего действия.

В гидросистемах существует три основных источника нагрева:

- Потери энергии в гидронасосах и гидромоторах, вызванные внутренним трением жидкости, вязкостью и утечками;
- Потери энергии в трубопроводах клапанах и аппаратах управления;
- Потери энергии при дроссельном регулировании и при частичном или полном протекании потока через предохранительный клапан.

Кроме этого, тепло выделяется в результате трения, например в распределительных устройствах насосов и гидромоторов, подшипниках скольжения и местах сопряжения узлов и деталей гидросистем, совершающих относительное движение под нагрузкой. Также гидросистема может поглощать тепло солнечного излучения и окружающих горячих предметов, например, таких как двигатель внутреннего сгорания.

Авторы многих предыдущих исследований пришли к выводу, что максимально допустимой установившейся температурой для объёмного гидропривода принято считать температуру не выше 70°C. С повышением температуры рабочей жидкости на каждые 10 °C, скорость её окисления практически удваивается. Вместе с этим растет количество отказов, снижается долговечность и надежность гидравлической системы [10, 16]. Поэтому в каждой

гидросистеме карьерного экскаватора во Вьетнаме, присутствует охладитель (37), чтобы отводить тепло, которое образуется при эксплуатации.

2.2. Влияние температуры рабочей жидкости на утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме карьерного экскаватора

2.2.1. Анализ природы утечек рабочей жидкости в аксиально-поршневом насосе

Рабочая жидкость в гидравлических приводах является средой передачи механической энергии от насоса к гидравлическому двигателю, обеспечивает смазку, охлаждение и вымывание продуктов износа в насосе. Функцию поглощения и отведения тепла выделяющегося при работе механизмов и преобразовании энергии, также выполняет рабочая жидкость гидросистемы. В процессе работы гидропривода температура рабочей жидкости постепенно повышается, пока не достигнет своего максимума, который определен балансом тепловыделения гидросистемы и температурой окружающей среды.

Изменение внешних условий нарушает температурный баланс системы, что может привести к росту температуры рабочей жидкости. Увеличение температуры рабочей жидкости приводит к снижению ее вязкости, что влечет за собой увеличение утечек, снижение подачи, мощности, производительности и срока службы аксиально-поршневых насосов, ускоряет износ подвижных частей, а также снижение жесткости и надежности всей системы гидравлического привода.

Аксиально-поршневые насосы имеют ряд преимуществ по сравнению с другими гидравлическими насосами, такие как: компактные размеры, высокое рабочее давление, высокая надежность низкий уровень шума. Сумма всех этих преимуществ определила широкое использование аксиально-поршневых насосов во многих системах гидравлического привода, в том числе в карьерных гидравлических экскаваторах и других горных машинах.

Утечки рабочей жидкости в аксиально-поршневом насосе происходят по трём контактирующим поверхностям: между плунжером и блоком цилиндров (Q_{pc}), между блоком цилиндров и распределительным диском (Q_{ps}), и в сферическом шарнире между башмаком и плунжером (Q_{cv}). Объем утечек Q_{ps} и Q_{cv} поддерживается в насосе не постоянном уровне, за счет пружины, которая всегда прижимает поверхности трения сокращая до минимума зазор между ними. Общий расход рабочей жидкости через эти поверхности трения, обычно не велик и составляет около 3% от подачи насоса [2]. Поэтому в данной части мы будем исследовать величину и характер утечек рабочей жидкости через поверхность трения между плунжером и блоком цилиндров. Исследование выполнено применительно к гидравлическому насосу HPV95, используемому в ряде моделей гидравлических карьерных экскаваторов Komatsu.

Выполненное в данной работе численное моделирование работы аксиально-поршневого насоса позволяет оценить характер и величину изменения утечек с ростом температуры рабочей жидкости.

2.2.2. Математическая модель процесса расчета утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме

Когда работает аксиально-поршневой насос, блок цилиндров движется вокруг вала насоса, создавая центробежную силу, заставляя поршни плотно прилипать к боковой стороне отверстий поршня цилиндра, образуя эксцентричный кольцевой зазор между поршнем и отверстием цилиндра (рис. 2.2). В процессе работы насоса из-за разности давлений некоторое количество рабочей жидкости всегда протекает через этот зазор в корпус насоса. Объем этих утечек зависит от сопротивления кольцевого канала, которое меняется в зависимости от положения поршня в рабочей камере блока цилиндров.

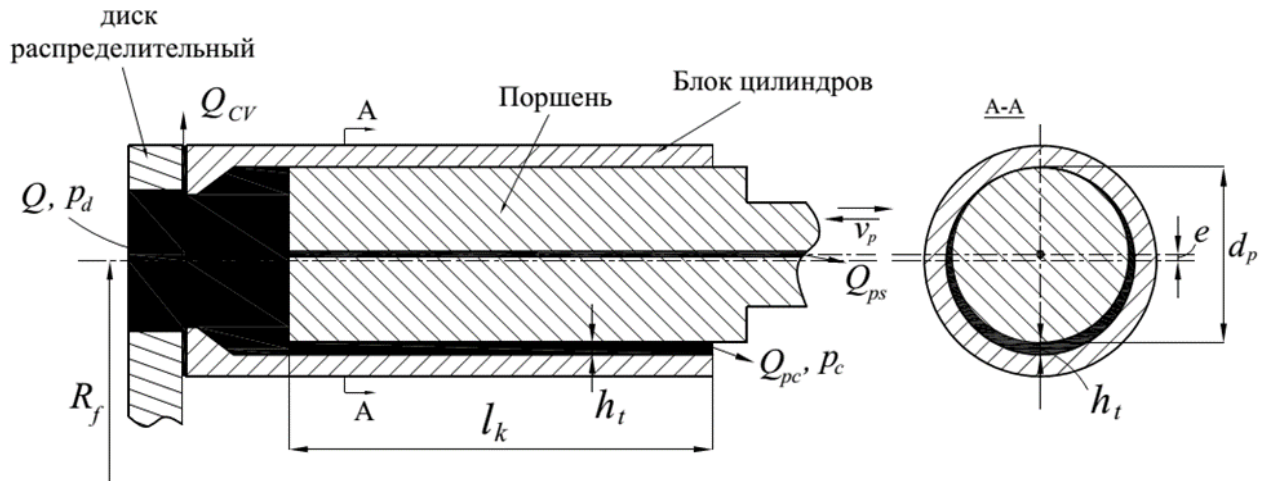


Рисунок 2.2 - Схема для определения утечки РЖ через зазор между поршнем и цилиндром

Чтобы определить величину утечек рабочей жидкости в зазоре между плунжером и цилиндром, мы используем обобщенное уравнение Рейнольдса для потока жидкости через узкий зазор. Для разработки математической модели процесса были приняты следующие допущения:

- Масляная пленка в зазоре между плунжером и цилиндром очень тонкая имеет незначительную массу, таким образом, не учитываются действие силы тяжести;
- Поскольку масляная пленка тонкая, давление предполагается постоянным по всей пленке в направлении радиуса;
- Поток рабочей жидкости в зазоре – ламинарный режим;
- Силы инерции и поверхностного натяжения незначительны по сравнению с вязкими силами;
- Вязкость смазки постоянна по всей пленке.

После выполнения производной обобщенного уравнения Рейнольдса, уравнение для определения утечек рабочей жидкости в зазоре между поршнем и цилиндром принимает следующий вид [17, 18, 20]:

$$Q_{PC} = \frac{\pi d_p h_t^3 (p_d - p_c)}{12 \mu l_k} (1 + 1,5 \eta^2) - \frac{\pi d_p v_p h_t}{2} \quad (2.1)$$

где: d_p - диаметр поршня (м), h_t - диаметральный зазор между плунжером и цилиндром (м), p_d - давление в напорной линии насоса (Па), p_c - давление в корпусе насоса (Па), μ - динамическая вязкость рабочей жидкости (Па·с), l_k - длина участка плунжера, остающегося в цилиндре (м), η - относительный эксцентриситет, v_p - осевая скорость поршня относительно цилиндра (м/с).

Относительный эксцентриситет определяется по формуле [17, 20]:

$$\eta = \frac{e}{h_t} \quad (2.2)$$

где e - эксцентриситет плунжера относительно цилиндра (м)

В аксиально-поршневых насосах с наклонным диском крутящий момент на упорный диск и блок цилиндров передается через вал, а зазор между плунжером и цилиндром мал и его величина сравнима с толщиной масляной пленки на трущихся поверхностях, поэтому можно предположить, что оси поршня и цилиндра совпадают, поэтому принимаем $e = 0$ отсюда $\eta = 0$.

Изменение вязкости рабочей жидкости зависит от изменения давления и температуры и носит экспоненциальный характер [18]:

$$\mu = \mu_0 e^{ap_d - b(T - T_0)} \quad (2.3)$$

где μ_0 - динамическая вязкость рабочей жидкости при температуре T_0 (°C) и давлении 10^5 (Па), a, b - эмпирические коэффициенты, T, T_0 - температуры рабочей жидкости (°C);

Для того, чтобы избежать перекосов и закусывания плунжеров, длина плунжера, остающаяся в цилиндре не должна быть меньше 1,5-2 диаметров [6], но в регулируемом насосе она изменяется еще в зависимости от величины подачи и изменяется с углом поворота приводного вала и определяется следующим образом [17, 20]:

$$l_k = L_0 + R_f(1 - \cos\omega t)tg\beta \quad (2.4)$$

где β - угол наклона упорного диска, (рад); ω - угловая скорость блока цилиндра, (рад/с); t - время (с); R_f - радиус распределения поршней, (м); L_0 - длина части плунжера в цилиндре при угле наклона упорного диска $\beta = 0^\circ$, (м).

Осевая скорость одного поршня относительно цилиндра определяется следующим образом [17, 20]:

$$v_p = \omega R_f \operatorname{tg} \beta \sin \omega t \quad (2.5)$$

Формула (2-1) не учитывает режим работы камер аксиально-поршневого насоса. Рабочий цикл камеры объемного насоса можно разделить на заполнение, отсечение, вытеснение. В режиме всасывания давление в рабочей камере меньше, чем в корпусе насоса и утечек не происходит. Они происходят только в процессе вытеснения. Поскольку в процессе отсечения уже происходит выравнивание давления между камерой и последующей гидравлической линией, а также для упрощения математической модели мы приняли, что длительность заполнения и нагнетания равны половине времени рабочего цикла камеры.

Отсюда фактическая подача насоса:

$$Q_\phi = Q - (Q_{PS} + Q_{CV}) - Q_{PC} = Q - 0,03Q - Q_{PC} = 0,97Q - Q_{PC} \quad (2.6)$$

где Q - геометрическая подача насоса.

Фактическая мощность насоса [21]:

$$N_\phi = \frac{Q_t p_d}{\eta_0 \eta_{\text{мех}}} \quad (2.7)$$

где $\eta_0, \eta_{\text{мех}}$ - объёмный КПД и механический КПД соответственно.

Из уравнений (2-1) - (2-7) сформулируем математическую модель процесса расчета утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{PC} = \frac{\pi d_p h_t^3 (p_d - p_c)}{12 \mu l_k} (1 + 1,5 \eta^2) - \frac{\pi d_p v_p h_t}{2} \\ \eta = \frac{e}{h_t} \\ \mu = \mu_0 e^{ap_d - b(T - T_0)} \\ l_k = L_0 + R_f (1 - \cos \omega t) \operatorname{tg} \beta \\ v_p = \omega R_f \operatorname{tg} \beta \sin \omega t \\ Q_\phi = Q - (Q_{PS} + Q_{CV}) - Q_{PC} = 0,97Q - Q_{PC} \\ N_\phi = \frac{Q_t p_d}{\eta_0 \eta_{\text{мех}}} \end{array} \right.$$

2.2.3. Построение блок-схемы для процесса расчета и моделирование с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink

Блок-схема алгоритма для процесса расчета утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе показана на рис.

2.3.

Составленная в программе Matlab-Simulink 7.04 на основе выбранных формул математическая модель использована нами для анализа утечек в рабочем процессе аксиально-поршневого насоса. Исходя из конструкции насоса HPV95, режимов и условий работы карьерного гидравлического экскаватора, на примере угольного разреза Хонгайского угольного бассейна республики Вьетнам, для симуляционного анализа были выбраны следующие исходные данные: $\mu_0 = 0,1$ Па·с, $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $T_1 = 80^\circ\text{C}$, $T_2 = 90^\circ\text{C}$, $T_3 = 100^\circ\text{C}$, $T_4 = T_{\text{max}} = 110^\circ\text{C}$, $h_t = 16$ мкм, $p = 14$ МПа, $p_c = 1,3$ Па, $L_0 = 34$ мм, $R_f = 35$ мм, $n = 1800$

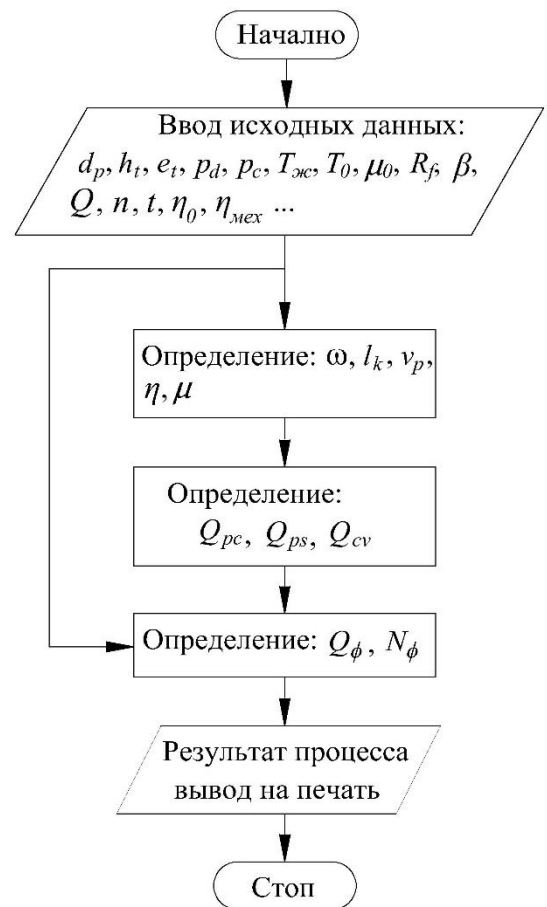


Рисунок 2.3 - Блок-схема для процесса расчета утечки и

об/мин, $\beta = 19^0$, $Q = 160$ л/мин $= 2,7 \cdot 10^{-3}$ м³/с, число рабочих камер насоса $m = 9$, $d_p = 16$ мм, $\eta_0 = 0,9$, $\eta_{\text{мех}} = 0,85$.

Результаты моделирования параметров рабочего процесса АПН показаны на рисунках 2.4 – 2.8.

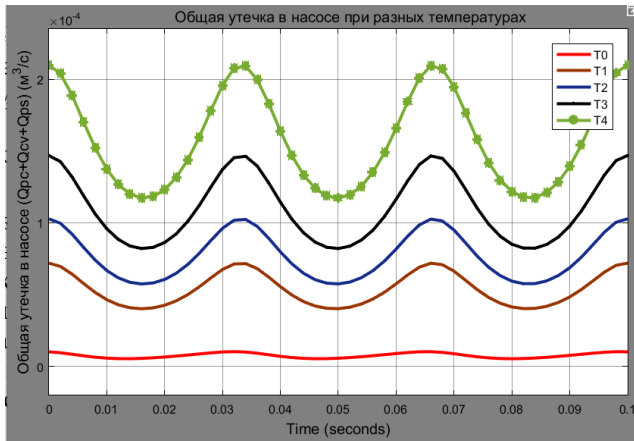


Рисунок 2.4 - Общие утечки в насосе при разных температурах T_0, T_1, T_2, T_3, T_4

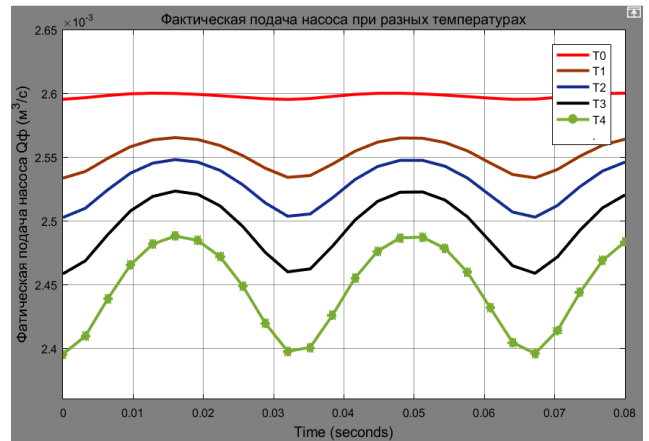


Рисунок 2.5 - Фактическая подача насоса (Q_ϕ) при разных температурах T_0, T_1, T_2, T_3, T_4

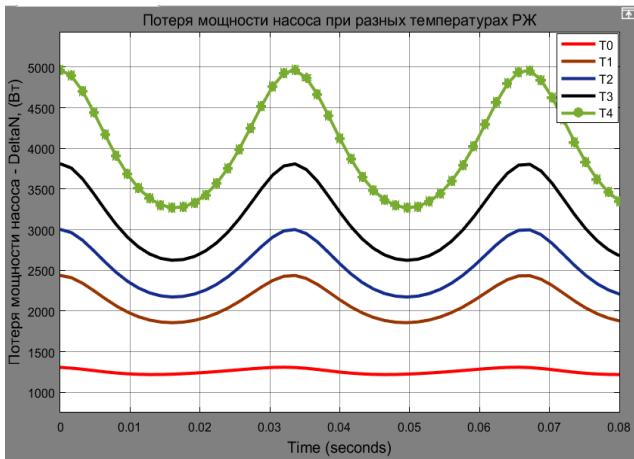


Рисунок 2.6 - Потери мощности насоса $\Delta N = N - N_\phi$ при разных температурах T_0, T_1, T_2, T_3, T_4

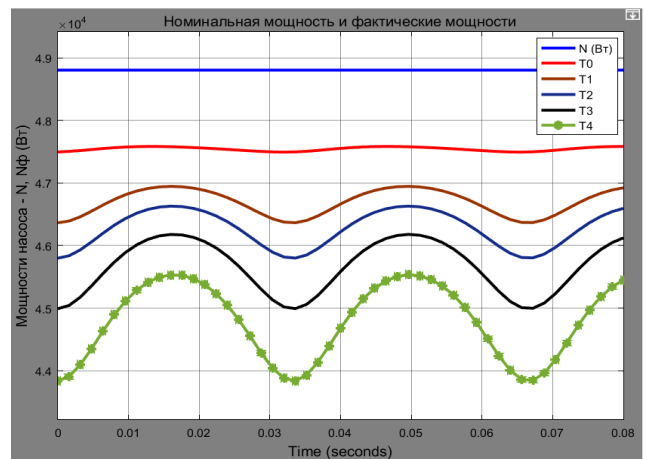


Рисунок 2.7 - Номинальная мощность N и фактическая мощность насоса при разных температурах T_0, T_1, T_2, T_3, T_4

Из графиков на рисунках 2.4 – 2.8 видно, что:

- При повышении температуры рабочей жидкости $T = [25, 80, 90, 100, 110]^{\circ}\text{C}$, общие утечки будут нелинейно возрастать по абсолютному значению $Q_{\text{утеч.}} = [0,1 \cdot 10^{-4}; 0,72 \cdot 10^{-4}; 1,03 \cdot 10^{-4}; 1,47 \cdot 10^{-4}; 2,1 \cdot 10^{-4}]$, ($\text{м}^3/\text{с}$);

- При увеличении температуры рабочей жидкости в 1,375 раза (от 80°C до 110°C), общие утечки в насосе увеличатся в 2,92 раза (от $0,72 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ до $2,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$).

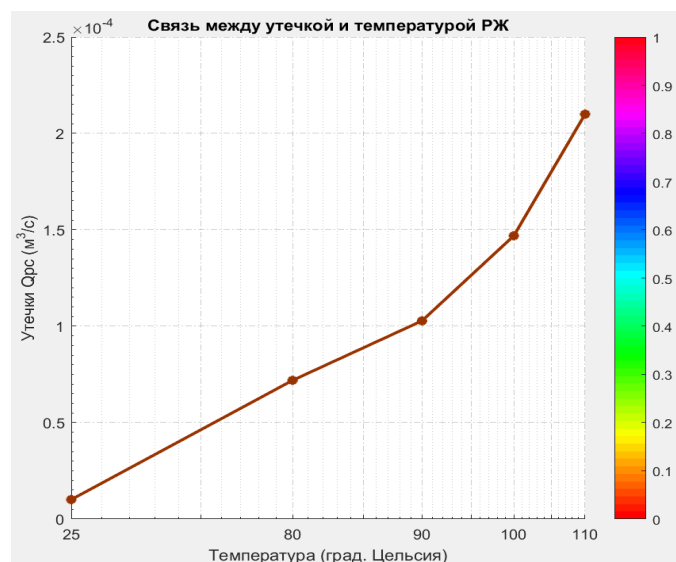


Рисунок 2.8 - Связь между утечками и температурой рабочей жидкости

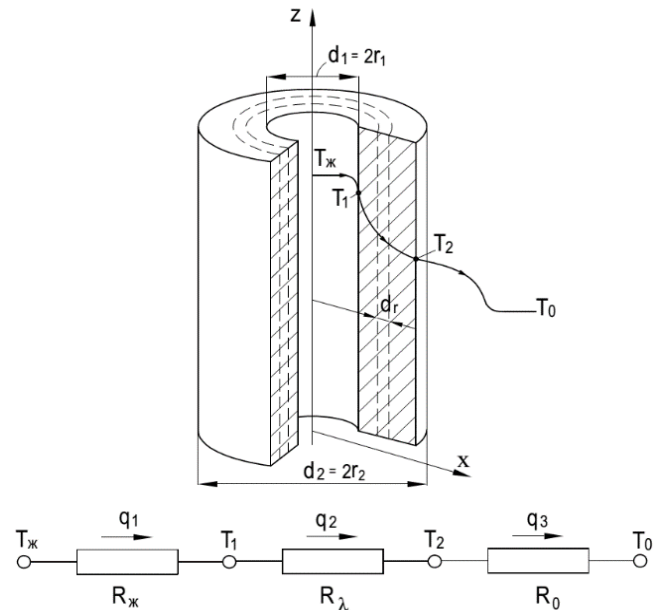
Также из графиков рис. 2.7, 2.8 можно сделать вывод, что с ростом температуры рабочей жидкости растет амплитуда пульсации утечек. В рассматриваемом диапазоне температур ($80 - 110^{\circ}\text{C}$) амплитуда выросла в 2,85 раза. В результате, увеличивается амплитуда пульсации подачи насоса, что в свою очередь приводит к пульсации давления и росту вибрации в системе гидравлического привода. Причина этих изменений в уменьшении гидравлического сопротивления кольцевого канала между плунжером и блоком цилиндров.

График на рис. 2.8 показывает, величину и характер изменения фактической мощности относительно ее теоретического значения при изменении температуры рабочей жидкости в выбранном диапазоне. Уменьшение мощности насоса ведёт к снижению мощности системы гидравлического привода в целом. Снижение мощности, рост вибрации и пульсаций давления приводят к снижению надежности работы гидравлической системы.

2.3. Исследование теплопередачи элементов в гидросистеме карьерного экскаватора

2.3.1. Исследование теплопередачи гидролинии

Процесс отдачи тепла от рабочей жидкости протекающей в гидролиниях в окружающую среду происходит в трех непрерывных процессах: теплоотдача вынужденной конвекцией из рабочей жидкости на внутреннюю поверхность гидролинии ($q_1, \text{Вт}$); теплопередача через стенку гидролинии ($q_2, \text{Вт}$) и теплоотдача свободной конвекцией от наружной поверхности гидролинии в окружающую среду ($q_3, \text{Вт}$). (рис. 2.9)



Количество тепла, передаваемого вынужденной конвекцией от рабочей жидкости к внутренней поверхности гидролинии в единицу времени (в одну секунду) определяется по формуле Ньютона-Рихмана [10, 11]:

Рисунок 2.9 - Схема расчета теплопередачи от рабочей жидкости в гидролинии

$$q_1 = \alpha_{\text{ж}} F_1 (T_{\text{ж}} - T_1) \quad (2.8)$$

где $T_{\text{ж}}$ – температура рабочей жидкости, ($^{\circ}\text{C}$); T_1 – температура внутренней поверхности трубы, ($^{\circ}\text{C}$); F_1 – площадь внутренней поверхности трубы, (м^2):

$$F_1 = \pi d_1 l \quad (2.9)$$

здесь d_1 – внутренний диаметр трубы, (м); l – длина трубы, (м).

$\alpha_{\text{ж}}$ – коэффициент теплоотдачи вынужденного потока рабочей жидкости в трубе, (Вт/м²/°С). Этот коэффициент определяется с помощью уравнения Дитта-Боултера (Dittus and Boelter) и число Нуссельта следующим образом [10, 11]:

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha_{\text{ж}} d_1}{\lambda_{\text{ж}}} \quad (2.10)$$

отсюда мы имеем:

$$\alpha_{\text{ж}} = \overline{Nu} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_1} \quad (2.11)$$

здесь $\lambda_{\text{ж}}$ - коэффициент теплопроводности рабочей жидкости, Вт/(м.°С).

Значение среднего числа Нуссельта ($\overline{Nu}$) зависит от режима движения потока рабочей жидкости в трубе (ламинарный, турбулентный или переходный режим), длины и диаметра гидролинии и т. д., определяемый по экспериментальным формулам следующим образом:

+ Для ламинарного режима движения ($Re \leq 2300$), [22]:

$$\overline{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{d_1}{L} \right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d_1}{L} \right) \cdot Re \cdot Pr \right]^{2/3}} \quad (2.12)$$

+ Для турбулентного режима движения ($Re \geq 10^4$), [22]:

$$\overline{Nu} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.13)$$

+ Для переходного режима движения ($2300 < Re < 10^4$), [26]:

$$\overline{Nu} = 0,00069 \cdot Re^{1,24} \cdot Pr^{0,5} \quad (2.14)$$

где: d_1 – диаметр труб, (м); L – длина гидротрубы, (м); число Прандтля при температуре потока рабочей жидкости:

$$Pr = \frac{\mu_{\text{ж}} c_p}{\lambda_{\text{ж}}} \quad (2.15)$$

число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\bar{V} d_1}{\nu_{\text{ж}}} \quad (2.16)$$

где: c_p – удельная теплоёмкость РЖ, (Дж.(кг.°С)). Для масла Shell tellus S2V-46 $c_p = 1964$ Дж.(кг.°С) [16]; d_1 - внутренний диаметр трубы, (м); $\bar{V}$ - средняя скорость потока рабочей жидкости в трубе, (м/с), определяемая по формуле:

$$\bar{V} = \frac{4G_{\text{ж}}}{\pi d_1^2} \quad (2.17)$$

$G_{\text{ж}}$ – объёмный расход потока рабочей жидкости в трубе, (м³/с); $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности, (м²/с). Теплопроводность рабочей жидкости уменьшается с повышением температуры. В частности зависимость коэффициента теплопроводности минеральных масел от температуры имеет вид [22, 27]:

$$\lambda = \lambda_0(1 \pm bT) \quad (2.18)$$

где: λ_0 , λ - коэффициенты теплопроводности рабочей жидкости соответственно при её температурах T_0 и T ; выберем знак «-», когда $T > T_0$ и наоборот; b - постоянная, определяемая опытным путем. Для рабочей жидкости Shell Tellus-46 в диапазоне температуры $T_{\text{ж}} = (0 \div 110)^\circ\text{C}$ выражение (2-18) имеет следующий вид [28]:

$$\lambda = 0,13(1 - 0,00054 \cdot T_{\text{ж}}) \quad (2.19)$$

На основании графика вязкости-температуры рабочей жидкости Shell Tellus S2V-46 (в ее каталоге) и применения метода математической интерполяции

установлены следующие уравнения зависимости кинематической вязкости для различных температурных интервалов:

Таблица 2.1.

Уравнения зависимости кинематической вязкости от температуры

температурные интервалы (°C)	Уравнения зависимости кинематической вязкости от температуры
[0÷10]	$\nu_{\text{ж}} = 0,9T_{\text{ж}}^2 - 30,5T_{\text{ж}} + 430$
(10÷20]	$\nu_{\text{ж}} = 0,6T_{\text{ж}}^2 - 28T_{\text{ж}} + 435$
(20÷30]	$\nu_{\text{ж}} = 0,14T_{\text{ж}}^2 - 11,3T_{\text{ж}} + 285$
(30÷40]	$\nu_{\text{ж}} = 0,04T_{\text{ж}}^2 - 5,4T_{\text{ж}} + 198$
(40÷110]	$46 \left(\frac{40}{T_{\text{ж}}} \right)^{0,559}$

Жёсткие гидролинии изготавливают из стальных, латунных или медных труб. Гибкие гидролинии делятся на следующие типы: армированные - рукава высокого давления (РВД); рукава без металлической армировки - шланги. Для простоты предположим, что гидролинии в гидросистеме экскаватора имеют только один однородный слой. Согласно закону Фурье, количество теплоты, проходящее через однослойную цилиндрическую стенку гидролинии в единицу времени, равно [10, 11]:

$$q_2 = -\lambda \frac{dt}{dr} F = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} \quad (2.20)$$

где: λ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубы (например: сталь, резины и др.), Вт/(м·°C); T_1, T_2 – температура внутренней и внешней поверхности гидролинии, (°C); d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметр гидролинии, (м); L – длина трубы, (м).

Тепло, отдаваемое в окружающий воздух свободной конвекционной теплоотдачей с наружной поверхности гидролинии в единицу времени, равно [10, 11]:

$$q_3 = \alpha_o F_2 (T_2 - T_o) \quad (2.21)$$

где: T_2 – температура наружной поверхности трубы, (°C); T_o – температура окружающего воздуха, (°C); F_2 – площадь внешней поверхности трубы, (м²):

$$F_2 = \pi d_2 l \quad (2.22)$$

здесь: l – длина трубы, (м); α_o – коэффициент теплоотдачи свободной конвекции с наружной поверхности гидролинии в окружающий воздух, Вт/(м²·°C). Этот коэффициент определяется по формулам J. P. Holman следующим образом [22]:

+ При $10^4 < Gr_f \cdot Pr_f < 10^9$:

$$\alpha_o = 1,32 \left(\frac{T_2 - T_o}{d_2} \right)^{1/4} \quad (2-23)$$

+ При $Gr_f \cdot Pr_f > 10^9$:

$$\alpha_o = 1,24 (T_2 - T_o)^{1/3} \quad (2-24)$$

+ При $10^{-1} \leq Gr_f \cdot Pr_f \leq 10^4$: на основании графика рис. 7. 6 в книге автора J. P. Holman [22] и применения метода математической интерполяции нашли следующие уравнения зависимости числа Нуссельта от произведения $(Gr_f \cdot Pr_f)$ в таблице 2.2:

Таблица 2.2.

Зависимость числа Нуссельта от произведения ($Gr_f \cdot Pr_f$)

Произведение ($Ra_f = Gr_f \cdot Pr_f$)	Уравнения числа Нуссельта - $\overline{Nu}$
$[0,1 \div 10]$	$\overline{Nu} = 0,081 \cdot Ra_f + 0,692$
$(10 \div 10^2]$	$\overline{Nu} = 0,0056 \cdot Ra_f + 1,45$
$(10^2 \div 10^3]$	$\overline{Nu} = 0,0011 \cdot Ra_f + 1,9$
$(10^3 \div 10^4]$	$\overline{Nu} = 0,0003 \cdot Ra_f + 2,6$

После того, как найдено значение числа $\overline{Nu}$, мы вычисляем значение коэффициента теплоотдачи свободной конвекции (α_o) в диапазоне $Ra_f = [0,1 \div 10^4]$ следующим образом:

$$\alpha_o = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_f}{d_2} \quad (2.25)$$

где: d_2 - наружный диаметр трубы, (м); λ_f - коэффициенты теплопроводности воздуха в пограничном слое, Вт/(м. 0 С);

Число Грасгофа, определяется по следующей формуле [10, 11]:

$$Gr_f = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d_2^3}{\nu_f^2} \quad (2.26)$$

где: g – ускорение силы тяжести, ($\text{м}^2/\text{с}$); β – температурный коэффициент объемного расширения воздуха, ($1/\text{K}$). Для газов температурный коэффициент объемного расширения определяется по формуле [10, 11]:

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273} \quad (2.27)$$

$\Delta T = (T_f - T_0)$ – это определяющая (характерная) разность температур, (°C); $T_f = (T_2 - T_0)/2$ – температура воздуха в пограничном слое, (°C); Pr_f – число Прандтля в пограничном слое, определяется по следующей формуле: $Pr_f = \mu_f \cdot c_p / \lambda_f = \rho_f \cdot v_f c_p / \lambda_f$. На основании таблицы физических свойств сухого воздуха [11] и метода математической интерполяции нашли уравнения, описывающие эти параметры следующим образом:

Таблица 2.3.

Зависимость параметров λ_f, ρ_f, v_f от температуры T_f

Уравнения параметров	единица
$\lambda_f = 0,0244(1 + 0,0033.T_f)$	Вт/(м. °C)
$\rho_f = 1,293(1 - 0,00295.T_f)$	кг/м ³
$v_f = 1,328 \cdot 10^{-5}(1 + 0,0071.T_f)$	м ² /с

Предположим потерю тепла в окружающую среду равно 0. Температура гидросистемы в процессе работы меньше 200°C, поэтому нет необходимости считать тепло, отдаваемое тепловым излучением [16, 27]. Количество тепла, отдаваемое из гидролинии длиной L (м) диаметром d (м) в единицу времени (в секунду), составляет:

$$q_t = q_1 = q_2 = q_3 \quad (2.28)$$

Следовательно, значение тепла, отдаваемого из гидролинии за время τ сек. (Q_t , Вт) можно определить по формуле :

$$Q_t = q_t \tau \quad (2.29)$$

Общее количество тепла, вырабатываемое из n участки гидролинии в гидросистеме, составляет:

$$\sum Q_{\tau} = \sum_{i=1}^n (q_{ti}) \tau \quad (2.30)$$

где n – число участков гидролинии ($n = 1, 2, 3 \dots$)

2.3.2. Исследование теплоотдачи гидробака

В гидробаке гидросистемы, в разных точках (разных местах), температура рабочей жидкости и стенки гидробака различны. Однако эти различия температур малы, поэтому их можно игнорировать и предположить, что в гидробаке температура рабочей жидкости во всех точках одинакова ($T_{ж}$).

Процесс теплоотдачи из рабочей жидкости в гидробаке в окружающую среду включает в себя процессы: теплопередачи через вертикальную стенку и дно, затем процесс теплоотдачи от их внешней поверхности в окружающую среду свободной конвекцией; процесс отдачи тепла путем свободной конвекции в замкнутом пространстве от поверхности рабочей жидкости к внутренней поверхности верхней стенки, также процесс теплопередачи от поверхности внутренней до внешней, наконец, от наружной поверхности верхней стенки гидробака в окружающую среду свободной конвекцией (рис. 2.10).

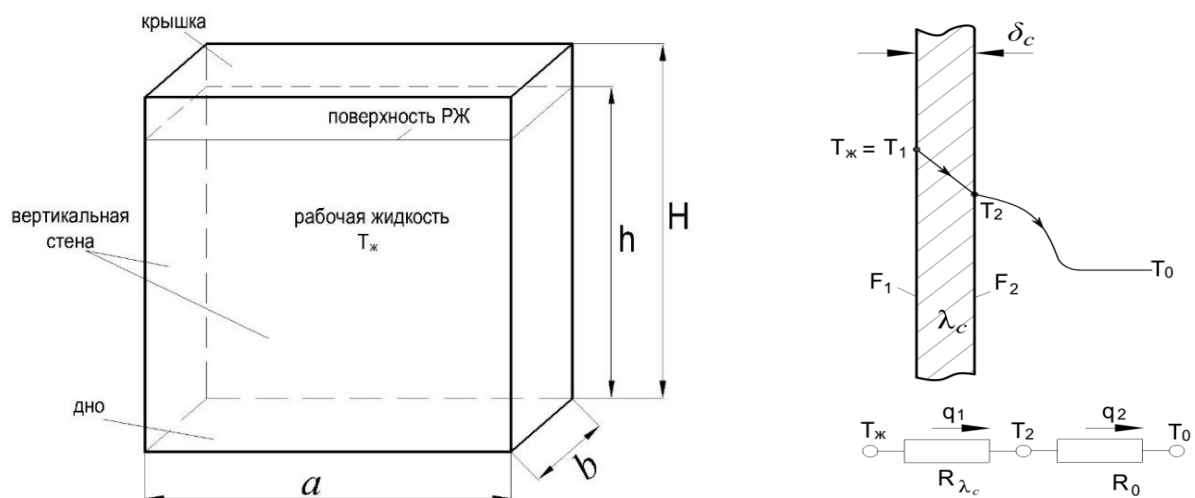


Рисунок 2.10 - Основные геометрические размеры гидробака

Процесс теплопередачи через вертикальную стенку и горизонтальную дна гидробака: Согласно закону Фурье, количество теплоты, проходящего через однослойную плоскую стенку гидробака в единицу времени (q_B , Вт), равно:

$$q_B = F_{1B} \frac{\lambda_c}{\delta_c} (T_{\text{ж}} - T_2) \quad (2.31)$$

где: λ_c - коэффициент теплопередачи материала стенки, (Вт/м/°C); δ_c - толщина стенки гидробака, (м); $T_{\text{ж}}$ - температура рабочей жидкости в гидробаке, (°C); T_2 - температура внешней поверхности стенки гидробака, (°C); F_{1B} - площадь внутренней вертикальной поверхности, где прямой контакт с рабочей жидкостью, (м²), определяемая по следующему выражению:

$$F_{1B} = 2h(a + b) \quad (2.32)$$

Тепло, отдаваемое в окружающую среду воздуха свободной конвекцией от наружной вертикальной поверхности стенки гидробака в единицу времени (q'_B , Вт), равно:

$$q'_B = \alpha_{OB} F_{2B} (T_2 - T_o) \quad (2.33)$$

где: T_o - температура окружающего воздуха, (°C); F_{2B} - площадь наружной вертикальной поверхности, (м²), определяемая по следующему выражению:

$$F_{2B} = 2H(a + b) \quad (2.34)$$

α_{OB} - коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от вертикальной поверхности гидробака в воздух, Вт/(м²·°C), определяемый по следующим формулам [22]:

+ Если $10^4 < Gr_f \cdot Pr_f < 10^9$:

$$\alpha_{OB} = 1,42 \left(\frac{T_2 - T_o}{H} \right)^{1/4} \quad (2.35)$$

+ Если $Gr_f \cdot Pr_f > 10^9$:

$$\alpha_{0B} = 1,31(T_2 - T_0)^{1/3} \quad (2.36)$$

+ Если $10^{-1} \leq Gr_f \cdot Pr_f \leq 10^4$: на основании графика рис. 7-5 в книге автора J. P. Holman [22] и применения метода математической интерполяции нашли следующие уравнения зависимости числа Нуссельта от произведения $(Gr_f \cdot Pr_f)$ в таблице 2.4:

Таблица 2.4.

Зависимость числа Нуссельта от произведения $(Gr_f \cdot Pr_f)$

Произведение ($Ra_f = Gr_f \cdot Pr_f$)	Уравнения числа Нуссельта - $\overline{Nu}$
[0,1÷1,0]	$\overline{Nu} = 0,1111 \cdot Ra_f + 1.4889$
(1,0÷10]	$\overline{Nu} = -0.0079 \cdot Ra_f^2 + 0,1317 \cdot Ra_f + 1.4762$
(10÷10 ²]	$\overline{Nu} = \log_{4,05} Ra_f$
(10 ² ÷10 ³]	$\overline{Nu} = \log_{5,3} Ra_f$
(10 ³ ÷10 ⁴]	$\overline{Nu} = \log_{5,2} Ra_f$

После того, как найдено значение числа $\overline{Nu}$, определим значение коэффициента теплоотдачи свободной конвекции (α_o , Вт/м²/°С) в диапазоне $Ra_f = [0,1 \div 10^4]$ следующим образом:

$$\alpha_{0B} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_f}{H} \quad (2.37)$$

Предполагаем потери тепла в окружающую среду равными 0. Тогда тепло, передаваемое через вертикальную стенку гидробака:

$$q_B = q'_B \quad (2.38)$$

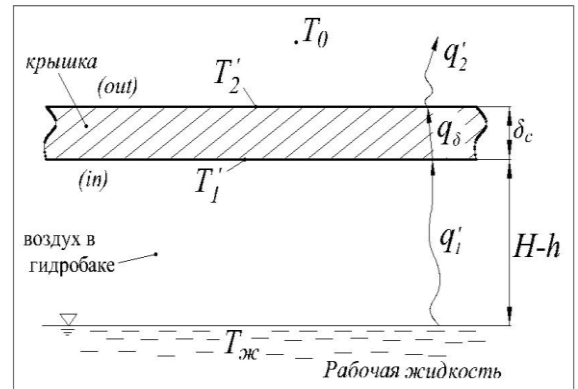
Для горизонтальной пластинки с горячей поверхностью, обращенной вверх, коэффициент теплоотдачи необходимо увеличить на 30%, для пластины

обращенной горячей поверхностью вниз, уменьшать на 30% [10, 29, 30]. Поэтому мы рассчитаем теплопередачу через дно гидробака по следующей формуле:

$$q_d = 0,7 \cdot \alpha_{ов} F_d (T_2 - T_o) \quad (2.39)$$

здесь F_d - площадь поверхности дна гидробака, (m^2).

Теплообмен свободной конвекцией в замкнутом пространстве от поверхности рабочей жидкости до внутренней поверхности крышки (рис. 2.11) [22, 29, 27].



$$q_1' = \overline{Nu}_\delta \frac{\lambda}{H-h} F_k (T_{ж} - T_1') \quad (2.40)$$

Рисунок 2.11 - Теплопередачи через крышку гидробака

где $\overline{Nu}_\delta$ - среднее количество числа Нуссельта (таб. 2.5); λ - коэффициент теплопередачи воздуха, ($Вт/м^{\circ}C$).

Таблица 2.5.

Среднее количество числа Нуссельта

Произведение ($Ra_\delta = Gr_\delta Pr$)	Уравнения числа Нуссельта - $\overline{Nu}_\delta$
< 1700	$\overline{Nu}_\delta = 1$
$[1700 \div 7000]$	$\overline{Nu}_\delta = 0,059 (Gr_\delta Pr)^{0,4}$
$(7000 \div 3,2 \cdot 10^5)$	$\overline{Nu}_\delta = 0,212 (Gr_\delta Pr)^{1/4}$
$> 3,2 \cdot 10^5$	$\overline{Nu}_\delta = 0,061 (Gr_\delta Pr)^{1/3}$

Согласно закону Фурье, тепло, отдаваемое от наружной поверхности крышки бака в окружающую среду, определяется по следующей формуле:

$$q_2' = \alpha_0' F_k (T_2' - T_o) \quad (2.41)$$

где: F_k – площадь поверхности теплообмена крышки гидробака, (м^2); λ_3 – эквивалентный коэффициент теплопередачи через слой воздуха в гидробаке, определяемый по формуле J. P. Holman [22]; α'_0 – коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от наружной поверхности крышки гидробака до окружающего воздуха, ($\text{Вт}/\text{м}^2/^\circ\text{C}$) определяемый по следующим формулам:

+ Если $10^4 < Gr_f \cdot Pr_f < 10^9$:

$$\alpha'_0 = 1,32 \left(\frac{T'_2 - T_0}{L_0} \right)^{1/4} \quad (2.42)$$

+ Если $Gr_f \cdot Pr_f > 10^9$:

$$\alpha'_0 = 1,52 (T'_2 - T_0)^{1/3} \quad (2.43)$$

где $L_0 = \min\{a, b\}$; a, b – размеры крышки гидробака, (м).

Предполагая потерю тепла в окружающую среду равной 0, мы получим следующее выражение:

$$q_k = q'_1 = q_\delta = q'_2 \quad (2.44)$$

Таким образом, общее количество тепла, отдаваемого из гидробака (q_6) в единицу времени, будет равно общему количеству тепла, передаваемого вертикальной стенкой (q_v , Вт), дном (q_d , Вт) и крышкой бака (q_k , Вт), имеем:

$$q_6 = q_v + q_d + q_k \quad (2.45)$$

Следовательно, общее значение тепла, отдаваемого из гидробака за время τ сек (Q_6 , Вт) следующим образом:

$$Q_6 = q_6 \tau \quad (2.46)$$

2.3.3. Исследование теплопередачи охладителя

В настоящее время большинство охладителей с воздушным охлаждением в карьерном экскаваторе обычно изготавливаются из труб овальной формы по следующим основным причинам:

- + Возможность создавать более компактные конструкции теплообменника из-за использования меньших значений поперечного шага ребер S_1 по сравнению с этим параметром пучков круглоребристых труб;
- + Снижение аэродинамического сопротивления потоку вследствие уменьшения ширины отрывной рециркуляционной зоны в задней части;
- + Увеличение длины контакта между низкотемпературным воздухом и стенкой тепловой трубы, что приводит к повышению эффективности теплопередачи.

Поэтому, в диссертации исследован только охладитель с овальной тепловой трубкой (рис. 2.12).

Тепло, отдаваемое вынужденной конвекцией теплообмена от наружной поверхности охладителя гидросистемы к окружающей среде в единицу времени (Q_{m1} , Вт), определяется по следующей формуле [31]:

$$Q_{m1} = U_o F_o \Delta T_{lm} \quad (2.47)$$

где: U_o – общий коэффициент теплоотдачи наружной поверхности охладителя гидросистемы к окружающей среде, Вт/(м² · °С); F_o – полная наружная площадь поверхности теплообменника, (м²); ΔT_{lm} – среднелогарифмический температурный напор в охладителе, °С;

Общее термическое сопротивление (R_o), учитывающее возможные отложения на поверхности, конвективный коэффициент теплоотдачи от труб, термическое сопротивление стенок труб, определяется с помощью выражения: [31, 33, 34, 38]

$$R_0 = \frac{1}{U_o F_0} = \frac{1}{\alpha_{ж} F_i} + R_{от} + \frac{\delta_c}{\lambda_c F_{Nb}} + R_{кон} + \frac{1}{\alpha_o \eta_o F_0} \quad (2.48)$$

где $R_{от}$ – термическое сопротивление загрязнений с внутренней стороны трубы, ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$). Если гидравлическое масло не загрязнено и не состарилось, коэффициент теплового сопротивления, вызванного загрязнением внутренней поверхности трубы, считается равным нулю ($R_{от} = 0$); $R_{кон}$ – термическое контактное сопротивление между трубами и ребрами, ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$). Ребра соединены с внешней поверхностью тепловых труб методом сварки. Поэтому механическое соединение ребер с поверхностью несущей трубы можно рассматривать как однородное, для которого термическое контактное сопротивление $R_{кон.} = 0$ [10, 35]. Тогда общее термическое сопротивление, определяемое по этому выражению:

$$R_0 = \frac{1}{U_o F_0} = \frac{1}{\alpha_{ж} F_i} + \frac{\delta_c}{\lambda_c F_{Nb}} + \frac{1}{\alpha_o \eta_o F_0} \quad (2.49)$$

δ_c, λ_c – соответственно толщина и коэффициент теплопроводности овальной трубы, (м); F_{Nb} – общая средняя площадь поверхности самой труб, (м^2), F_i, F_o – соответственно общая внутренняя и наружная площадь гладких овальных труб (без ребер) в теплообменнике, (м^2) [31]:

$$F_{Nb} = \frac{F_o - F_i}{\ln \frac{F_o}{F_i}} \quad (2.50)$$

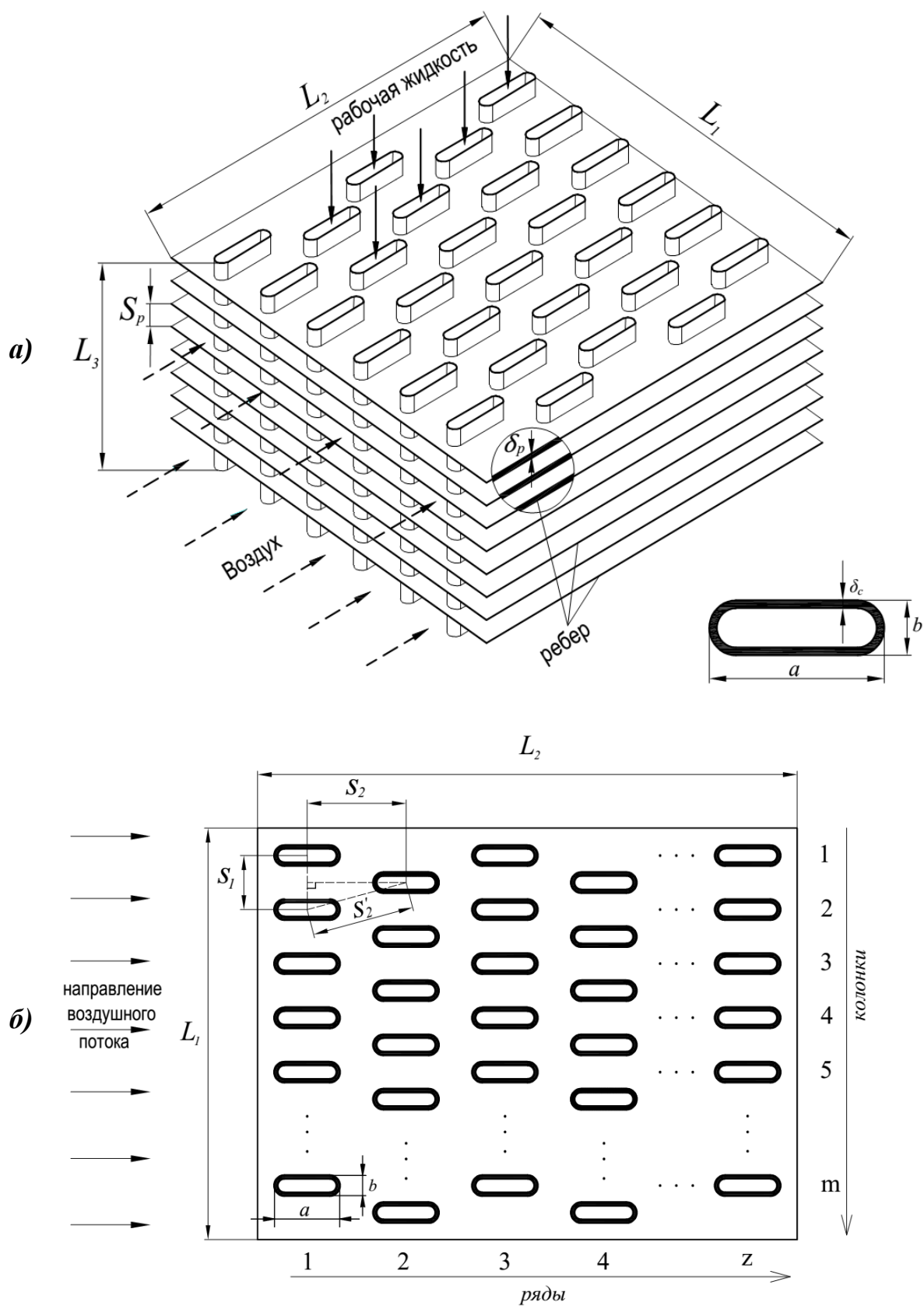


Рисунок 2.12 - Распределение овальных труб в шахматной пучке поперечного сечения трубки (а) и параметры пучки (б)

$$\alpha_{\text{ж}} = \overline{Nu} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{эк}}} \quad (2.51)$$

здесь $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности рабочей жидкости, Вт/(м.°С); $d_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр, (м).

Значение среднего числа Нуссельта ($\overline{Nu}$) зависит от режима движения потока рабочей жидкости в трубе, определяемого по экспериментальным формулам следующим образом:

+ Для ламинарного режима движения ($Re \leq 2300$), [22]:

$$\overline{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \left(d_{\text{эк}} / L_3 \right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \left[\left(d_{\text{эк}} / L_3 \right) \cdot Re \cdot Pr \right]^{2/3}} \quad (2.52)$$

+ Для турбулентного режима движения ($Re \geq 10^4$), [22]:

$$\overline{Nu} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.53)$$

+ Для переходного режима движения ($2300 < Re < 10^4$), [26]:

$$\overline{Nu} = 0,00069 \cdot Re^{1,24} \cdot Pr^{0,5} \quad (2.54)$$

здесь Pr – число Прандтля определяется по формуле (2.15); Re – число Рейнольдса.

α_0 – коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом шахматных пучков труб с ребрами прямоугольного сечения, отнесенный к полной поверхности при числах Рейнольдса $Re = (5 \cdot 10^3 \div 37 \cdot 10^4)$, коэффициенте оребрения $\varphi = (1 \div 21,2)$, характерном размере $l_0 = (12 \div 178)$ мм, коэффициенте формы пучка $C_s = (0,46 \div 2,2)$, определяется по формуле [10, 36, 37].

$$\alpha_0 = 0,36 \frac{\lambda}{l_0} Re_l^n Pr^{0,33} \varphi^{-0,5} C_z C_s \quad (2.55)$$

где: λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя (воздуха), Вт/(м.°С); C_z – поправочный коэффициент на количество рядов z вдоль пучка, при $z \geq 4$, $C_z = 1$; Pr – число Прандтля [10, 11]; φ – коэффициент оребрения, равный отношению полной наружной поверхности оребренной трубы к наружной поверхности несущей трубы [37]; n – показатель степени, определяется по следующей формуле [36, 37]:

$$n = 0,6\varphi^{0,07} \quad (2.56)$$

η_0 – общий коэффициент эффективности наружной поверхности. При расчете общей теплоотдачи от труб с развитой поверхностью необходимо принимать во внимание суммарное количество теплоты, передающееся как непосредственно через сами трубы, так и развитую поверхность. Для этого вводят понятие поверхностной эффективности [10, 25, 31, 38, 71]:

Следовательно, общее значение тепла, отдаваемого из охладителя гидросистемы до окружающей среды за время τ , сек (Q_m , Вт) следующим образом:

$$Q_m = Q_{m1} * \tau \quad (2.57)$$

Воздушный охладитель предназначены для охлаждения рабочей жидкости, циркулирующей в гидросистеме. Рабочая жидкость течет в оребренных пучках труб. Вентилятор – создает воздушный поток через теплообменник. Охлаждение рабочей жидкости осуществляется путем теплообмена с потоком воздуха с более низкой температурой и процессом излучения теплоты от внешней поверхности стенки теплообменника аппарата в окружающую среду.

2.4. Исследование потерь давления в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора

Тепло, выделяемое в гидравлических системах, обусловлено следующими основными причинами:

- + Потери энергии, вызванные внутренним трением жидкости, вязкостью и утечками в насосах и гидромоторах;
- + Потери энергии в трубопроводах и аппаратах управления, клапанах, золотниках, распределителях;
- + Дросселирование жидкости под давлением при дроссельном регулировании и при частичном или полном протекании потока через предохранительный клапан.

Кроме чисто гидравлических источников, тепло выделяется в результате трения, например: в распределительных механизмах насосов и гидромоторов, подшипниках скольжения и местах сопряжения узлов и деталей гидросистем, совершающих относительное движение под нагрузкой. Также гидросистема может поглощать тепло из солнечного излучения и окружающих горячих предметов таких как двигатель внутреннего сгорания.

Вычислить точное значение энергии (мощности), потерянной в гидросистемах, чрезвычайно сложно, поскольку она зависит от многих внешних факторов, например: режим нагрузки, окружающие условия эксплуатации, навыки оператора экскаватора и ряда других. Подходы к расчету потерь мощности в гидросистеме разрабатывались на протяжении многих лет. В частности, James A. Sullivan [41], Karl-Erik Rydberg [43], Banks, D. D. and Banks, D. S. [44], Frank Yeaple [45], George E. Totten, Victor J. De Negri [46] и др. У них многие научные труды, связанные с этой темой.

2.4.1. Потери давления в прямых трубопроводах

Суммарные гидравлические потери по длине трубопроводной системы $\sum \Delta p_l$ (Па) определяются по формуле Дарси-Вейсбаха для вязкого потока [21, 41, 47]:

$$\sum \Delta p_l = \rho g \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} \right) = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} v_i^2 \right) \quad (2.58)$$

где $i = (1 \div n)$ – количество прямых участков гидравлической трубы; λ_i – коэффициент гидравлического сопротивления на трение по длине соответствующей гидролинии; L_i, d_i – соответственно длина и внутренний диаметр i -го трубопровода, (м); v_i – средняя скорость потока рабочей жидкости в i -го трубопроводе, (м/с); g – ускорение под действием силы тяжести, (м/с²); ρ – плотность рабочей жидкости, (кг/м³). Коэффициент λ зависит от характера течения жидкости, но в диапазоне рабочих скоростей потока его изменения незначительны.

2.4.2. Потери давления в клапанах и фитингах гидролиний

Незначительные потери возникают, когда поток проходит внезапные расширения или сужения, или когда жидкость течет через фитинги, клапаны и изгибы трубопровода. Значение этих потерь давления (Δp_ϕ , Па) рассчитывается по формуле [47]:

$$\sum \Delta p_\phi = \sum_{j=1}^J \rho g K_j \left(\frac{v_j^2}{2g} \right) = \frac{\rho}{2} \sum_{j=1}^J K_j v_j^2 \quad (2.59)$$

где K – коэффициент местных потерь давления, он зависит от формы фитингов трубы. Значение этого фактора определяется экспериментально (таб. 2.6) [41, 42, 45, 47, 49, 52]:

Таблица 2.6.

Значения коэффициентов местных сопротивлений K

Клапаны, фитинги	Коэффициент местных потерь (K)	Клапаны, фитинги	Коэффициент местных потерь (K)
Золотниковые распределители	3 ÷ 5	Внезапное сужение	0,5 ÷ 0,7
Обратный клапан	2 ÷ 3	Прямое колено	1,3 ÷ 1,5
Дроссель	2 ÷ 2,2	Т – стандартный образный переходник	1,8

Клапаны, фитинги	Коэффициент местных потерь (K)	Клапаны, фитинги	Коэффициент местных потерь (K)
Фильтр	$2 \div 3$	Стандартный угольник 90°	0,95
Штуцер, переходник	$0,1 \div 0,15$	Стандартный угольник 45°	0,42
Внезапное расширение	$0,8 \div 0,9$	Разворот на 180°	2,2

Общие потери давления в прямых участках трубопроводах и их фитингах ($\Delta p_{\text{тр}}$, Па) рассчитывается по следующему выражению:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\text{ф}} = \frac{\rho v_{\text{ср}}^2}{2} \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{d_i} + \sum_{j=1}^J K_j \right) \quad (2.60)$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость потока рабочей жидкости через прямой трубопровод и их фитинги, (м/с).

Потери мощности превращения в тепло в прямых трубопроводах или в гидроклапанах и фитингах гидротрубы (ΔN_i , кВт) определяется по следующим образом [21, 49, 52]:

$$\Delta N_i = \frac{G_3 \cdot \Delta p}{1000} \quad (2.61)$$

здесь G_3 , Δp — соответственно объёмный расход РЖ, ($\text{м}^3/\text{с}$) и потери давления в гидравлический элементах (Па).

2.4.3. Потери давления в гидронасосе, гидромоторе и гидроцилиндре

Когда аксиально-поршневой насос работает, поршни и вращаются вокруг вала насоса и совершают возвратно-поступательные движения, чтобы выполнить процессы всасывания и нагнетания рабочей жидкости. Когда блок цилиндров

вращается за один оборот вала насоса, каждая пара поршень-цилиндр выполняет один процесс всасывания и один процесс нагнетания. Поскольку разница давлений между всасывающей камерой и давлением в корпусе насоса невелика и зазоры очень малы, можно считать, что объёмные потери происходят только в процессе нагнетания. Утечки рабочей жидкости через зазоры из рабочей камеры в процессе нагнетания состоят из следующих четырех компонентов:

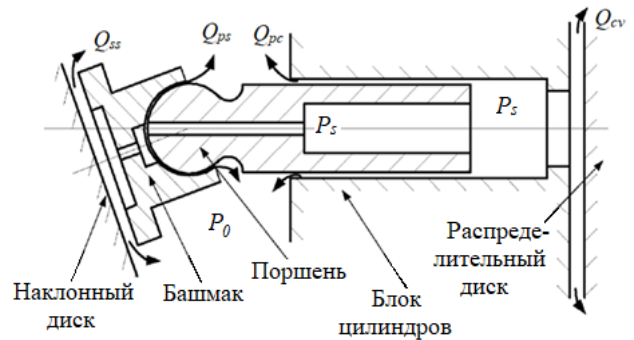


Рисунок 2.13 - Утечки рабочей жидкости в гидравлическом аксиально-поршневом насосе

утечки через кольцевой зазор между поршнем и стенкой цилиндра (G_{pc} , м³/с),

через зазоры между поршнем и башмаком (G_{ps} , м³/с), через зазор между башмаком и наклонным диском (G_{ss} , м³/с) и через зазор между блоком цилиндров и распределительным диском (G_{cv}), эти типы утечек показано на рис. 2.13.

Утечки РЖ через кольцевой зазор между поршнем и стенкой цилиндра G_{pc} (рис. 2.14 и 2.15) определяется по выражению [17,18, 85]:

$$G_{pc} = \frac{\pi d_p h_{pc}^3 (P_s - P_0)}{12 \mu l} (1 + 1,5 \eta^2) - \frac{\pi d_p h_{pc} v}{2} \quad (2.62)$$

где: d_p – диаметр поршня, (м); h_{pc} – ширина зазора между поршнем и цилиндром, (м); P_s, P_0 – соответственно давление в камере толкания цилиндра и в камере корпуса, (Па); μ – динамический коэффициент вязкости РЖ, (Па.с); l – длина поршня в цилиндре в текущий момент

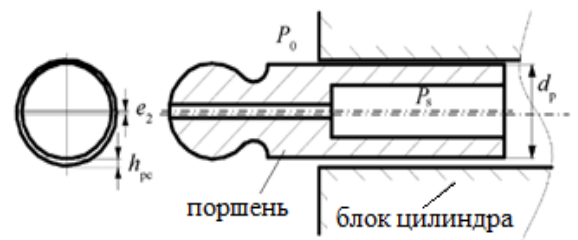
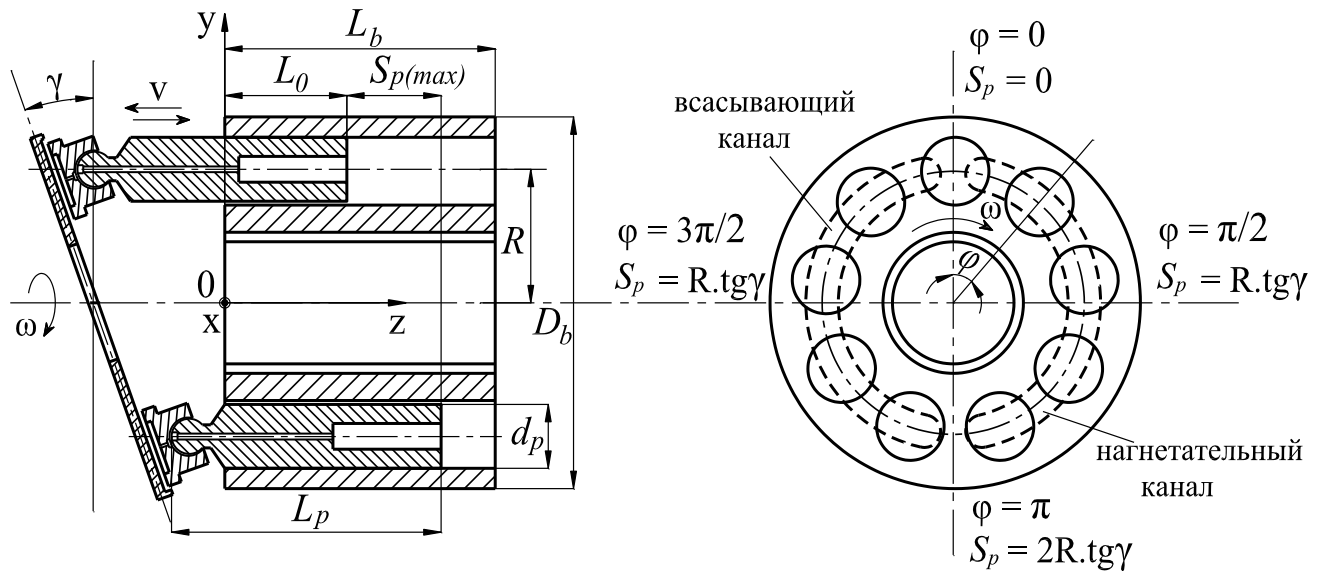


Рисунок 2.14. Утечка РЖ через кольцевой зазор между поршнем и стенкой цилиндра

времени, $\eta = e / h_{pc}$ – относительный эксцентриситет; e – эксцентриситет поршня относительно цилиндра, (м); v – скорость движения поршня, (м/с) в рис. 2.14.



Рисуноу 2.15 - Схема для определения утечек РЖ в зазоре между поршнем и цилиндром

Утечки РЖ через зазоры между поршнем и башмаком G_{ps} (рис. 2.16) определяется по выражению [17, 18]:

$$G_{ps} = \frac{\pi h_{ps}^3 (P_1 - P_0)}{3\mu \left(tg^2 \beta_2 - tg^2 \beta_1 + 2 \ln \left| \frac{tg \beta_2}{tg \beta_1} \right| \right)} \quad (2.63)$$

где: h_{ps} — ширина зазора между поршнем и башмаком, (м); P_1, P_0 — соответственно давление в камере башмака и в камере корпуса, (Па); β_1, β_2 — конструктивные углы поршня и башмака, (рад).

Утечки РЖ через зазор между башмаком и наклонным диском (рис. 2.17), определяемая по следующим выражению [17, 18]:

$$G_{ss} = \frac{\pi h_{ss}^3 (P_1 - P_0)}{6\mu \cdot \ln(R_{s2}/R_{s1})} \quad (2.64)$$

где h_{ps} — ширина зазора между башмаком и наклонным диском, (м); R_{s1}, R_{s2} — соответственно радиусы круглой полости содержит РЖ и башмака, (м).

Утечки РЖ через зазор между блоком цилиндров и распределительным диском (рис. 2.18), определяемая по следующим выражению [17,18]:

$$G_{cv} = \frac{\alpha_0 h_{cv}^3 (P_s - P_0)}{12\mu} \left[\frac{1}{\ln(R_{v2}/R_{v1})} + \frac{1}{\ln(R_{v4}/R_{v3})} \right] \quad (2.65)$$

где h_{ps} – ширина зазора между блоком цилиндров и распределительным диском, (м); R_{v1}, R_{v2} – внутренний и внешний радиусы зоны внутреннего масляного уплотнения, (м); R_{v3}, R_{v4} – внутренний и внешний радиусы зоны внешнего масляного уплотнения, (м).

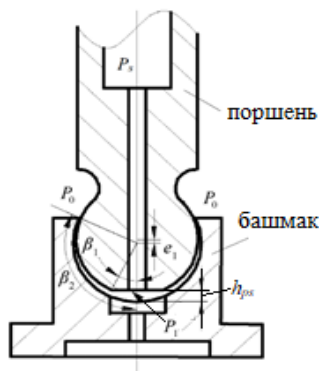


Рисунок 2.16 -
Утечка через зазоры
между поршнем и
башмаком

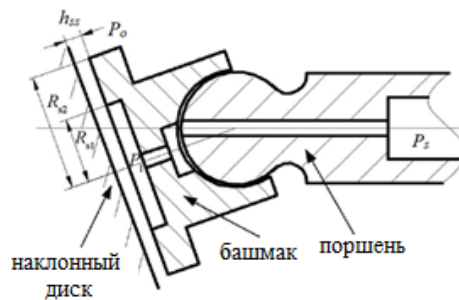


Рисунок 2.17- Утечка РЖ
через зазор между башмаком
и наклонным диском

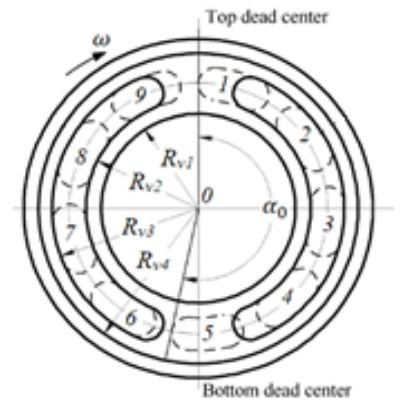


Рисунок 2.18- Утечка
РЖ через зазор между
башмаком и
наклонным диском

Общие потери рабочей жидкости в аксиально-поршневом насосе за 1 сек. составляют:

$$G_{п1} = \frac{n_{об1} \cdot Z}{2} (G_{pc} + G_{ps} + G_{ss} + G_{cv}) \quad (2.66)$$

где Z – число цилиндров; $n_{об1}$ – частота вращения вала, (об/с).

Общие потери мощности в гидравлической системе (ΔN , кВт) равны сумме потерь мощности гидравлических элементов в этой системе, определяемых по следующей формуле [49, 52]:

$$\Delta N = \frac{G_3 \cdot \Delta p}{1000} \quad (2.67)$$

здесь G , Δp – соответственно объёмный расход РЖ ($\text{м}^3/\text{с}$) и потеря давления через гидравлический элемент (Па).

Потери мощности в гидроцилиндре определяется по их общему КПД [21, 49, 52]:

$$\Delta N = N(1 - \eta_{\text{общ}}) \quad (2.68)$$

где: ΔN – потери мощности, (кВт); N – мощность гидравлического элемента (насоса или гидромотора или гидроцилиндра) в кВт. Она определяется по следующей формуле [21, 49, 52]:

$$N = \frac{pG}{1000} \quad (2.69)$$

где: p – рабочее давление в Па; G – рабочая подача или рабочий расход гидравлического элемента в $\text{м}^3/\text{с}$.

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидравлического элемента.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_o \eta_{\text{мех}} \quad (2.70)$$

где $\eta_o, \eta_{\text{мех}}$ – соответственно величина объёмного и механического КПД аксиально-поршневых [21]: $\eta_o = 0,96 \div 0,98$; $\eta_{\text{мех}} = 0,91 \div 0,95$.

Предыдущие исследования показали, что суммарные потери энергии в гидравлических системах составляют около $(20 \div 25)\%$ от подведенной мощности гидравлических насосов. В частности, потери энергии в основных гидравлических элементах гидравлических систем следующие: в гидравлических насосах около 5%, в гидравлических линиях и фильтрах около 10%, гидроклапанах около 5% и в цилиндре и гидромоторе около 5% [54] (рис. 2.19).

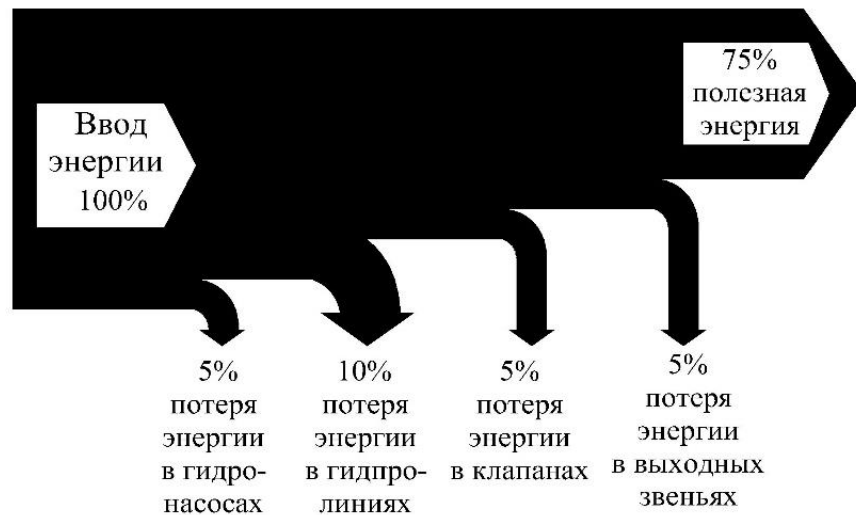


Рисунок 2.19 - Потери энергии в гидравлической системе

2.5. Построение уравнения теплового баланса гидросистемы карьерного экскаватора

При составлении уравнения теплового баланса были приняты следующие допущения: рабочая жидкость - несжимаемая, не загрязненная, на внутренней поверхности трубы нет отложений, процесс теплопередачи стабилен в течение рабочего цикла экскаватора (копание - подъем стрелы - поворот платформы - разгрузка - возврат - опускание стрелы); потери тепла теплопередачей на окружающие элементы равны 0; гидравлический экскаватор работает стабильно в нормальном режиме; тепловая энергия образующаяся в гидравлической системе разделяется на два массива: первый передается окружающему воздуху теплопередачей, второй увеличивает температуру рабочей жидкости; что гидравлическая система эквивалентна термо-гидравлической системе, состоящей из 3 рабочих элементов в замкнутом цикле: гидробак – гидролинии, система гидронасосы, гидравлические элементы – охладитель гидросистемы (рис. 2.20)

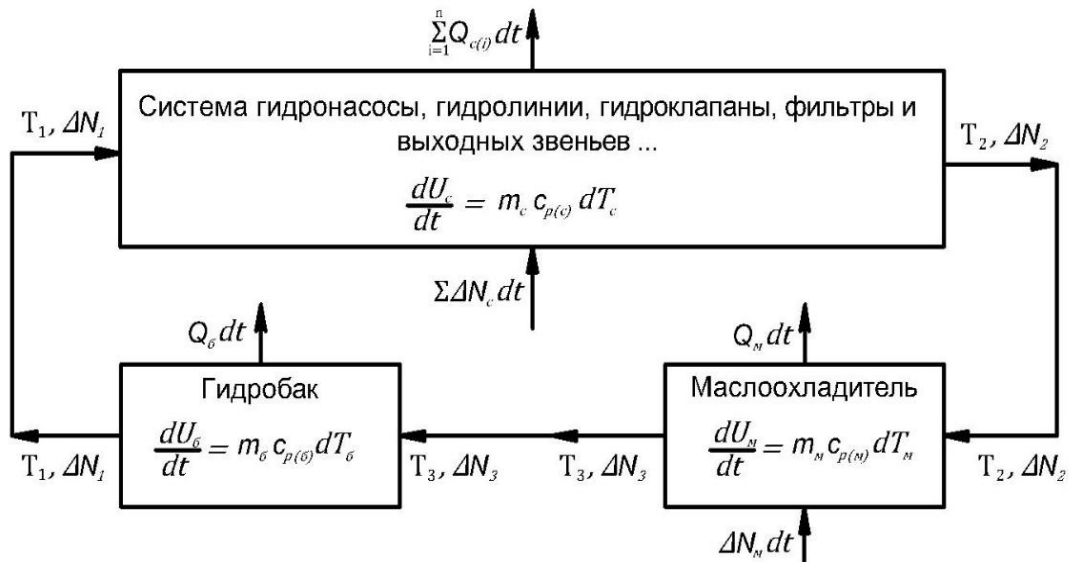


Рисунок 2.20

Применив первый закон термодинамики к трем тепловым объектам, рассмотренным выше, мы имеем: «Количество тепла, передаваемого в систему, представляет собой сумму изменения внутренней энергии (dU/dt) и количества тепла, отдаваемого в окружающую среду вокруг тела».

На основе применения первого закона термодинамики и сделанных допущений мы сформулировали уравнение теплового баланса для каждого элемента системы:

+ для системы выработки тепла:

$$\sum_{j=1}^m \Delta N_c \Delta t + \Delta N_1 \Delta t = m_c c_{p(c)} \Delta T_c + \sum_{i=1}^n Q_{c(i)} \Delta t + \Delta N_2 \Delta t \quad (2.71)$$

+ для охладителя гидросистемы:

$$(\Delta N_2 + \Delta N_m) \Delta t = m_m c_{p(m)} \Delta T_m + Q_m \Delta t + \Delta N_3 \Delta t \quad (2.72)$$

+ для гидробака:

$$\Delta N_3 \Delta t = m_6 c_{p(6)} \Delta T_6 + Q_6 \Delta t + \Delta N_1 \Delta t \quad (2.73)$$

Суммируя уравнения (2.71), (2.72), (2.73) и учитывая, что рабочая жидкость несжимаема, $m_c = m_m = m_6$ и температура рабочей жидкости в пределах гидросистемы отличается не значительно, мы предполагаем, что $c_p = c_{p(c)} = c_{p(m)} = c_{p(6)}$, тогда уравнение теплового баланса гидросистемы будет выглядеть следующим образом:

$$\left(\sum_{j=1}^m \Delta N_c + \Delta N_m \right) \Delta t = m c_p (\Delta T_c + \Delta T_m + \Delta T_6) + \left(\sum_{i=1}^n Q_{c(i)} + Q_m + Q_6 \right) \Delta t \quad (2.74)$$

здесь $\Delta N_c, \Delta N_m$ – соответственно энергия гидросистемы преобразуется в тепло в системе выработки тепла и в охладителе, (кВт); m – массовый расход рабочей жидкости в нормальном режиме, (кг/с); $Q_{c(i)}, Q_m, Q_6$ – количество тепла, отдаваемого в окружающую среду гидравлическими элементами (гидролинии, золотниковые распределители, дроссель, фильтр и т. д.), охладитель гидросистемы и гидробак; $\Delta T_c = T_2 - T_1$; $\Delta T_m = T_2 - T_3$; $\Delta T_6 = T_3 - T_1$ – температурный напор (°C), подставляем эти значения в уравнение (2.74), мы имеем:

$$\left(\sum_{j=1}^m \Delta N_c + \Delta N_m \right) \Delta t = 2m c_p (T_2 - T_1) + \left(\sum_{i=1}^n Q_{c(i)} + Q_m + Q_6 \right) \Delta t \quad (2.75)$$

Если температура рабочей жидкости в момент запуска гидросистемы ($T_{нач}$) равна температуре окружающей среды (T_0), то из уравнения теплового баланса гидросистемы экскаватора можем легко определить температуру рабочей жидкости в гидравлической системе через время Δt после запуска гидросистемы:

$$T_t = T_0 + \frac{[\sum_{j=1}^m \Delta N_c + \Delta N_m - (\sum_{i=1}^n Q_{c(i)} + Q_m + Q_6)] M \Delta t}{2M c_p} \quad (2.76)$$

где T_0 – температура окружающей воздушной среды, (°C); T_t – температура в момент времени t (после запуска системы в течение периода времени Δt), (°C); M – общая масса рабочей жидкости в гидросистеме, (кг).

Учитывая, что в течение рабочего цикла в циркуляции участвует не весь объем жидкости, общую массу рабочей жидкости правильно заменить на массовый расход ($m_{\text{ц}}$) и для рабочего цикла операций экскаватора продолжительностью Δt , формула примет вид:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{(\sum_{j=1}^m \Delta N_{\text{с}} + \Delta N_{\text{м}}) - (\sum_{i=1}^n Q_{\text{т(и)}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{б}})}{2m_{\text{ц}}c_{\text{р}}\Delta t} \quad (2.77)$$

Полученное уравнение дает исходную информацию для обоснованного выбора параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора.

2.6. Выводы по второй главе

1. Исследование структуры и принципа работы гидравлического оборудования карьерного гидравлического экскаватора позволили установить перечень основных компонентов, которые служат основой для расчета гидравлических потерь и теплопередачи гидросистемы. Сюда вошли объекты типа однослойная труба: гидролинии и гидроцилиндры, гидронасос, гидробак, охладитель, дросселирующие элементы.

2. На основе математического моделирования при принятых допущениях установлено, что с ростом температуры рабочей жидкости в 1,375 раза (от 80°C до 110 °C), общие утечки в насосе увеличиваются в 2,92 раза, а амплитуда утечек возрастает в 2,85 раза.

3. На основе теории теплообмена и результатов исследований ряда ведущих ученых разработан метод расчета теплопередачи от основных гидравлических элементов гидросистемы, таких как: гидролиния (гидроцилиндры), гидробака и охладитель гидросистемы с учетом влияния температуры окружающей среды на изменения механических и теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха;

4. Все потери мощности в гидросистеме в конечном счете превращаются в тепло, которое аккумулируется в жидкости. Поэтому построение уравнение теплового баланса гидросистемы гидравлического экскаватора строится на сумме тепловыделения и теплоотдачи элементов гидросистемы с учетом времени работы и дает исходную информацию для расчета оптимальных параметров теплообменника гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора.

ГЛАВА 3. РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ГИДРОСИСТЕМЕ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

3.1. Расчет и моделирование теплофизических свойств рабочей жидкости и теплоносителя (воздуха) в зависимости от их температуры

Рост температура рабочей жидкости гидравлической системы карьерного экскаватора оказывает влияние на ее механические и теплофизические свойства, такие как: удельная плотность - ρ , коэффициент теплопроводности - λ , удельная теплоёмкость - c_p , коэффициент кинематической и динамической вязкости - ν и μ , коэффициент температуропроводности - a , и др., также изменяются. Это изменение теплофизических свойств, приводит к изменению режима движения потока и количества тепла, отдаваемого рабочей жидкостью в окружающую среду. Однако степень влияния каждого теплофизического свойства на результаты расчета теплопередачи различна.

Расчет и моделирование теплообмена с помощью программного обеспечения Matlab-simulink - это автоматический процесс расчета, основанный на встроенном алгоритме расчета и языке программирования программного обеспечения. Расчет и моделирование теплоотдачи с помощью программного обеспечения Matlab-simulink обеспечивает гораздо более точные и быстрые результаты расчетов, чем ручные вычисления. Однако чтобы иметь возможность рассчитать теплоотдачу этим методом, необходимо описать изменение теплофизических свойств рабочей жидкости и теплоносителей (воздуха) математическими уравнениями с переменной величиной - температуры.

3.1.1. Расчет и моделирование изменения теплофизических свойств рабочей жидкости по ее температуре

Плотность: изменение плотности рабочей жидкости при изменении температуры определяем по формуле [27, 49, 52]:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta T} \quad (3.1)$$

где ρ_0, ρ_t – соответственно плотность рабочей жидкости при температуре T_0 и T , (кг/м³); ΔT – изменение температуры, (°C); β_t – коэффициент температурного расширения, (°C⁻¹). Для рабочей жидкости Shell Tellus-46: $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $\rho_0 = 879$ кг/м³.

Вязкость: вязкость рабочей жидкости изменяется с изменением температуры, определяемая по следующим формулам [27, 49, 52]:

$$v_t = v_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^n \quad (3.2)$$

где: v_0, v_t – кинематический коэффициент вязкости при температуре T_0 и T , (м²/с); n – коэффициент зависящий от рабочей жидкости и выбора температуры t_0 , вязкости v_0 . Для рабочей жидкости Shell Tellus-46-VS2: $T_0 = 40^\circ\text{C}$, $v_0 = 46$ сСт, $n = 0,559$ в пределах температуры (40 ÷ 110) °C. А в пределах температуры [0 ÷ 40] °C, выражение расчета кинематической вязкости следующим:

$$v_t = aT^2 + bT + c \quad (3.3)$$

здесь: a, b, c – коэффициенты зависят от интервала температуры, определяемые по графику и вязкости по температуре в каталоге рабочей жидкости и методом математической интерполяции. На основании графика вязкости-температуры рабочей жидкости Shell Tellus S2V-46 (в ее каталоге) и применения метода математической интерполяции нашли следующие константы: при $T_{\text{ж}} = [0 \div 10]^\circ\text{C}$, $a = 0.9$, $b = -30.5$, $c = 430$; при $T_{\text{ж}} = (10 \div 20]^\circ\text{C}$, $a = 0.6$, $b = -28$, $c = 435$; при $T_{\text{ж}} = (20 \div 30]^\circ\text{C}$, $a = 0.14$, $b = -11.3$, $c = 285$; при $T_{\text{ж}} = (30 \div 40]^\circ\text{C}$, $a = 0.04$, $b = -5.4$, $c = 198$.

Коэффициент теплопроводности: коэффициент теплопроводности капельных жидкостей лежит в пределах (0,08÷0,7) Вт/(м·°C). С повышением температуры для большинства жидкостей коэффициент теплопроводности убывает.

Для большого числа рабочей жидкости эта зависимость оказывается почти линейной, т. е. можно принять [11, 27, 49, 52]:

$$\lambda = \lambda_0[1 + \varepsilon(T - T_0)] \quad (3.4)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности при температуре T_0 ; ε — постоянная, определяемая опытным путем. Для рабочей жидкости Shell Tellus-46: $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $\lambda_0 = 0,13$, $\varepsilon = 0,00054$.

Удельная теплоемкость: среднее значение удельной теплоемкости при постоянном давлении для минеральных масел — $(1880 \div 2090)$ Дж/(кг·°C), определяемое по следующему выражению [11, 27, 49, 52]:

$$c_p = c_{p0}[1 + m(t - t_0)] \quad (3.5)$$

где c_{p0} , c_p — соответственно удельная теплоемкость при постоянном давлении при температуре t_0 и t , Дж/(кг·°C). Для рабочей жидкости Shell Tellus-46: $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $c_{p0} = 1964$ Дж/(кг·°C); $m = 0,0007$.

Коэффициент температуропроводности: коэффициент температуропроводности (a , м²/с) функционально связан с другими физическими характеристиками вещества следующим соотношением [10, 11, 27]:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (3.6)$$

где λ, ρ, c_p — соответственно коэффициент теплопроводности, плотность и удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Результаты моделирования на рис. 3.1 мы видим, что: когда температура рабочей жидкости увеличивается с 10 °С до 110 °С, удельная теплоемкость рабочей жидкости увеличивается на 7,0%, коэффициент теплопроводности уменьшается на 7,7%, удельная плотность уменьшается на 7,4%, коэффициент температуропроводности уменьшается на 4,55%, а кинематическая вязкость снижается на 95,9%, в частности увеличение или уменьшение значения каждого представленного параметра в таблице 3.1.

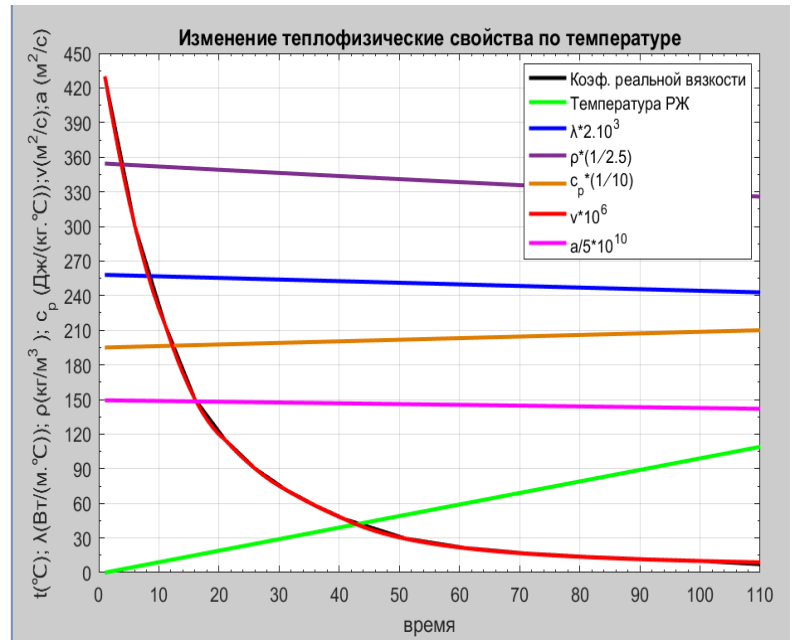


Рисунок 3.1. Изменение теплофизических свойств РЖ по ее температуре

Из рис. 3.1 видно, что кривая фактической (реальной) кинематической вязкости рабочей жидкости основана на данных из её каталога (черная кривая), а характеристическая кривая расчетной кинематической вязкости (красная кривая) почти полностью перекрывается. Значит, что математическая функция расчетной вязкости рабочей жидкости в зависимости от ее температуры, очень точны.

Таблица 3.1.

Изменение физических свойств рабочей жидкости
Shell Tellus-46 при нагреве от 10 до 110 °С

Теплофизические свойства	При температуре		Процент %, (увеличение +; уменьшение -)
	$t_0 = 10^\circ\text{C}$	$t = 110^\circ\text{C}$	
λ , [Вт/(м·°C)]	0,13	0,12	- 7,7
ρ , [кг/м³]	879	813,89	- 7,4
c_p , [Дж/(кг·°C)]	1964	2101,5	+ 7,0

Теплофизические свойства	При температуре		Процент %, (увеличение +; уменьшение -)
	$t_0 = 10^\circ\text{C}$	$t = 110^\circ\text{C}$	
$\alpha \cdot 10^{-8}, [\text{м}^2/\text{с}]$	7,432	7,094	- 4,55
$\nu \cdot 10^{-6}, [\text{м}^2/\text{с}]$	215	8,8	- 95,9

3.1.2. Расчет и моделирование изменения теплофизических свойств теплоносителя (воздуха) по его температуре

В охладителях гидравлических систем как охлаждающая среда широко используется воздух. Теплофизические свойства воздуха приведены во многих источниках. Для тепловых расчетов могут быть использованы также следующие аналитические зависимости в диапазоне температур $T = (0 \div 110)^\circ\text{C}$ при давлении $p = (98 \div 980) \text{ кПа}$ [35]:

+ плотность:

$$\rho = 1,293(1 - 0,00295 \cdot T) \quad (3.7)$$

+ удельная теплоёмкость при давлении постоянно:

$$c_p = 1,0005 + 1,1904 \cdot 10^{-4} T \quad (3.8)$$

+ коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = 0,0244(1 + 0,0033 \cdot T) \quad (3.9)$$

+ кинематический коэффициент вязкости при:

$$\nu = 1,328 \cdot 10^{-5}(1 + 0,0071 \cdot T) \quad (3.10)$$

+ динамический коэффициент вязкости:

$$\mu = \rho \cdot \nu \quad (3.11)$$

+ коэффициент температуропроводности:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (3.12)$$

Из рис. 3.2 видно, что с повышением температуры воздуха эти параметры динамический и кинематический коэффициент вязкости, коэффициент теплопроводности, коэффициент температуропроводности и удельная теплоёмкость повышаются, а удельная плотность уменьшается. Однако степень увеличения или уменьшения каждого теплофизического свойства различна.

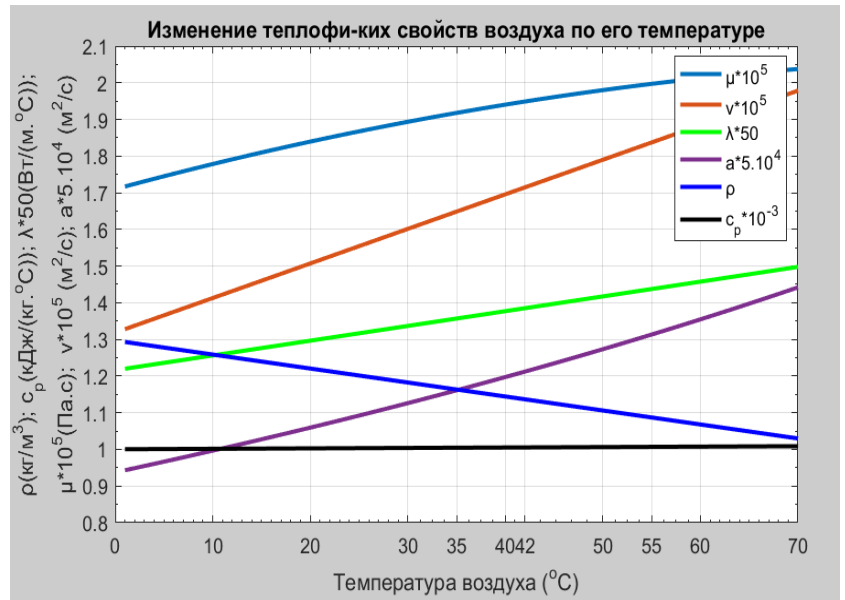


Рисунок 3.2 - Изменение теплофизических свойств воздуха по его температуре

3.2. Блок-схема счета и метод расчета теплоотдачи

Любой алгоритм можно описать словами, но этот метод слишком громоздок и поэтому неудобен. Графический метод, иначе известный как блок-схема расчета, короче и проще для понимания, и сегодня его используют чаще - алгоритм написан во многих различных блоках: овалов, прямоугольников, ромбов, параллелограммов и т.д. Каждый блок имеет свое специальное назначение. Блок-схема расчета состоит в основном из логических и расчетных элементов, состав и количество которых зависят от типа расчета и принятой расчетной методики.

Хотя составление блок-схем расчета требует дополнительных затрат времени, оно приносит ряд неоспоримых преимуществ, так как при этом:

+ значительно уменьшается количество ошибок при введении в расчет различных ограничений;

+ удобно для проверки и обнаружения ошибок, возникающих в процессе программирования, особенно при сложных задачах с математической моделью со многими уравнениями, системами уравнений и параметрами.

+ есть возможность внутри каждого расчетного элемента изменять последовательность и состав расчета, проводить возможные уточнения расчета, притом так, что эти изменения не сказываются на другие элементы блок-схемы;

+ можно возобновлять разработку каждого расчетного элемента схемы после длительного перерыва в работе;

+ значительно облегчается работа для программирования задач программирования с помощью программного обеспечения для моделирования, используемого в компьютерах.

В отличие от предыдущих расчетов теплопередачи, которые часто предполагают, что некоторые теплофизические свойства рабочей жидкости и воздуха (теплоносителя)) являются постоянными, в этом методе расчета с учетом изменения всех теплофизических свойств рабочей жидкости и теплоносителя по их температуре например: удельная плотность (ρ) динамический (μ) и кинематический коэффициент (ν) вязкости, коэффициент теплопроводности (λ), коэффициент температуропроводности (a) и удельная теплоёмкость (c_p). Следовательно, результаты расчета теплопередачи этим методом будут ограничивать погрешности, то есть результаты расчета будут более точными.

3.3. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи гидрوليнии

3.3.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink

Блок-схема для процесса расчета теплоотдачи от гидрوليнии на рис. 3.3.

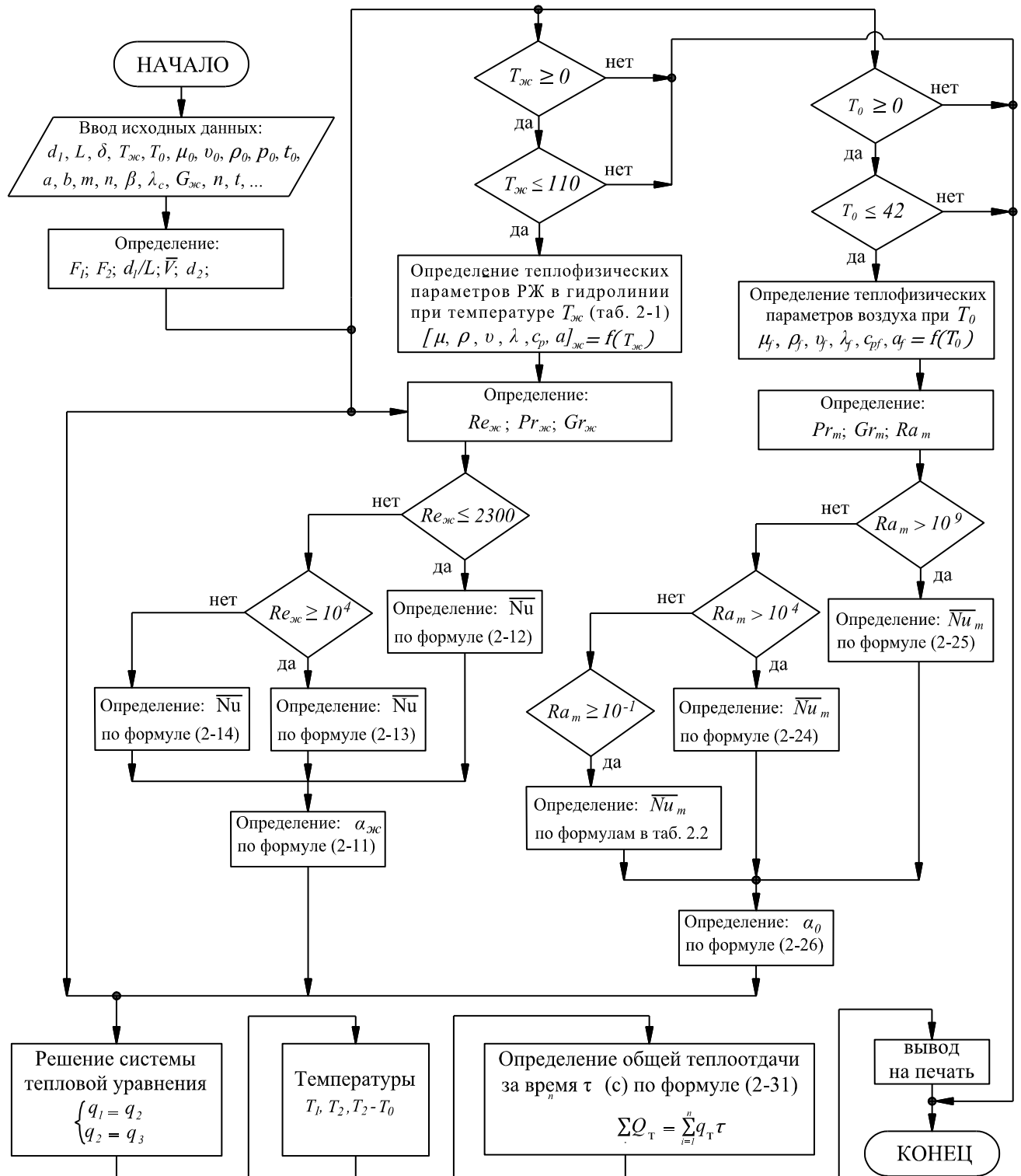


Рисунок 3.3 - Блок-схема для процесса расчета теплоотдачи от гидрوليнии

Диапазоны температуры текучих сред: воздуха $T_0 = 0 - 42$ °С, рабочей жидкости $T_{ж} = 0 - 110$ °С. Блок-схема для расчета теплоотдачи гидролинии в окружающую среду в гидросистеме состоит из 4 основных частей: исходные блоки используются для ввода входных параметров; расчет теплоотдачи вынужденной конвекцией в трубе; расчет теплоотдачи свободной конвекцией на внешней стороне трубы; решение системы уравнения теплового баланса и вывод результатов расчетов.

Из блок-схемы расчета (рис. 3.3) и уравнений расчетов теплопередачи гидролинии в 2-ой главе, строили схему моделирования Simulink следующим образом (рис. 3.4):

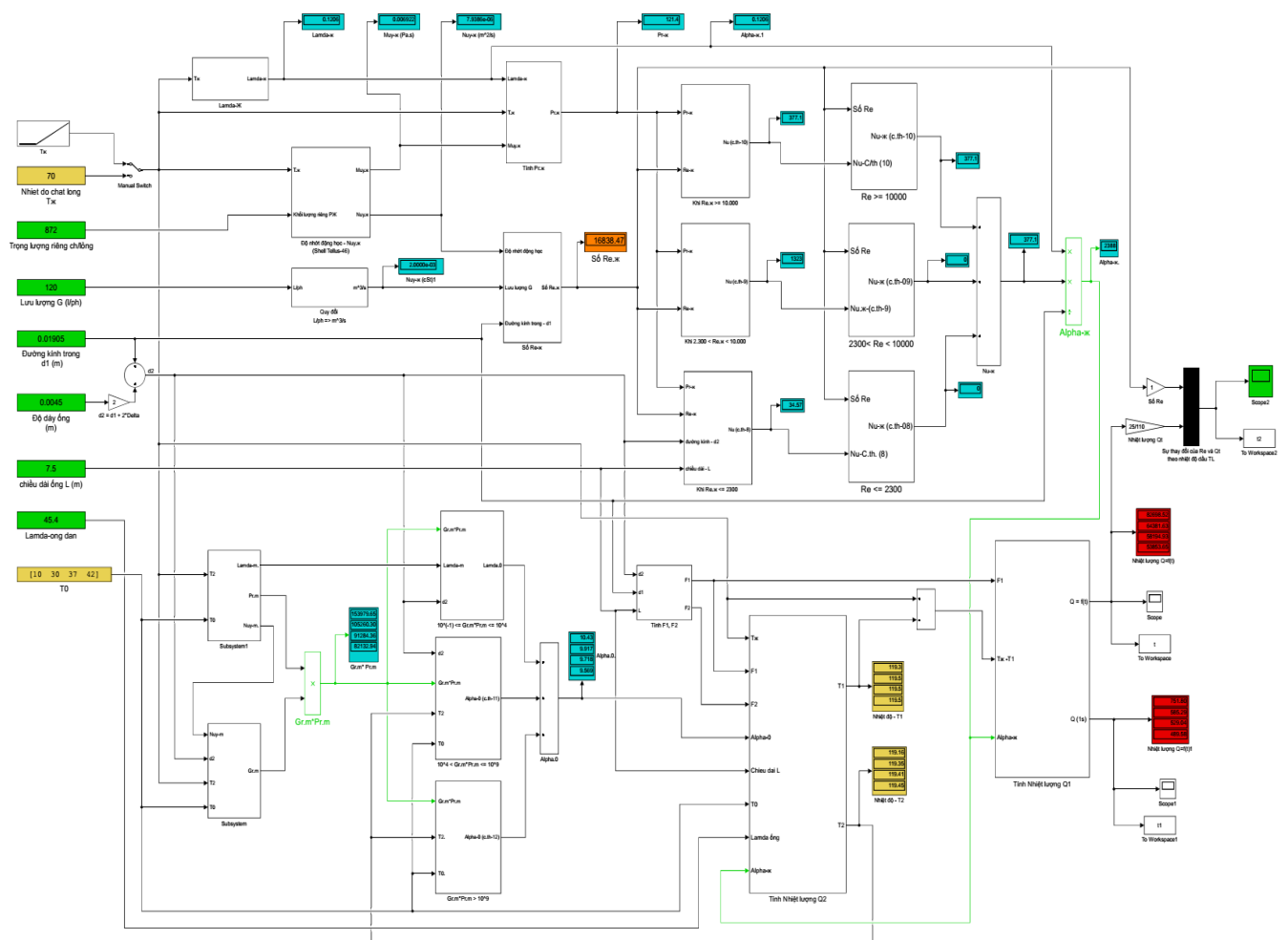


Рисунок 3.4 - Блок-схема Симулинка для расчет теплоотдачи гидролинии

3.3.2. Результаты процесса расчета и моделирования

Расчет теплоотдачи был выполнен на примере участка стальной гидравлической трубы в системе привода рукояти гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7. Рассмотренный участок гидролинии представляет собой стальную трубу с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 45,4 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$, длина трубы $L = 7,5 \text{ м}$, внутренний диаметр $d_1 = 19,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, толщина стенки трубы $\delta = 4,5 \text{ мм}$. Объемный расход рабочей жидкости $0,002 \text{ м}^3/\text{с}$. Рабочая жидкость (РЖ) Shell Tellus-SV2-46 при $T_{\text{ж}} = 40^\circ\text{С}$: плотность $\rho = 858,4 \text{ кг/м}^3$, динамический коэффициент вязкости РЖ $\mu = 394,9 \cdot 10^{-4} \text{ (Па} \cdot \text{с)}$, $\nu = 46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ коэффициент теплопроводности РЖ $\lambda_{\text{ж}} = 0,1262 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$, коэффициент температуропроводности РЖ $a = 7,332 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, удельная теплоемкость РЖ $c_p = 2005,24 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$, температурный коэффициент объёмного расширения рабочей жидкости $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{С}^{-1}$, температура окружающей среды $T_o = (10 \div 42)^\circ\text{С}$. Расчет выполнен для семи значений температуры РЖ $T_{\text{ж}} = (10, 25, 50, 60, 70, 90, 110)^\circ\text{С}$; Диапазон значений температуры окружающей среды выбран исходя из сезонных колебаний температуры воздуха в республике Вьетнам от 10 до 42°C.

Результаты, полученные при моделировании Simulink-Matlab 7.04, показаны на рисунке 3.5 и в таблице 3.2 ниже:

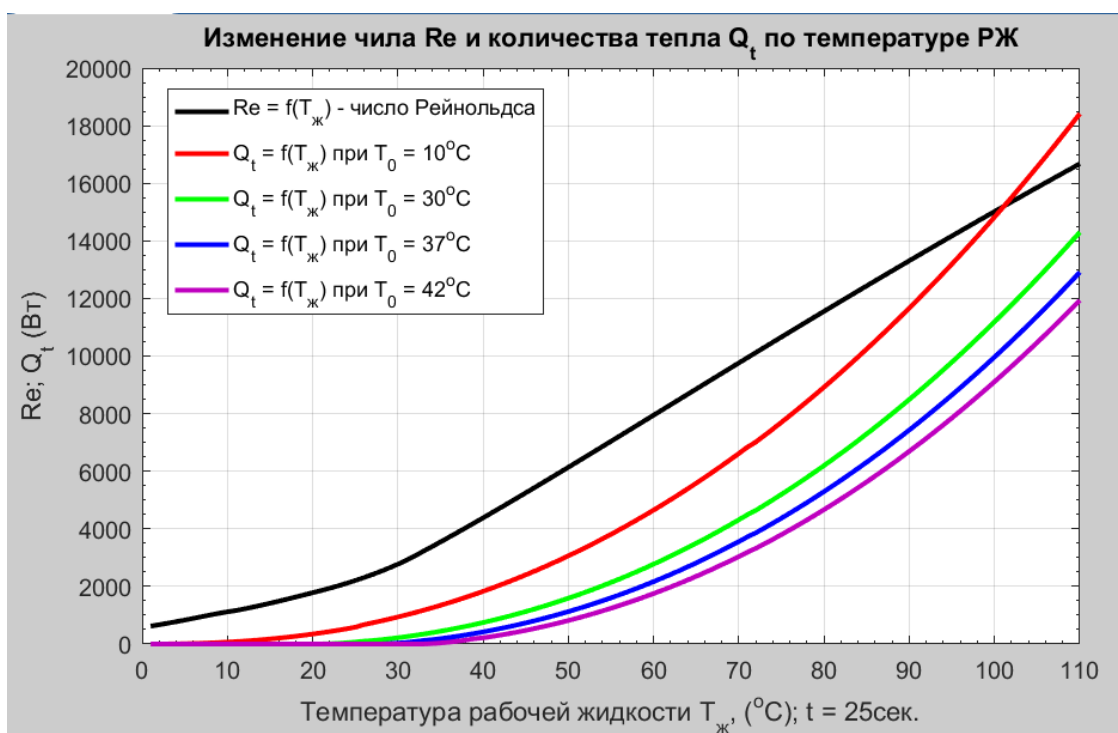


Рисунок 3.5 - Теплоотдача гидролинии для разных температур рабочей жидкости ($T_{ж}$) при разных температурах окружающей среды (T_0)

Таблица 3.2.

Температура рабочей жидкости ($T_{ж}$, $^{\circ}\text{C}$)	Тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду из рабочей жидкости Q_t , (BT)			
	при $T_0 = 10^{\circ}\text{C}$	при $T_0 = 30^{\circ}\text{C}$	при $T_0 = 37^{\circ}\text{C}$	при $T_0 = 42^{\circ}\text{C}$
10	0	0	0	0
25	59,71	0	0	0
50	213,07	89,67	52,36	28,55
60	281,83	148,92	106,86	78,68
70	354,12	213,42	167,84	136,70
90	504,73	352,52	301,97	266,85
110	667,30	505,14	450,60	412,42

Из полученных результатов видно, что:

+ Если температура окружающей среды (T_0) не изменяется, с ростом температуры рабочей жидкости, увеличивается количество тепла, отдаваемое в окружающую среду (Q_t), в частности: тепловой поток Q_t увеличивается в 11,2 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 110°C при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 50°C до 110°C, тепловой поток Q_t увеличивается в 5,63 раза при $T_0 = 30^\circ\text{C}$; в 8,6 раза при $T_0 = 37^\circ\text{C}$; в 14,45 раза при $T_0 = 42^\circ\text{C}$ (таб. 3.2);

+ Если температура рабочей жидкости ($T_{жс}$) не изменяется, то при повышении температуры окружающего воздуха количество тепла, отдаваемого в окружающую среду, будет быстро уменьшаться, а именно: когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C, тепловой поток Q_t уменьшается в 7,5 раз при $T_{жс} = 50^\circ\text{C}$; в 3,6 раза при $T_{жс} = 60^\circ\text{C}$; в 2,6 раза при $T_{жс} = 70^\circ\text{C}$; в 2,23 раза при $T_{жс} = 90^\circ\text{C}$ и в 1,62 раза при $T_{жс} = 110^\circ\text{C}$.

3.4. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи гидробака

3.4.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink

Основываясь на методе расчета теплоотдачи рабочей жидкости в гидробаке к окружающему воздуху, который был рассмотрен во второй главе, мы создали блок-схему расчета, как показано на рисунке 3.6 ниже.

Количество тепла, отдаваемого рабочей жидкостью в гидробаке в окружающую среду (Q_6), представляет собой сумму тепла, передаваемого через вертикальную стенку (Q_v), дно (Q_d) и крышку (Q_k) гидробака. Коэффициент теплоотдачи естественной конвекции с вертикальных или горизонтальных стенок ($\alpha_{0в}$) зависит от числа Рэлея (Ra), определяемого по формуле Холмана [22]. Для расчета коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией в зависимости от значения числа Рэлея (Ra) мы использовали блоки сравнения – блоки ромбов, как показано на рисунке 3.6.

Тепло, отдаваемое с поверхности жидкости в гидробаке в окружающую среду, состоит из трех процессов: свободной конвекции в ограниченном пространстве от рабочей жидкости до внутренней поверхности крышки, теплопередачи через крышку и свободной конвекции с наружной поверхности крышки в окружающий воздух. Расчет этих процессов выполнен по коэффициентом теплоотдачи (α_{0-in}) и (α'_0) как показано в блок-схеме счета в рис. 3.6.

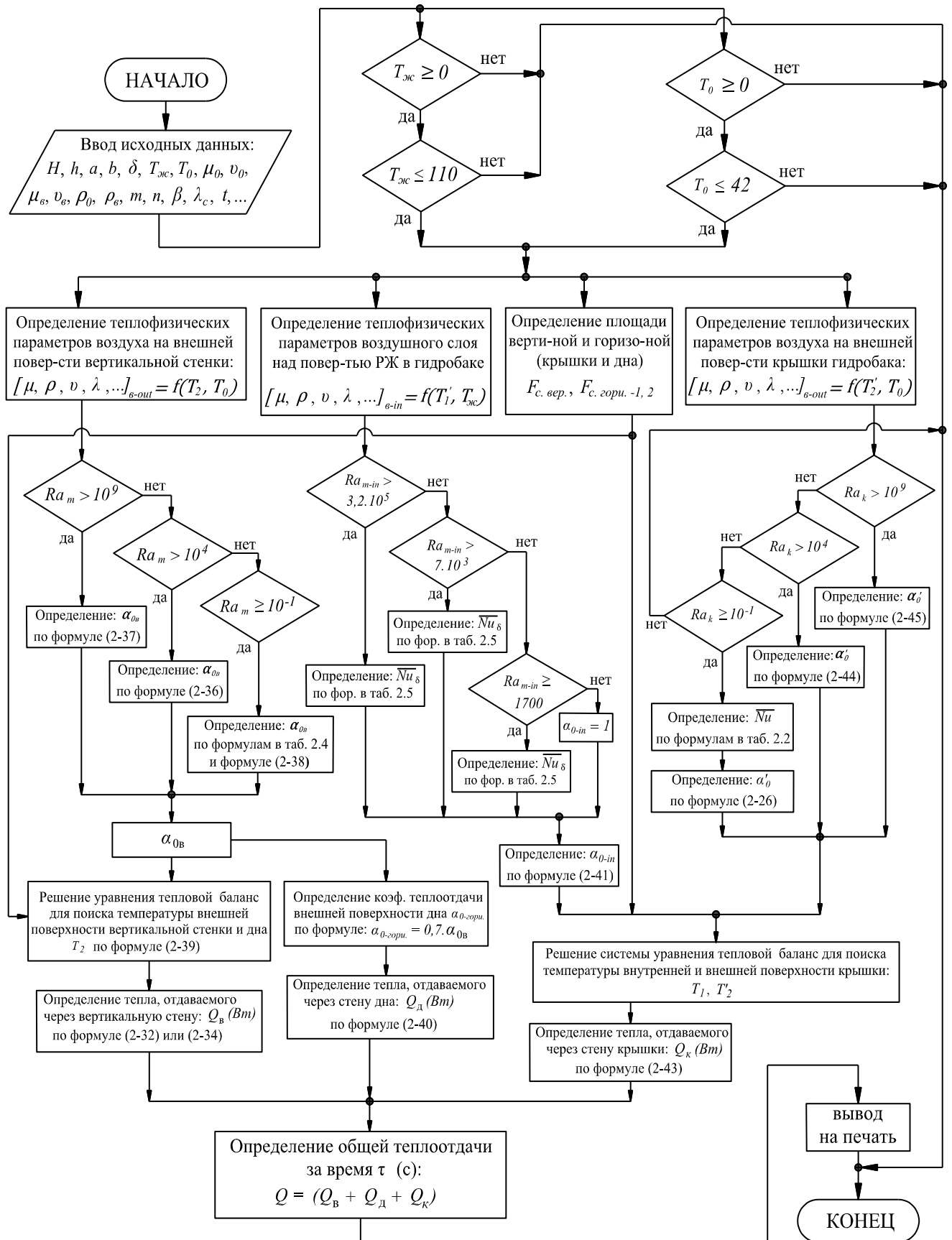


Рисунок 3.6 - Блок-схема для процесса расчета теплоотдачи гидробака

На основании блок-схемы расчета и уравнений расчетов теплопередачи гидробака была построена схему моделирования Simulink-Matlab (рис. 3.7).

Схема Simulink-Matlab для расчета и моделирования состоит из функциональных блоков, соединенных связями в логическом порядке метода расчета (рис. 3.7). Эти функциональные блоки можно разделить на 3 основные группы: блоки ввода данных (зеленые блоки); блоки, алгебраических и логических вычислений (прямоугольные блоки) и блоки, вывода результатов (синие, оранжевые блоки).

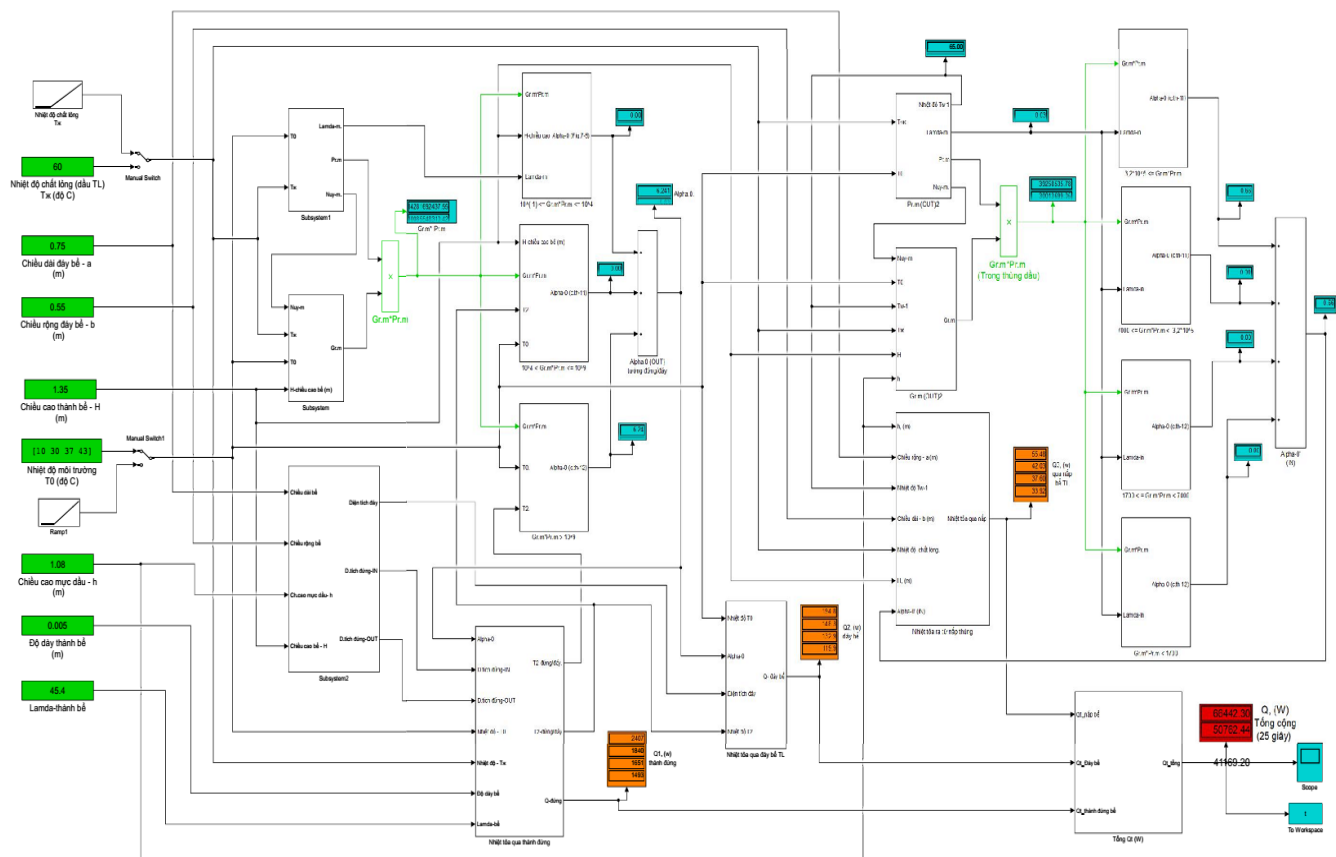


Рисунок 3.7 - Блок-схема Matlab-Simulink для расчет теплоотдачи гидробака

3.4.2. Результаты процесса расчета и моделирования

Расчет теплоотдачи был выполнен на примере параметров гидробака гидросистемы гидравлического экскаватора Komatsu PC750-7: коэффициент

теплопроводности материала стенки бака $\lambda = 45,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$, предполагая, что толщина стенки гидробака одинакова - $\delta_c = 5 \text{ мм}$, размеры гидробака в метрах $a \times b \times H = 0,75 \times 0,55 \times 1,35$, объем жидкости в баке 440 л; рабочая жидкость Shell Tellus-SV2-46 при $T_{ж} = 40 \text{ °C}$: плотность $\rho = 858,4 \text{ кг/м}^3$, динамический коэффициент вязкости РЖ $\mu = 394,9 \cdot 10^{-4} \text{ (Па} \cdot \text{с)}$, $\nu = 46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ коэффициент теплопроводности РЖ $\lambda_{ж} = 0,1262 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$, коэффициент температуропроводности РЖ $a = 7,332 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, удельная теплоемкость РЖ $c_p = 2005,24 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$, температурный коэффициент объемного расширения рабочей жидкости $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ °C}^{-1}$, температура окружающей среды $T_0 = (10 \div 42) \text{ °C}$. Диапазон значений температуры окружающей среды выбран исходя из сезонных колебаний температуры в республике Вьетнам от 10 до 42 °C. Расчет выполнен для шести значений температуры РЖ $T_{ж} = (10, 25, 50, 55, 60, 70) \text{ °C}$.

Результаты, полученные при моделировании Simulink-Matlab, показаны на рис. 3.8 и в таб. 3.3 ниже:

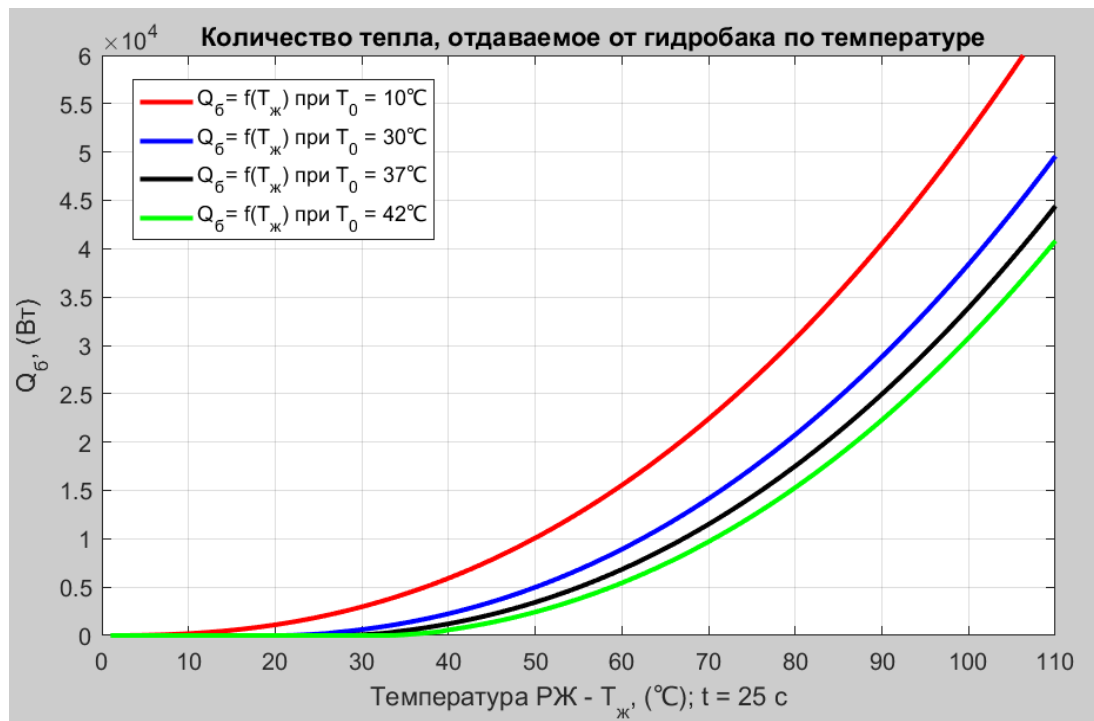


Рисунок 3.8 - Теплоотдача гидробака при разных температурах окружающей среды (T_0)

Из полученных результатов в рис. 3.8 видно, что:

+ если температура окружающей среды (T_0) постоянно, то количество тепла, отдаваемое из гидробака в окружающую среду (Q_t) нелинейно увеличивается с ростом температуры рабочей жидкости ($T_{жс}$);

+ если температура рабочей жидкости постоянно, то чем с ростом температуры окружающей среды, уменьшается тепловой поток, отдаваемый из гидробака. В частности их изменения показаны в таб. 3.3.

Таблица 3.3.

Температура рабочей жидкости ($T_{жс}$, °C)	Тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду из рабочей жидкости Q_t , (Вт)			
	при $T_0 = 10^\circ\text{C}$	при $T_0 = 30^\circ\text{C}$	при $T_0 = 37^\circ\text{C}$	при $T_0 = 42^\circ\text{C}$
10	0	0	0	0
25	186,6	0	0	0
50	690,97	272,09	151,92	65,15
55	808,43	366,98	235,56	151,52
60	930,3	486,44	327,46	235,10
70	1186,08	688,22	531,29	425,76

По результатам расчета показанным в таб. 3.3 можно сделать выводы, что:

+ тепловой поток Q_t увеличивается в 6,4 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 70°C при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 50°C до 70°C , тепловой поток Q_t увеличивается в 2,53 раза при $T_0 = 30^\circ\text{C}$; в 3,38 раза при $T_0 = 37^\circ\text{C}$; в 6,54 раза при $T_0 = 42^\circ\text{C}$;

+ когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C , тепловой поток Q_t уменьшается в 10,6 раза при $T_{жс} = 50^\circ\text{C}$; в 5,34 раза при $T_{жс} = 55^\circ\text{C}$; в 3,96 раза при $T_{жс} = 60^\circ\text{C}$; в 2,79 раза при $T_{жс} = 70^\circ\text{C}$.

3.5. Расчет и моделирование процесса теплоотдачи охладителя

3.5.1. Построение блок-схемы расчета и схемы моделирования Simulink

Воздушный охладитель гидросистемы предназначены для охлаждения рабочей жидкости, циркулирующей в гидросистеме. Обычно их устанавливают на сливной гидролинии. Рабочая жидкость течет в оребренных пучках труб. Вентилятор – создает воздушный поток через теплообменный аппарат. Охлаждение рабочей жидкости осуществляется путем теплообмена с потоком воздуха с более низкой температурой и процессом излучения теплоты от внешней поверхности стенки теплообменника аппарата в окружающую среду. Распределение оребренных труб в пучке может быть шахматное или коридорное.

В зависимости от способа распределения труб в пучке и направления воздушного потока (прямоток, противоток, перекрёстный ток или смешанный) будут применяться различные методы расчета и формулы.

Блок-схема алгоритма основанного на методе расчета теплопередачи шахматных пучков труб с ребрами прямоугольного сечения рассмотренного во второй главе, показано на рис. 3.9.

Значения средних температур входа и выхода теплообменника принимаются для расчета теплофизических свойств рабочей жидкости и теплоносителя (воздуха). Среднелогарифмический температурный напор (ΔT_{lm}) используется для расчета количества тепла, отдаваемого из рабочей жидкости в окружающую среду [55].

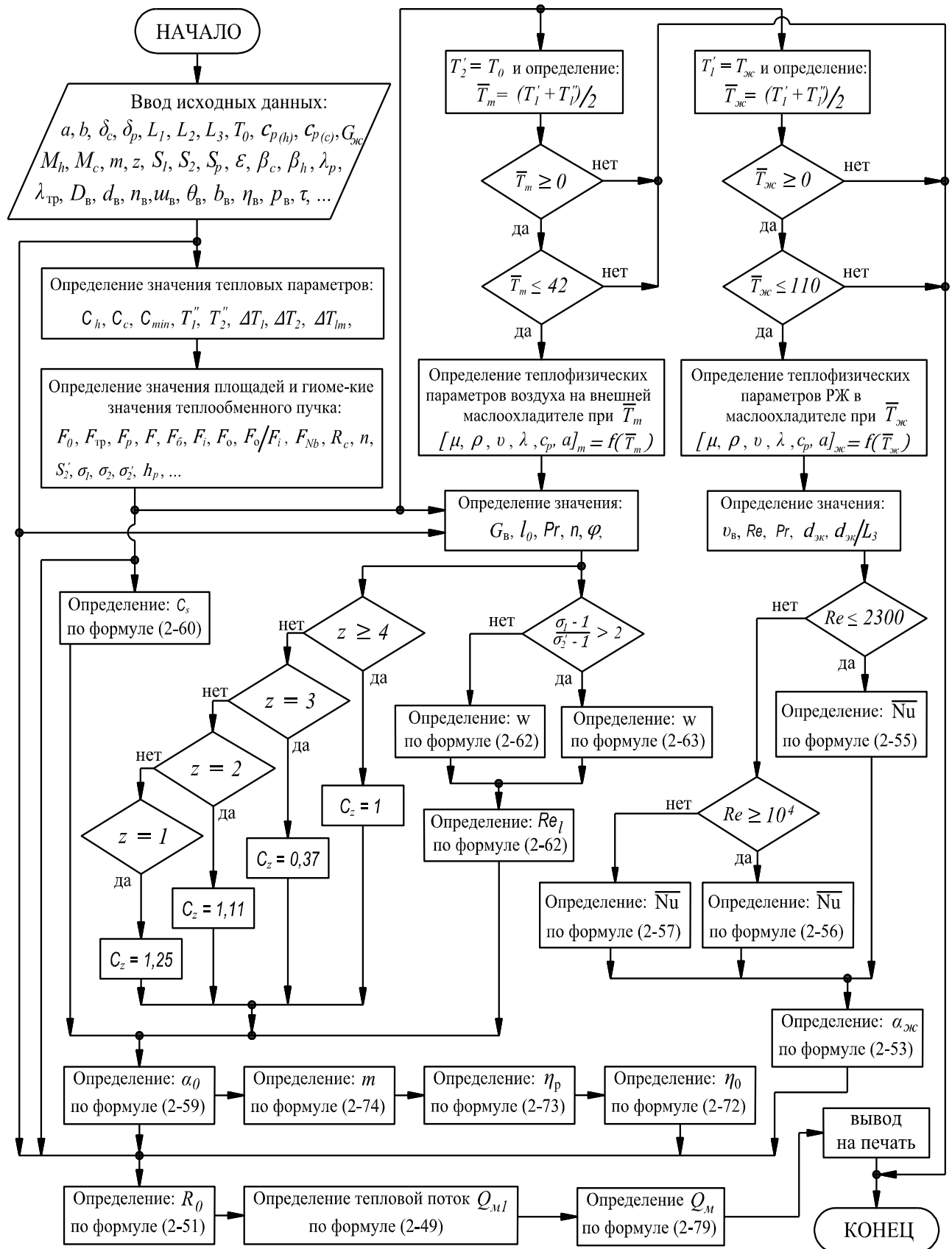


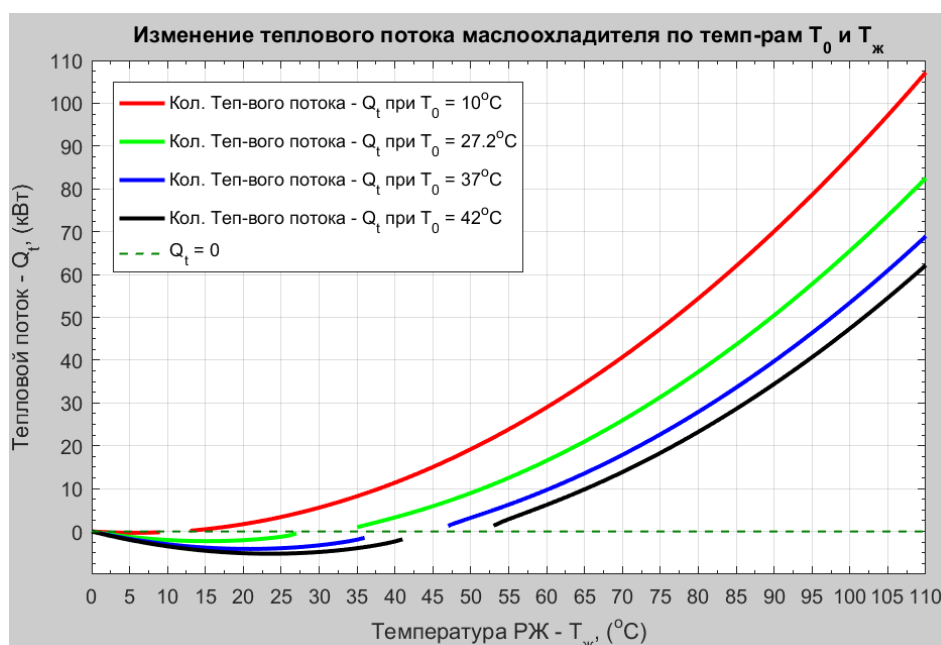
Рисунок 3.9 - Блок-схема для процесса расчета теплоотдачи от охладителя гидросистемы

На основе блок-схемы расчета теплопередачи маслоохладителя была построена схема моделирования Simulink. Функциональные блоки этой блок-схемы можно разделить на 3 основные группы: блоки ввода данных (зеленые блоки); оперативные блоки (сгруппированные в прямоугольные блоки) и блоки вывода результатов (синие, красные и оранжевые блоки).

3.5.2. Результаты процесса расчета и моделирования

Расчет теплоотдачи был выполнен на примере параметров охладителя гидросистемы в гидросистеме гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7: $S_1 = 17$ мм; $S_2 = 25$ мм; $L_1 = 870$ мм; $L_2 = 75$ мм; $L_3 = 1190$ мм; $S_p = 3$ мм; $\delta_p = 0,3$ мм; размеры овальных труб: $a = 21$ мм; $b = 6$ мм; $\delta_{тр} = 0,75$ мм; $z = 3$; $m = 51$; материал трубки и ребер – алюминиевый сплав $\lambda_{тр} = \lambda_p = 185$ Вт/(м·°C); рабочая жидкость Shell Tellus-SV2-46 при $T_{ж} = 40^\circ\text{C}$: плотность $\rho = 858,4$ кг/м³, динамический коэффициент вязкости РЖ $\mu = 394,9 \cdot 10^{-4}$ (Па·с), $\nu = 46 \cdot 10^{-4}$ м²/с коэффициент теплопроводности РЖ $\lambda_{ж} = 0,1262$ Вт/(м·°C), коэффициент температуропроводности РЖ $a = 7,332 \cdot 10^{-8}$ м²/с, удельная теплоемкость РЖ $c_p = 2005,24$ Дж/(кг·°C), температурный коэффициент объёмного расширения рабочей жидкости $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4}$ °C⁻¹; $G_{ж} = 8,72 \cdot 10^{-3}$ м³/с; температура окружающей среды $T_0 = (0 \div 42)^\circ\text{C}$, теплофизические свойства воздуха [11]. Расчет выполнен для восьми значений температуры РЖ $T_{ж} = (10 \div 110)^\circ\text{C}$; главные параметры вентилятора: внешний диаметр рабочего колеса $D = 1250$ мм; диаметр втулки (внутренний диаметр рабочего колеса) $d = 360$ мм; КПД вентилятора $\eta = 0,65$; число лопастей $i = 7$; ширина лопасти $u = 120$ мм; частота вращения $n = 980$ об/мин; угол лопасти $\theta = 2\pi/9$ рад и т. д.

После выполнения расчета и моделирования с помощью цифрового программного обеспечения Matlab-Simulink 7.04 получены следующие результаты на рисунке 3.10 и в таблице 3.4.



Рисунке 3.10 - Теплоотдачи охладителя при разных температурах $T_ж$ и T_0

По зависимостям рис. 3.10 видно, что: при постоянной температуре окружающей среды (T_0), количество тепла, отдаваемое охладителем в окружающую среду (Q_t) повышается с повышением температуры рабочей жидкости ($T_ж$); при неизменной температуре рабочей жидкости, чем выше температура окружающей среды, тем ниже тепловой поток, отдаваемый из гидробака. Их изменения показаны в таблице 3.4.

Таблица 3.4.

Изменение теплового потока охладителя гидросистемы по температурам T_0 и $T_ж$

Температура рабочей жидкости ($T_ж$, °C)	Тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду из рабочей жидкости Q_t , (кВт)			
	при $T_0 = 10^\circ\text{C}$	при $T_0 = 27,2^\circ\text{C}$	при $T_0 = 37^\circ\text{C}$	при $T_0 = 42^\circ\text{C}$
10	0	0	0	0
25	14,89	0	0	0
55	47,69	25,03	12,50	5,73
60	53,13	30,29	17,77	11,38

Температура рабочей жидкости ($T_{ж}$, °C)	Тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду из рабочей жидкости Q_t , (кВт)			
	при $T_0 = 10^\circ\text{C}$	при $T_0 = 27,2^\circ\text{C}$	при $T_0 = 37^\circ\text{C}$	при $T_0 = 42^\circ\text{C}$
70	63,99	40,79	28,12	21,79
80	74,82	51,25	38,38	31,97
90	85,63	61,69	48,59	42,07
110	107,19	82,49	68,93	62,17

По результатам расчета показанным в таб. 3.4 можно сделать следующие выводы:

+ тепловой поток Q_t увеличивается в 7,2 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 110°C при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 55°C до 110°C , тепловой поток Q_t увеличивается в 3,3 раза при $T_0 = 27,2^\circ\text{C}$; в 5,51 раза при $T_0 = 37^\circ\text{C}$; в 10,85 раза при $T_0 = 42^\circ\text{C}$;

+ когда температуре окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C , тепловой поток Q_t уменьшается в 8,32 раза при $T_{жс} = 55^\circ\text{C}$; в 4,67 раза при $T_{жс} = 60^\circ\text{C}$; в 2,94 раза при $T_{жс} = 70^\circ\text{C}$; в 2,04 раза при $T_{жс} = 90^\circ\text{C}$ и т. д.

3.6. Расчет гидравлических потерь в гидросистеме карьерного экскаватора

3.6.1. Расчет рабочего объемного расхода элементов гидросистемы карьерного экскаватора

Гидравлическая система карьерного экскаватора очень сложна. Таким образом, разделение его гидравлической системы на более мелкие системы с различными функциями имеет важное значение, для облегчения процесса исследования. По выполняемым функциям гидравлическую систему экскаватора можно разделить следующим образом (рис. 3.11):

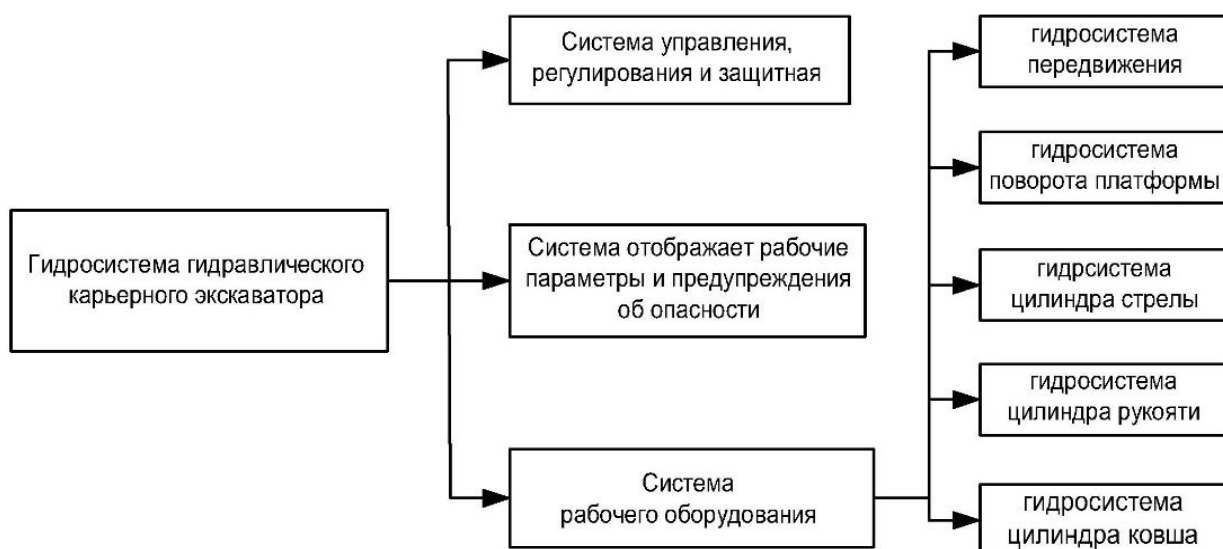


Рисунок 3.11 - Системы в гидросистеме карьерного экскаватора

Гидросистема передвижения помогает экскаватору перемещаться из одного рабочего положения в другое в карьере. После того, как экскаватор приехал в рабочее положение, система передвижения редко работает, в основном это комбинированная работа оставшихся 4 систем.

В настоящее время в современных гидравлических экскаваторах используются гидравлические насосы с регулируемой подачей в зависимости от рабочего режима. Это означает, что фактическая рабочая подача насоса отличается от их максимального значения, указанного в каталоге. Поэтому максимальная теоретическая подача насоса не должна использоваться в качестве параметра потока для гидравлических и теплопередающих расчетов. Фактическая рабочая подача насоса равна общему объёмному расходу, подаваемому в гидросистему управления, гидроцилиндры, гидромоторы и объёмную утечку. Объём утечки рассчитывается с помощью поправочного коэффициента k (нормальный $k = 1,15 \div 1,2$) [49, 21].

Карьерные гидравлические экскаваторы - это горные машины циклического действия. Рабочие процессы в цикла показаны на рис. 3.12.



а)



б)

Рисунок 3.12 - Карьерный гидравлический экскаватор разгружается (а) и процессы работы обратной лопаты карьерного экскаватора (б)

Рабочие оборудования, работающие вместе в 4 рабочих процессах, показаны на рисунке 3.12-б («+» это работает; «-» это не работает):

Таблица 3.5.

Работа гидрооборудования в одном цикле

Гидроцилиндры и гидромоторы	Процессы работы в одном цикле экскаватора			
	процесс копания	процесс подъема и поворота	процесс разгрузки	процесс возврата и опускания
Гидромоторы передвижения	-	-	-	-
Гидромоторы поворота платформы	-	+	+	+
Цилиндры стрела	+	+	+	+
Цилиндры рукояти	+	+	+	+
Цилиндры ковша	+	+	+	+

Фактический расход, в каждом цилиндре, неодинаков при различных рабочих процессах (4 рабочих процессов) цикла экскаватора и рассчитывается с использованием следующего выражения [21]:

$$G = \frac{v\omega}{\eta_{\text{ц}}} \quad (3.13)$$

где G – расход жидкости в гидроцилиндре, ($\text{м}^3/\text{с}$); $\eta_{\text{ц}} = (0,98 \div 0,99)$ – объёмный КПД гидроцилиндра [21]; ω – площадь живого сечения потока внутри гидроцилиндра, (м^2), v – средняя скорость поршня в процессе работы, ($\text{м}/\text{с}$).

Результаты эмпирических исследований с карьерным гидравлическим экскаватором Komatsu PC750SE-7 на железорудном руднике Тхач Кхе, Ха Тинь, Вьетнам (06.2020) - измерение длины гидравлических цилиндров в начале и в конце каждого рабочего процесса для определения средней величины хода поршня и среднее значение времени рабочего цикла показаны в таб. 3.6 ниже.

Таблица 3.6.

Средняя длина гидравлического цилиндра в каждом рабочем процессе

Гидравлические цилиндры	Средняя длина гидравлического цилиндра в каждом рабочем процессе, (м)							
	копание		подъем и поворот		разгрузка		возврат и опускание	
	нача.	конце	нача.	конце	нача.	конце	нача.	конце
Среднее время, (с)	7,2		6,0		5,6		6,6	
Цилиндры ковша	2,40	3,10	3,10	3,04	3,04	2,24	2,24	2,42
Цилиндры рукояти	2,52	3,15	3,15	3,10	3,10	3,31	3,31	2,49
Цилиндры стрела	3,80	3,68	3,68	3,98	3,98	4,29	4,29	3,71

Из экспериментальных результатов в таб. 3.6 мы вычислили среднюю скорость движения поршня в каждом рабочем процессе, как показано в таб. 3.7 ниже:

Таблица 3.7.

Средняя скорость поршня гидроцилиндры

Средняя скорость поршня цилиндры (м/с)	Процессы работы в одном цикле экскаватора			
	копания	подъем и поворот	разгрузка	опускание
ковша	0,097	0,010	0,143	0,028
рукояти	0,088	0,009	0,038	0,124
стрела	0,017	0,050	0,055	0,088

Некоторые основные параметры гидроцилиндров и гидромоторов на базе гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7:

Таблица 3.8.

Некоторые основные параметры гидроцилиндров и гидромоторов

Гидроцилиндр	Коливо цилиндров	Внутний диаметр (мм)	диаметр штока (мм)	Минимальная длина цилиндра (мм)	Максимальный ход поршня (мм)
стрела	2	200	140	2620	1950
рукояти	2	185	120	2165	1610
ковша	1	225	160	2160	1420
Гидромоторы поворота платформы					
Количество гидромотора	Рабочий расход (см ³ /об)	Число оборотов (об/мин)	Рабочее давление (кПа)	Мощность (кВт)	
2	255	260	28400	31,4	

Исходя из результатов, рассчитанных в таб. 3.7, из данных в таб. 3.8 применяя формулу (3.13), были определены средние фактические рабочие расходы гидравлических цилиндров показанные в таб. 3.9 (предположим КПД $\eta_{\text{ц}} = 0,98$).

Таблица 3.9.

Средний фактический расход гидравлических двигателей

Средние фактические рабочие расходы гидравлических цилиндров и гидромоторов	Рабочий расход в каждом процессе рабочего цикла экскаватора $G \cdot 10^3 (\text{м}^3/\text{с})$			
	копание	подъем и поворот	разгрузка	возврат и опускание
гидромоторы поворота платформы $\times 2$	0	2,26	2,26	2,26
ГЦ ковша	3,97	2,04	2,92	1,15
ГЦ рукояти $\times 2$	4,85	0,30	2,10	4,05
ГЦ стрелы $\times 2$	5,60	3,17	3,48	2,88
Сумма	14,42	7,77	10,76	10,34

Изменение значения средней скорости, среднего рабочего расхода и общего рабочего расхода гидроцилиндров, гидромоторов в рабочем цикле экскаватора показано на рис. 3.13.



Рисунок 3.13 - Изменение значения среднего рабочего расхода
в рабочем цикле экскаватора

Во время работы карьерного гидравлического экскаватора расход гидравлических двигателей экскаватора изменяется и зависит от режима работы экскаватора что, приводит к изменению подачи насосов. Поэтому при расчете потерь мощности и теплопередачи карьерного гидравлического экскаватора необходимо рассчитывать их в соответствии с каждым рабочим циклом экскаватора.

3.6.2. Расчет гидравлических потерь в гидросистеме

Потери мощности в гидравлической системе включают линейные гидравлические потери на прямых участках трубопроводов и местные гидравлические потери в гидронасосах, гидромоторах, распределителях, напорных клапанах, гидроцилиндрах, дросселях и гидравлических фитингах.

Мощность, потерянная в гидросистеме карьерного экскаватора ($N_{\text{пгр}}$) складывается из составляющих следующим образом:

$$N_{\text{пгр}} = N_{\text{пн}} + N_{\text{пф}} + N_{\text{птр}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{пц}} + N_{\text{пмот}} + N_{\text{пм}} + N_{\text{пок}}, \quad (\text{кВт}) \quad (3.14)$$

где $N_{\text{пн}}$, $N_{\text{пф}}$, $N_{\text{птр}}$, $N_{\text{пр}}$, $N_{\text{пц}}$, $N_{\text{пмот}}$, $N_{\text{пм}}$, $N_{\text{пок}}$ — соответственно потери мощности в гидронасосах, фильтрах, трубопроводах и их фитингах, распределителях, гидроцилиндрах, гидромоторах, охладителе, обратных клапанах.

Расчет общих потерь мощности гидравлической системы карьерного экскаватора был выполнен в Matlab-Simulink по схеме (рис. 3.14).

Расчет потерь выполнен по фактическим параметрам гидравлической системы карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7. Чтобы упростить процесс расчета, мы предполагаем, что механические и объемные потери гидравлических элементов в гидросистеме неизменны во время работы экскаватора и рассчитываются по их КПД. Результаты расчета потерь мощности в гидросистеме карьерных экскаваторов показаны в таб. 3.10.

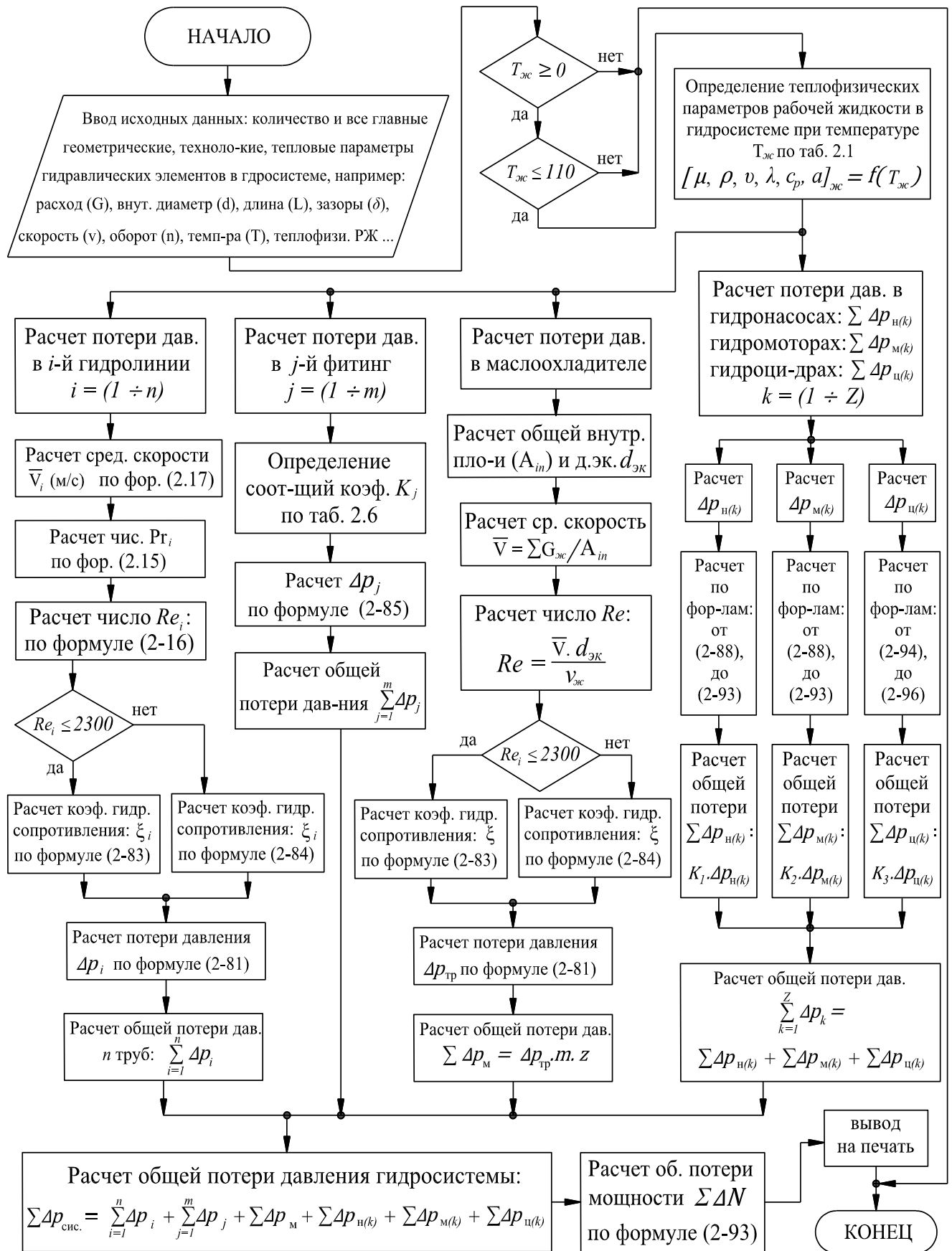


Рисунок 3.14 - Блок-схема расчёта потерь мощности в гидросистеме

Таблица 3.10.

Потери мощности в гидросистеме гидравлического экскаватора

Потери мощности в	Потери мощности в каждом процессе цикла экскаватора ΔN (кВт) при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$			
	копание	подъем и поворот	разгрузка	возврат и опускание
гидромоторах поворота платформы $\times 2$	0	4,34	4,34	4,34
гидроцилиндре ковша и в фитингах на его гидросистеме	27,03	7,58	14,33	3,33
гидроцилиндрах рукояти и в фитингах на их гидросистеме $\times 2$	16,45	0,74	5,59	12,71
гидроцилиндрах стрелы и их фитингах $\times 2$	14,79	8,99	10,11	7,99
главных гидронасосах $\times 2$	21,84	20,79	20,99	20,41
фильтрах $\times 5$ и главных рукавах	4,97	7,175	4,383	6,236
Охладители	17,65	8,864	11,76	10,08
Сумма	102,73	58,479	71,503	65,096

Таким образом потери энергии (мощности) гидросистемы за один цикл рабочих операций карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7 составляют не менее 297,808 кВт.

3.7. Расчет и моделирование теплопередачи гидросистемы карьерного экскаватора

3.7.1. Построение блок-схемы для процесса расчета

В настоящее время потери энергии в гидравлических системах колеблются от 30% до 50% [43]. Определение общих потерь энергии в гидравлической системе

и общей теплоотдачи в окружающую среду, служит основой для определения температуры рабочей жидкости во время работы.

Процесс теплоотдачи от гидравлической системы экскаватора к окружающему среде происходит одновременно с процессом нагрева рабочей жидкости. Если предположим, что потери механической мощности и расхода в гидравлических элементах постоянны и рассчитываются по их КПД, то общие потери мощности будут уменьшаться по мере повышения температуры рабочей жидкости. Причина этого заключается в том, что с повышением температуры рабочей жидкости ее вязкость быстро уменьшается, что приводит к снижению гидравлического трения РЖ. Поэтому зимой, когда температура рабочей жидкости слишком низкая, ее необходимо нагреть перед запуском гидросистемы. И наоборот, когда температура рабочей жидкости увеличивается, тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду гидравлической системой, будет быстро увеличиваться. В какой-то момент график процесса теплоотдачи и теплообразования в гидросистеме пересекается, что означает, что тепло, выделяемое в гидросистеме, равно количеству тепла, отдаваемого в окружающую среду из этой системы, дальше устанавливается тепловое равновесие и температура РЖ не изменяется.

Тепловой баланс гидравлической системы зависит от ряда факторов, таких как: температура окружающей среды, структура и мощность гидравлической системы, режим нагрузки и др. Процесс расчета потерь мощности, теплопередачи и решения уравнения теплового баланса гидравлической системы гидравлического экскаватора показаны на рис. 3.15.

На основе блок-схемы на рис. 3.15, методов расчета теплопередачи от гидравлических элементов и потерь мощности, представленных выше, мы построили блок-схему Matlab-Simulink для решения уравнения теплового баланса гидравлической системы карьерного экскаватора на приложении 7.

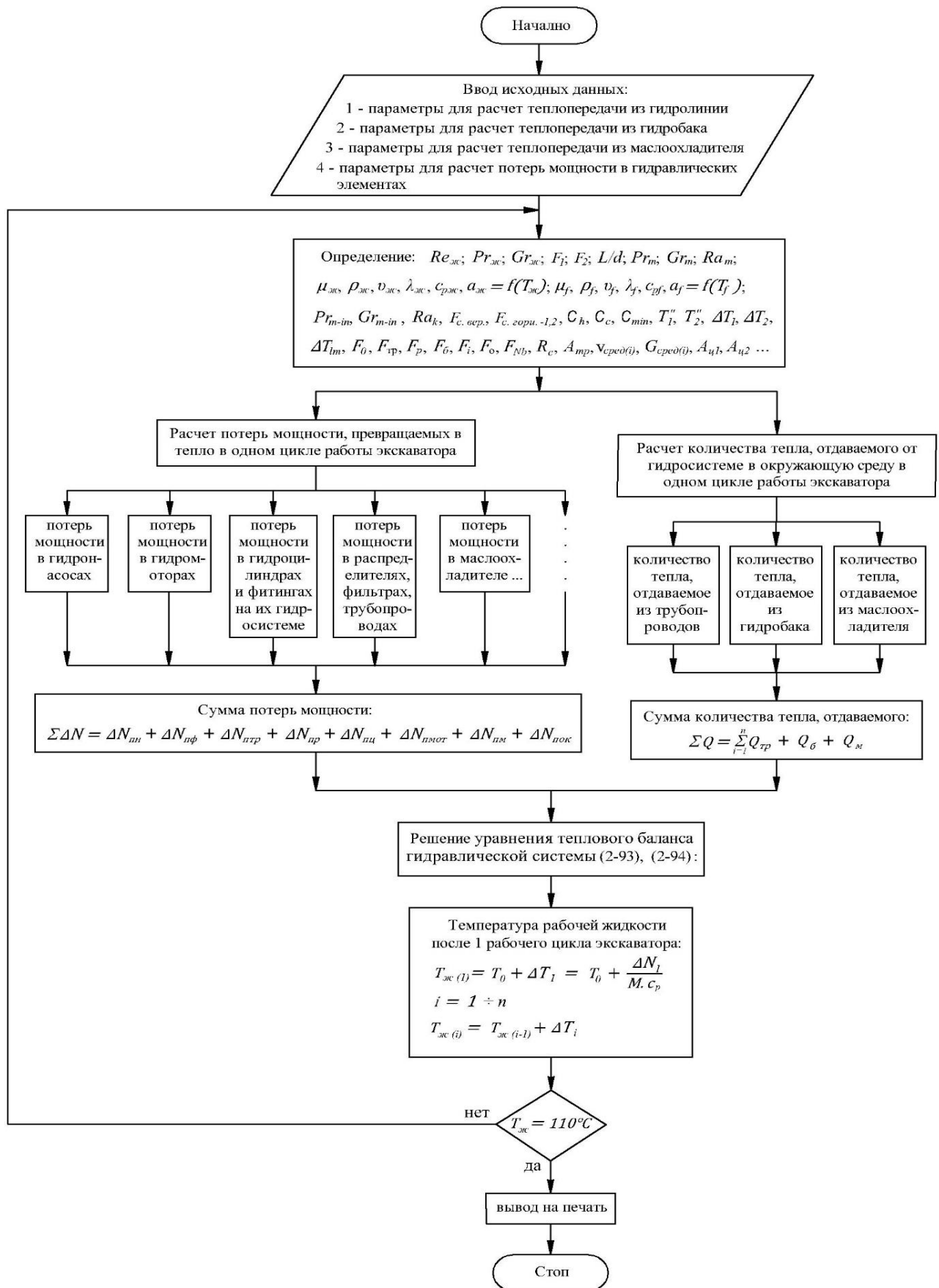


Рисунок 3.15 - Блок-схема для решения уравнения теплового баланса гидросистемы карьерного экскаватора

3.7.2. Расчет и моделирование решения уравнения теплового баланса с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink

Блок-схему расчета Simulink можно использовать для расчета потерь мощности, теплопередачи гидравлических элементов в окружающую среду, решения уравнения теплового баланса любой гидравлической системы и проверки температура рабочей жидкости в гидравлическом экскаваторе в условиях длительного стабильного режима работы и может быть использована для расчета гидросистем горных машин в целом.

Для расчета и тестирования работы карьерных гидравлических экскаваторов, работающих во Вьетнаме, мы использовали параметры гидравлической системы гидравлических экскаваторов Komatsu PC750SE-7 и рабочей жидкости Shell Tellus S2V-46. Зависимости полученные в результате расчетов и моделирования приведены на рис. 3.16.

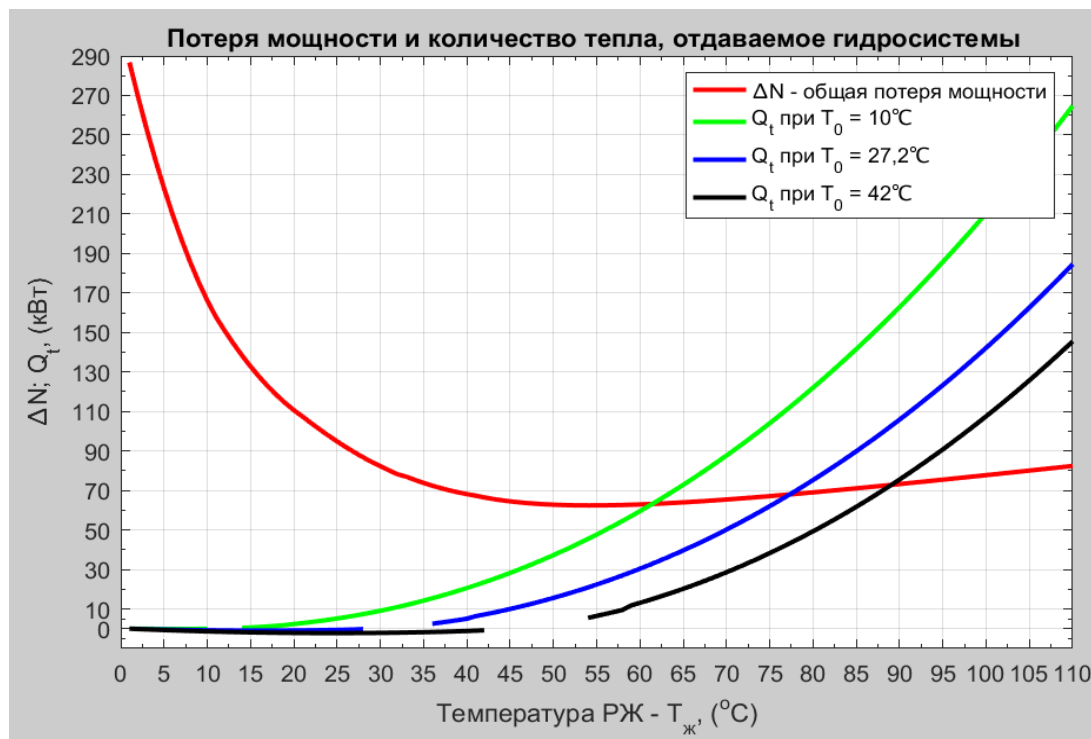


Рисунок 3.16 - Расчет потерь мощности и количества тепла, отдаваемого в окружающую среду от гидросистеме по температуре $T_{ж}$ и T_0

Полученные зависимости позволяют сделать следующие выводы:

+ Кривая характеристики потери мощности имеет переменный наклон, что означает, что гидравлические потери мощности при изменяются с изменением температуры окружающей среды;

+ Температура окружающей среды оказывает большое влияние на гидравлическую систему и изменяет тепловое равновесие этой системы, что приводит к изменению стабильной рабочей температуры рабочей жидкости в системе. На рис. 3.16 мы видим, когда температура окружающей среды соответственно $T_o = 10^{\circ}\text{C}$, $27,2^{\circ}\text{C}$ и 42°C , стабильная рабочая температура соответствующей рабочей жидкости равна $T_{ж} = 61,5^{\circ}\text{C}$, $77,5^{\circ}\text{C}$ и $89,3^{\circ}\text{C}$. Температура рабочей жидкости в гидравлической системе карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 всегда превышает рекомендованную производителем [28] на величины от $7,5^{\circ}\text{C}$ до 19°C .

3.8. Выводы по третьей главы

1. Метод расчета теплопередачи через основное гидравлические элементы, расчет общих потерь мощности и решение уравнений тепловой баланса, позволяет определить долгосрочную стабильную рабочую температуру рабочей жидкости в гидравлической системе карьерного гидравлического экскаватора и других типов гидравлических машин.

2. С изменением температуры рабочей жидкости и охлаждающей среды их теплофизические свойства также изменяются и оказывают существенное влияние на процессы передачи тепла в окружающую среду.

3. При увеличении температуры окружающей среды скорость теплопередачи от рабочей жидкости через элементы гидравлической системы в окружающую среду быстро уменьшается. Когда температура окружающей среды (T_o) увеличивается с 10°C до 42°C :

+ тепловой поток, отдаваемый от гидролинии ($Q_{тр}$) уменьшается в 7,5 раза при $T_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$; в 3,6 раза при $T_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$; в 2,6 раза при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$; в 2,23 раза при $T_{ж} = 90^{\circ}\text{C}$ и в 1,62 раза при $T_{ж} = 110^{\circ}\text{C}$;

+ тепловой поток, отдаваемый от гидробака (Q_6) уменьшается в 10,6 раза при $T_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$; в 5,34 раза при $T_{ж} = 55^{\circ}\text{C}$; в 3,96 раза при $T_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$; в 2,79 раза при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$;

+ тепловой поток, отдаваемый от охладителя гидросистемы (Q_m) уменьшается в 5,2 раза при $T_{ж} = 55^{\circ}\text{C}$; в 3,7 раза при $T_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$; в 2,6 раза при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$; в 1,92 раза при $T_{ж} = 90^{\circ}\text{C}$ и т. д.

4. Во время работы карьерного гидравлического экскаватора расход гидравлических двигателей изменяется и зависит от режима работы экскаватора что, приводит к изменению подачи гидронасосов. Поэтому при расчете потерь мощности и теплопередачи карьерного гидравлического экскаватора необходимо рассчитывать их в соответствии с каждым рабочим циклом.

5. Температура рабочей жидкости в гидравлической системе экскаватора Komatsu PC750SE-7, эксплуатируемого в климатических условиях во Вьетнаме, всегда превышает оптимальные значения рабочей температуры рекомендованные производителем на $7,5^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C}$.

ГЛАВА 4. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОХЛАДИТЕЛЯ ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА В СООТВЕТСТВИИ С УСЛОВИЯМИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЬЕТНАМА

4.1. Расчет и выбор типа рабочей жидкости в соответствии с условиями эксплуатации Вьетнама

4.1.1. Рабочая жидкость в гидравлической системе и общие требования к ней

Рабочая жидкость (РЖ) в гидравлической системе в первую очередь является энергоносителем из гидронасосы до гидромоторы и гидроцилиндры. Кроме этого рабочая жидкость выполняет в гидроприводе и другие важные функции: обеспечивает смазку трущихся поверхностей деталей гидравлических машин, аппаратов и уплотнений.

Функции рабочей жидкости в объемных гидроприводах многосторонни, поэтому к ним предъявляют ряд требований из которых можно выделить основные для эксплуатации в условиях высоких температур:

- подходит для типа гидравлических машин (экскаваторов, тракторов, угольных комбайнов, самолетов и т. д.), значения давления работы в гидросистеме, режима нагрузки и температуры рабочей среды (климатическое условие среды работы);
- минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур;
- стабильность свойств в условиях эксплуатации (высокая устойчивость к механическому разрушению сложных соединения жидкости при дросселировании, к окислению при работе, к поглощению влаги и воздуха);
- хорошая теплопроводность и малый коэффициент теплового расширения;

Расчет и выбор соответственной рабочей жидкости для гидравлической системы карьерных горных машин, работающей в природно-климатических условиях определенного карьера очень важны.

4.1.2. Описание аналитических зависимостей теплофизических свойств рабочей жидкости от её температуры

На возможность теплоотдачи гидравлической системы в окружающую среду карьерных горных машин влияют многие прямые и косвенные факторы, такие как: тип рабочей жидкости (теплофизические свойства каждого типа рабочей жидкости разные), температура рабочей жидкости, а также факторы окружающей среды. Особенно температура окружающего воздуха. Точный расчет теплообмена гидравлической системы карьерной горной машины требует учета зависимости теплофизических свойств от температуры жидкостей (рабочей жидкости и воздуха).

Гидравлические масла Shell Tellus – часто используются в гидравлических системах карьерных гидравлических экскаваторов во Вьетнаме. Рабочая жидкость Shell Tellus включает многие типы, например: Shell Tellus - 22, 32, 46, 68, 100. Однако исследований, показывающих, какие из них наиболее подходят для гидравлических систем карьерных экскаваторов в условиях эксплуатации Вьетнама, нет. Поэтому для того, чтобы это исследование имело высокую практическую применимость, мы проведем исследования зависимости теплофизических свойств от температуры рабочих жидкостей Shell Tellus - 22, 32, 46, 68, 100. Для этого мы используем результаты исследований и рекомендации таких авторов, как: П. В. Коваль [52], В. П. Апсин, В. Г. Удовин [47], Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов [49], П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов [35] и др. на основе метода математической интерполяции и каталоги типов рабочих жидкостей [56]. Изменение теплофизических свойств рабочих жидкостей Shell Tellus в зависимости от их температуры ($T_{ж}$, °C) представлено в таб. 4.1 ниже:

Таблица 4.1.

Математические уравнения зависимости теплофизических свойств от температуры

Рабочие жидкости	Теплофизические свойства	Математические уравнения зависимости теплофизических свойств от температуры РЖ - $T_{ж}$, °C	Температурные диапазоны $T_{ж}$, (°C)
Shell Tellus 22	кинематическая вязкость - ν , (сСт)	$\nu = 0,08T_{ж}^2 - 9,4T_{ж} + 160$	[0÷5]
		$\nu = 0,2T_{ж}^2 - 9,0T_{ж} + 155$	(5÷15]
		$\nu = 0,0413T_{ж}^2 - 3,9933T_{ж} + 115,6$	(15÷40]
		$\nu = 22\left(\frac{40}{T_{ж}}\right)^{0,6}$	(40÷ 110]
	удельная прочность - $\rho \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right)$	$\rho = \frac{872}{1 + 0,00075(T_{ж} - 15)}$	[0÷110]
	удельная теплоемкость - $c_p \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}\right)$	$c_p = 1960[1 + 0,0007(T_{ж} - 10)]$	[0÷110]
	коэффициент теплопроводности $\lambda \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}\right)$	$\lambda = \frac{117}{907}(1 - 0,00054T_{ж})$	[0÷110]
	Коэффициент температуропроводности $a \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}}\right)$	$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$	[0÷110]
Shell Tellus 32	кинематическая вязкость - ν , (сСт)	$\nu = 1,6T_{ж}^2 - 24T_{ж} + 260$	[0÷5]
		$\nu = 0,3T_{ж}^2 - 13,5T_{ж} + 240$	(5÷15]
		$\nu = 0,0747T_{ж}^2 - 7,0267T_{ж} + 193,6$	(15÷40]
		$\nu = 32\left(\frac{40}{T_{ж}}\right)^{0,61}$	(40÷ 110]
	удельная прочность - $\rho \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right)$	$\rho = \frac{854}{1 + 0,00075(T_{ж} - 15)}$	[0÷110]

Рабочие жидкости	Теплофизические свойства	Математические уравнения зависимости теплофизических свойств от температуры РЖ - $T_{ж}, ^\circ\text{C}$	Температу- рные диапазоны $T_{ж}, (^{\circ}\text{C})$
	удельная теплоемкость - $c_p \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$c_p = 1961[1 + 0,0007(T_{ж} - 10)]$	$[0 \div 110]$
	коэффициент теплопроводность $\lambda \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$\lambda = \frac{117}{907} (1 - 0,00054 T_{ж})$	$[0 \div 110]$
	Коэффициент температуропров- одности $a \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$	$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$	$[0 \div 110]$
Shell Tellus 46	кинематическая вязкость - $\nu, (\text{сСт})$	$\nu = 0,84 T_{ж}^2 - 30,2 T_{ж} + 430$	$[0 \div 10]$
		$\nu = 0,34 T_{ж}^2 - 18,9 T_{ж} + 376$	$(10 \div 20)$
		$\nu = 0,105 T_{ж}^2 - 10,25 T_{ж} + 288$	$(20 \div 40)$
		$\nu = 46 \left(\frac{40}{T_{ж}} \right)^{0,559}$	$(40 \div 110)$
	удельная прочность - $\rho \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$	$\rho = \frac{872}{1 + 0,00075(T_{ж} - 15)}$	$[0 \div 110]$
	удельная теплоемкость - $c_p \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$c_p = 1964[1 + 0,0007(T_{ж} - 10)]$	$[0 \div 110]$
	коэффициент теплопроводность $\lambda \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$\lambda = \frac{117}{907} (1 - 0,00054 T_{ж})$	$[0 \div 110]$
	Коэффициент температуропров- одности	$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$	$[0 \div 110]$

Рабочие жидкости	Теплофизические свойства	Математические уравнения зависимости теплофизических свойств от температуры РЖ - $T_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	Температу- рные диапазоны $T_{\text{ж}}, (^\circ\text{C})$
	$a \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$		
Shell Tellus 68	кинематическая вязкость - $\nu, (\text{сСт})$	$\nu = 3,9864T_{\text{ж}}^2 - 64,966T_{\text{ж}} + 700$	[0÷5]
		$\nu = 0,891T_{\text{ж}}^2 - 39,8871T_{\text{ж}} + 652$	(5÷15]
		$\nu = 0,0267T_{\text{ж}}^2 - 18,7667T_{\text{ж}} + 487,95$	(15÷40]
		$\nu = 68 \left(\frac{40}{T_{\text{ж}}} \right)^{0,48}$	(40÷ 110]
	удельная прочность - $\rho \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$	$\rho = \frac{877}{1 + 0,00075(T_{\text{ж}} - 15)}$	[0÷110]
	удельная теплоемкость - $c_p \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$c_p = 1967[1 + 0,0007(T_{\text{ж}} - 10)]$	[0÷110]
	коэффициент теплопроводность $\lambda \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$\lambda = \frac{117}{907}(1 - 0,00054T_{\text{ж}})$	[0÷110]
	Коэффициент температуропров- одности $a \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$	$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$	[0÷110]
Shell Tellus 100	кинематическая вязкость - $\nu, (\text{сСт})$	$\nu = 9,6T_{\text{ж}}^2 - 138T_{\text{ж}} + 1200$	[0÷5]
		$\nu = 1,5T_{\text{ж}}^2 - 65,5T_{\text{ж}} + 1040$	(5÷15]
		$\nu = 0,3267T_{\text{ж}}^2 - 29,7667T_{\text{ж}} + 768$	(15÷40]
		$\nu = 100 \left(\frac{40}{T_{\text{ж}}} \right)^{0,5}$	(40÷ 110]
	удельная прочность - $\rho \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$	$\rho = \frac{880}{1 + 0,00075(T_{\text{ж}} - 15)}$	[0÷110]

Рабочие жидкости	Теплофизические свойства	Математические уравнения зависимости теплофизических свойств от температуры РЖ - $T_{ж}, ^\circ\text{C}$	Температу- рные диапазоны $T_{ж}, (^{\circ}\text{C})$
	удельная теплоемкость - $c_p \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$c_p = 1977[1 + 0,0007(T_{ж} - 10)]$	$[0 \div 110]$
	коэффициент теплопроводность $\lambda \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$	$\lambda = \frac{117}{907} (1 - 0,00054 T_{ж})$	$[0 \div 110]$
	Коэффициент температуропров- одности $a \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$	$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$	$[0 \div 110]$

На основе математических уравнений взаимосвязи теплофизических свойств рабочей жидкости от температуры, представленных в таб. 4.1, с использованием программного обеспечения Matlab-Simulink 7.04 построены графики зависимостей рис. 4.1, 4.2.

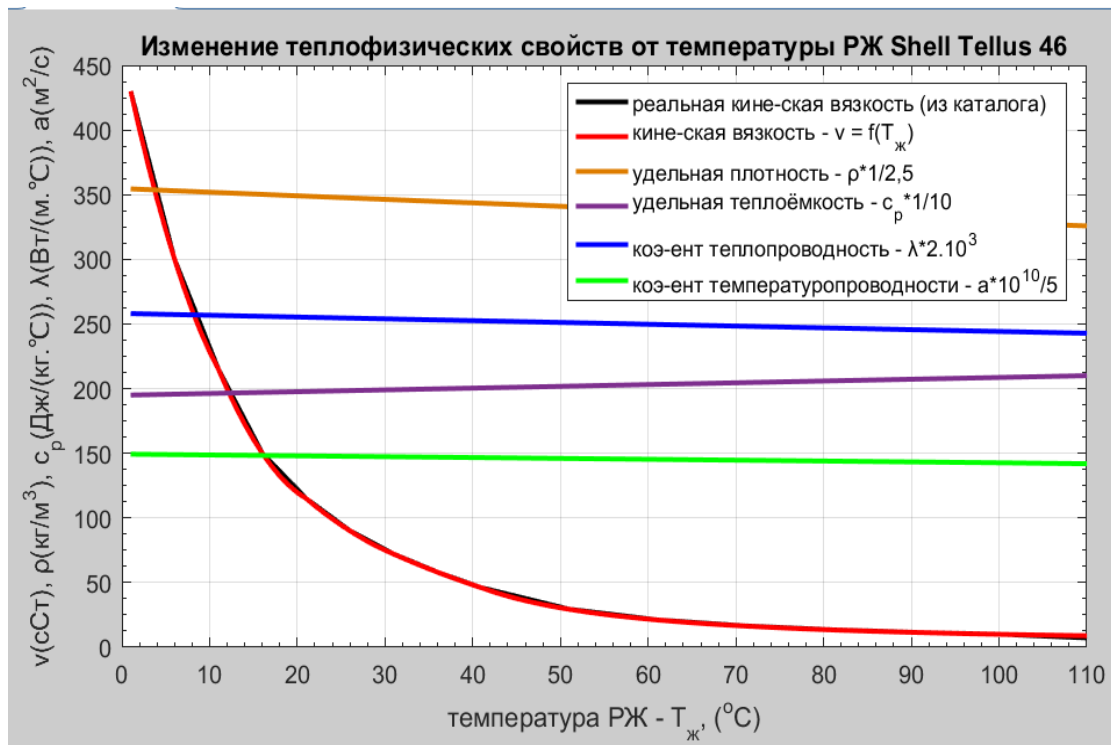


Рисунок 4.1 - Изменение теплофизических свойств от температуры РЖ (Shell Tellus S2V-46)

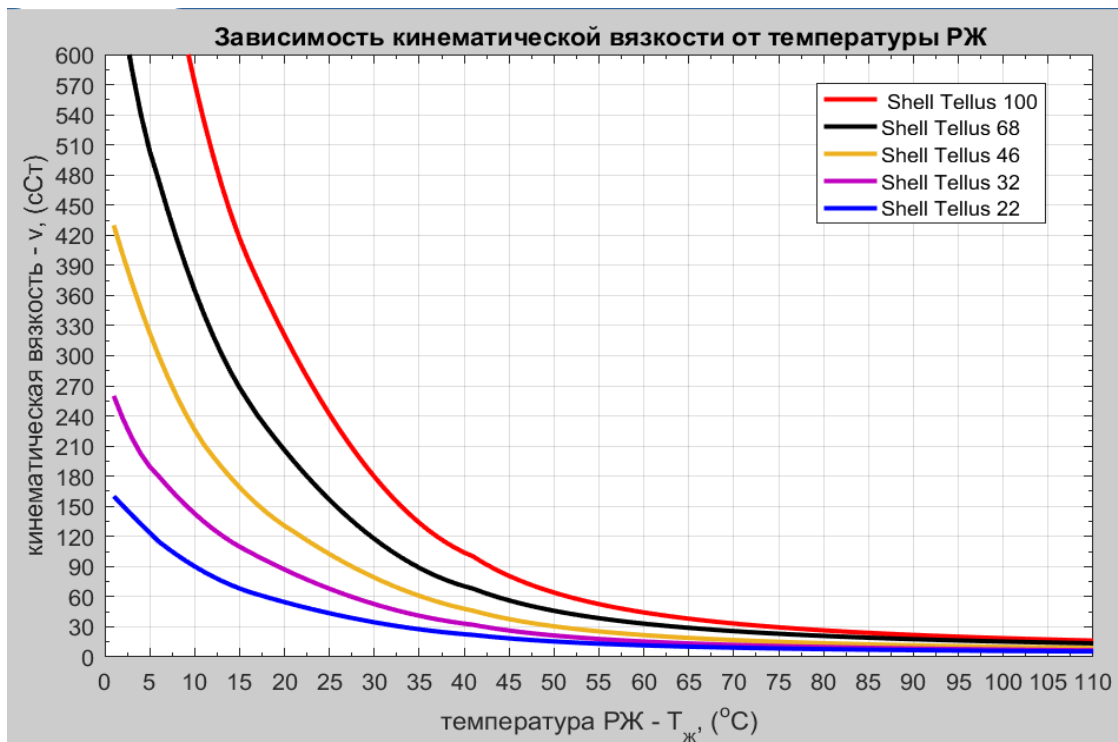


Рисунок 4.2 - Зависимость кинематической вязкости РЖ от температуры

Для исследования влияния температуры окружающей среды (T_0 , $^{\circ}\text{C}$) на теплообмен гидравлической системы карьерных экскаваторов необходимо

перенести зависимости теплофизических свойств воздуха в алгебраические уравнения. Помимо рекомендации П. И. Бажан, Г. Е. Каневец [35] представленный в разделе 3.1.2, предлагаем следующие выражения для расчета зависимости нескольких теплофизических свойств сухого воздуха при атмосферном давлении от его температуры в диапазоне температур от 0 до 80 °С:

+ плотность - ρ_k , (кг/м³):

$$\rho_k = 1,293(1 - 0,00295T_0) \quad (4.1)$$

+ коэффициент теплопроводности - λ_k , (Вт/(м°С)):

$$\lambda_k = 0,0244(1 + 0,0033T_0) \quad (4.2)$$

+ кинематический коэффициент вязкости - ν_k , (м²/с):

$$\nu_k = 13,28 \cdot 10^{-6}(1 + 0,0071 \cdot T_0) \quad (4.3)$$

Результаты расчета и моделирования изменения теплофизических свойств сухого воздуха от температуры показаны в рис. 4.3:

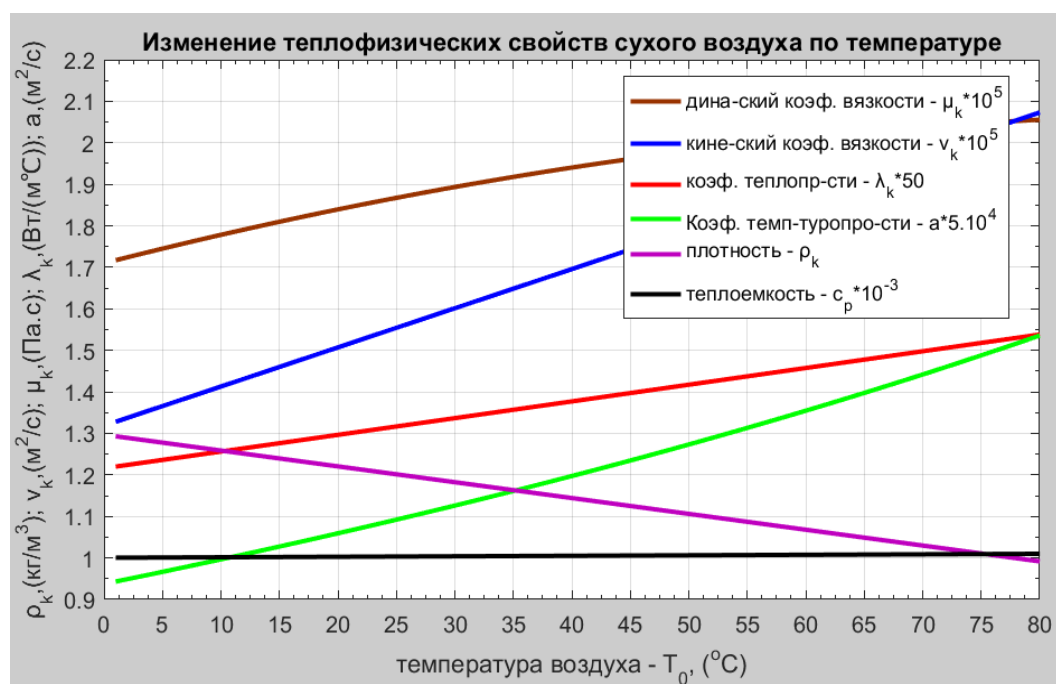


Рисунок 4.3 - Изменение теплофизических свойств сухого воздуха по температуре

4.1.3. Влияние вязкости рабочей жидкости на потери мощности в гидросистеме

Все потери мощности гидравлической системы превращаются в тепло. Повышение температуры рабочей жидкости приведет к быстрому снижению ее вязкости и смазочной способности, увеличению механических и уменьшению гидравлических потерь мощности.

Изменение потерь мощности гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 от температуры рабочей жидкости Shell Tellus 46 показаны на рис. 4.4 и в таб. 4.2. Из результатов моделирования на рис. 4.4 мы видим, что при увеличении температуры рабочей жидкости график общих потерь мощности системы гидропривода экскаватора приобретает вид кривой. Кривую общих потерь мощности можно разделить на две части с точкой минимума посередине: часть графика слева от точки минимума показывает, что скорость снижения общих потерь мощности очень высока по мере увеличения температуры рабочей жидкости; наоборот, общие потери мощности будут постепенно увеличиваться на правой части графика от точки минимума (график в диапазоне температур от 42 до 110 °C).

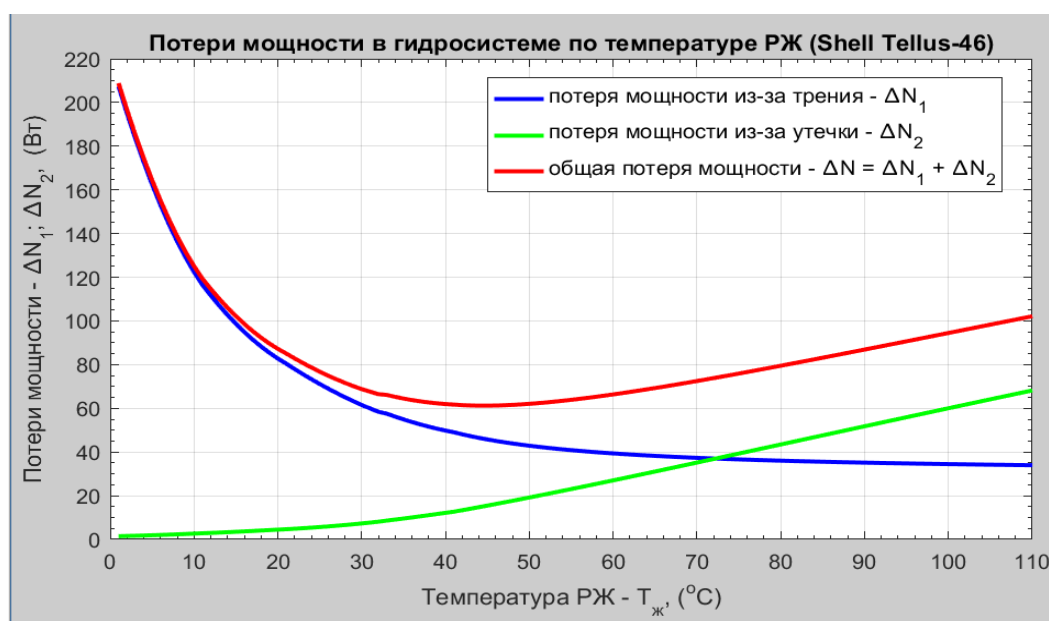


Рисунок 4.4 - Потери мощности в гидросистеме по температуре РЖ

Показательные значения потерь мощности гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 в зависимости от температуры РЖ приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2.

Потери мощности в гидросистеме при различных температурах

Температура РЖ $T_{ж}, (°C)$	Потери мощности (Вт)			Температура РЖ $T_{ж}, (°C)$	Потери мощности (Вт)		
	ΔN_1	ΔN_2	ΔN		ΔN_1	ΔN_2	ΔN
0	208,38	0,99	209,37	55	40,05	24,93	64,98
5	162,13	3,18	165,31	60	39,98	27,52	67,50
10	121,60	3,51	125,11	65	39,88	30,13	70,01
15	96,50	3,61	100,11	70	37,18	36,57	73,75
20	82,50	6,42	88,92	75	36,49	41,02	77,51
25	71,50	8,48	79,98	80	35,92	45,03	80,95
30	61,44	8,55	69,99	85	35,45	49,53	84,98
35	55,00	8,75	63,75	90	35,05	53,55	88,60
40	50,00	12,51	62,51	95	34,70	57,25	91,95
42	46,52	15,43	61,95*	100	34,41	61,84	96,25
45	46,01	16,39	62,40	105	34,14	65,32	99,46
50	42,50	21,1	63,60	110	33,91	68,7	102,61

* Минимальное значение общих потерь мощности гидросистемы

Результаты расчета и моделирования изменения общих потерь мощности гидравлической системы карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7 с использованием различных рабочих жидкостей показаны на рисунке 4.5 и в таблице 4.3.

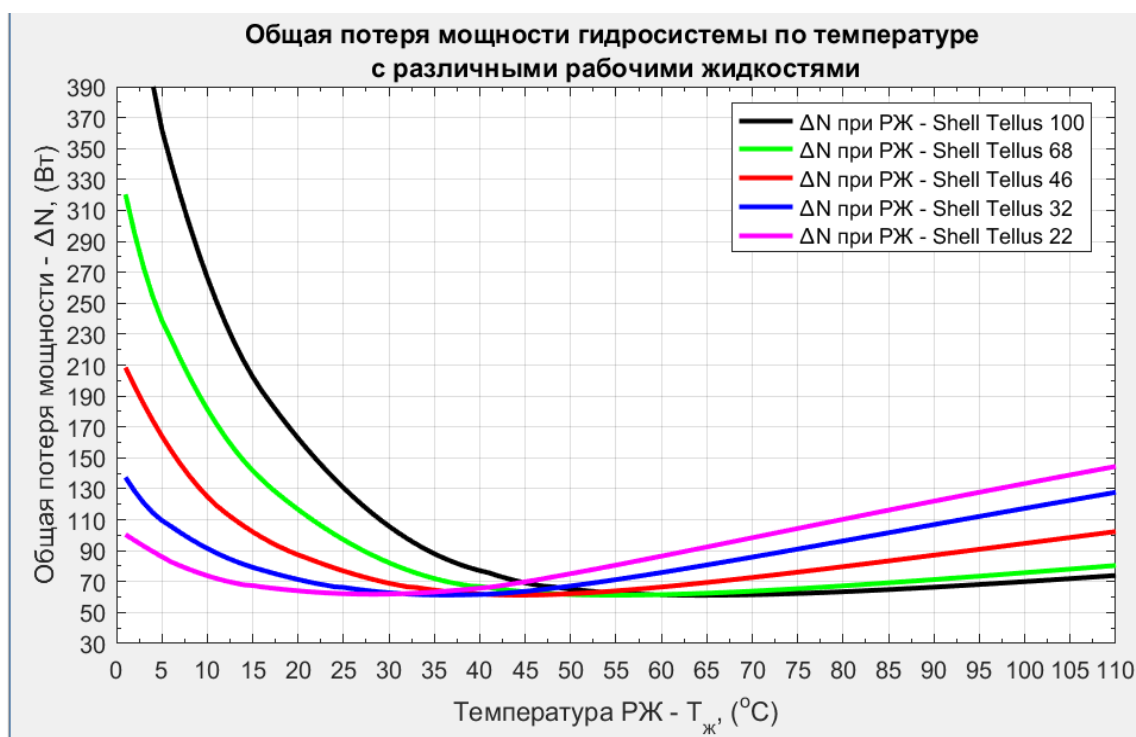


Рисунок 4.5 - Общие потери мощности гидросистемы с различными типами РЖ

Из результата моделирования на рис. 4.5 видно, что:

- Общие характеристики потерь мощности гидравлической системы при использовании различных рабочих жидкостей имеют одинаковый характер с минимумом в средней части;
- Точка минимума характеристики потерь мощности для рабочих жидкостей смещается вправо с ростом паспортного значения вязкости рабочие жидкости;
- В области низких температур характеристики общих потерь мощности жидкостей с низкой вязкостью имеют малый уклон и наоборот справа от точки минимума для рабочих жидкостей с более низкой вязкостью потери мощности возрастают интенсивно.
- Минимальные общие потери мощности при использовании разных типов рабочих жидкостей примерно одинаковы и находятся в диапазоне (61-65) кВт.

4.1.4. Рекомендация оптимальной рабочей жидкости для гидросистемы карьерных экскаваторов во Вьетнаме

Оптимальная рабочая жидкость для гидравлических систем должна соответствовать общим требованиям, изложенным в разделе 4.1.1, при сохранении значения общих потерь мощности гидросистемы, а температура рабочей жидкости должна быть в оптимальном диапазоне, когда система находится в стабильной работе. То есть, точка теплового равновесия O , которая является пересечением характеристик общих потерь мощности и теплоотдачи гидравлической системы, должна совпадать с точкой минимума на графике общих потерь мощности и при этом температура рабочей жидкости должна быть меньше максимально допустимой температуры. Фактически, точка теплового равновесия гидросистемы не фиксирована, и она изменяется из-за воздействия ряда факторов внутренних и внешних. Поэтому добиться полного совпадения точки теплового равновесия с точкой минимума графика общих потерь мощности сложно. Фактически, около точки минимума разница значений общих потерь мощности гидросистемы невелика, поэтому можно рассчитать и спроектировать гидравлическую систему для регулировки точки теплового равновесия, расположенной вблизи минимальной точки, но необходимо убедиться, что температура рабочей жидкости ниже максимально допустимой температуры (рис. 4.6).

Если предположить, что техническое состояние гидравлических элементов, свойства рабочей жидкости и режим нагрузки гидросистемы находятся в номинальном режиме, то общие потери мощности гидравлической системы в основном зависят от вязкости и температуры рабочей жидкости. Поэтому, характеристика общих потерь мощности гидросистемы с заданной рабочей жидкостью представляет собой определенную кривую. Следовательно, точку теплового равновесия гидравлической системы надо приблизить к точке минимума, отрегулировав теплоотдачу гидравлической системы $Q_t = f(T_{ж}, T_0)$.

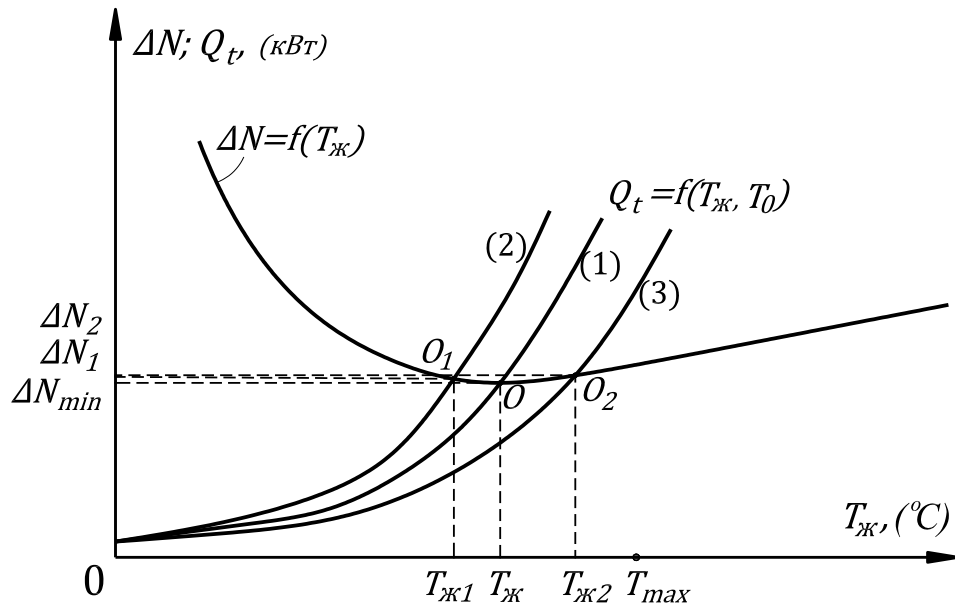


Рисунок 4.6 - Определение точки теплового равновесия гидравлической системы

Чтобы изменить экзотермическую способность гидравлической системы, необходимо изменить экзотермическую способность гидравлических элементов в системе, в которой наиболее важным элементом теплоотдачи является охладитель. В этой части мы проведем исследование и расчет, чтобы предложить оптимальную рабочую жидкость для гидравлических систем карьерного экскаватора, работающего в климатических условиях Вьетнама.

Результаты расчета и моделирования характеристик потерь мощности и теплоотдачи гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 при различных температурах окружающей среды с разными рабочими жидкостями приведены на рис. 4.7 и значения некоторых главных рабочих параметров в таб. 4.4.

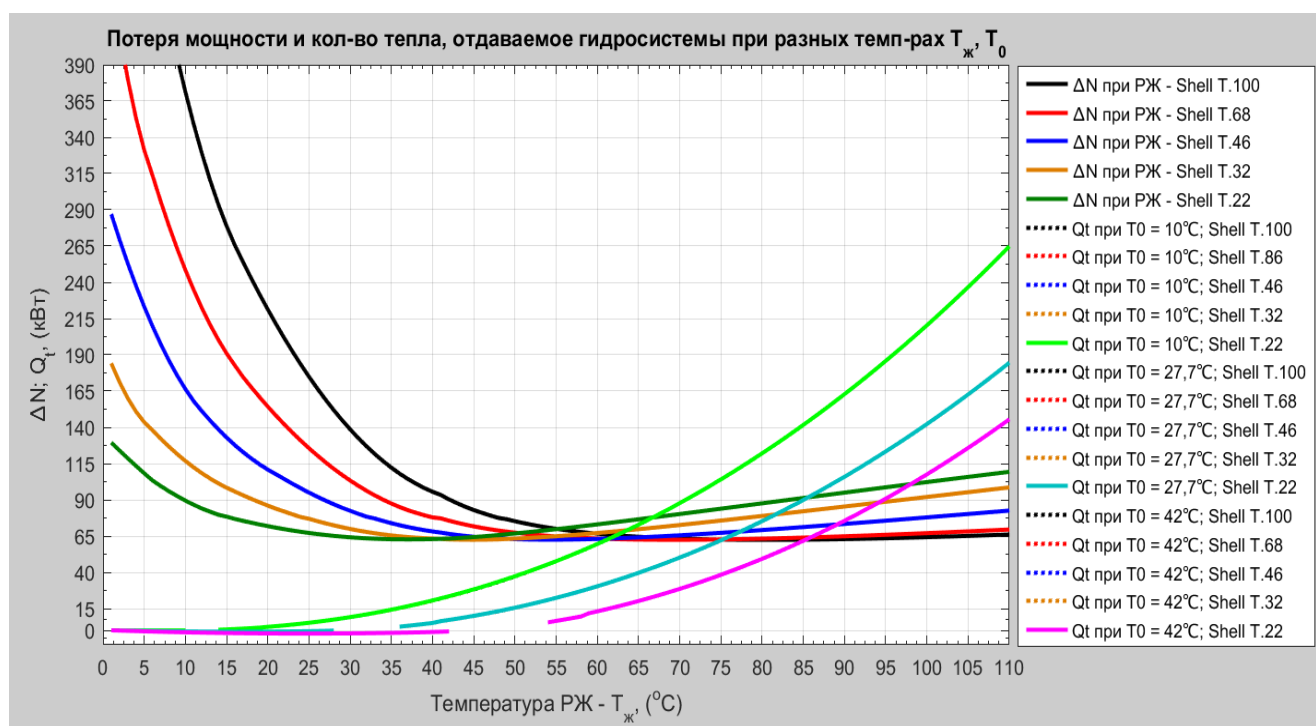


Рисунок 4.7 - Кривые потерь мощности и теплоотдачи гидросистемы при разных температурах ($T_{ж}$, T_0) с различными типами рабочей жидкости

Таблица 4.3.

Значения базовых рабочих параметров гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7

Типы рабочей жидкости	Рабочие параметры	Единица	Разные температуры окружающей среды – T_0 ($^{\circ}\text{C}$)		
			10	27,2	42
Shell Tellus 22	Стабильная рабочая температура РЖ ($T_{ж}$)	$^{\circ}\text{C}$	66,5	85,55	98,0
	Количество потери мощности (ΔN)	кВт	78,13	91,88	105
Shell Tellus 32	Стабильная рабочая температура РЖ ($T_{ж}$)	$^{\circ}\text{C}$	63,5	81,5	94

Типы рабочей жидкости	Рабочие параметры	Един- ица	Разные температуры окружающей среды – T_0 , (°C)		
			10	27,2	42
	Количество потери мощности (ΔN)	кВт	69,38	80,0	88,13
Shell Tellus 46	Стабильная рабочая температура РЖ ($T_{ж}$)	°C	61,5	77,5	89,0
	Количество потери мощности (ΔN)	кВт	63,30	68,25	72,95
Shell Tellus 68	Стабильная рабочая температура РЖ ($T_{ж}$)	°C	61,25	75,5	86,1
	Количество потери мощности (ΔN)	кВт	63,0	62,75	64,17
Shell Tellus 100	Стабильная рабочая температура РЖ ($T_{ж}$)	°C	62,25	75,25	85,25
	Количество потери мощности (ΔN)	кВт	65,63	62,5	62,0

По результатов, показанных на рис. 4.7 и в таб. 4.3, следует, что:

- Точка теплового равновесия гидравлической системы карьерного экскаватора зависит от типа рабочей жидкости и температуры окружающей воздушной среды.

- Один и тот же карьерный гидравлический экскаватор, но работающий в разных зонах с разной температурой окружающей среды должен использовать разные типы рабочих жидкостей для минимальных потерь мощности.

- Рабочие жидкости Shell Tellus 22 и 32 не подходят для гидравлической системы карьерного экскаватора работающего в жарком климате на карьерах во

Вьетнаме, по причине низкой температуры точки минимума общих потерь мощности гидросистемы. Также, стабильная рабочая температура рабочей жидкости намного выше рекомендованной оптимальной температуры - 70°C.

- Рабочая жидкость Shell Tellus 100. Из-за того, что точка минимума графика общих потерь мощности гидросистемы при температуре рабочей жидкости находится около 85 °С, общие потери мощности системы всегда выше, чем у других рабочих жидкостей: Shell Tellus-46, 68. Эта рабочая жидкость также не подходит для гидросистем карьерных гидравлических экскаваторов, работающих во Вьетнаме.

- Для оценки двух типов рабочих жидкостей, Shell Tellus 46 и Shell Tellus 68, рассмотрим результаты расчетов, представленные в таб. 4.4.

Таблица 4.4.

Потери мощности гидросистемы при использовании РЖ - Shell Tellus 46 и 68

Температура РЖ $T_{ж}$, (°C)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 46 (кВт)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 68 (кВт)	Температура РЖ $T_{ж}$, (°C)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 46 (кВт)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 68 (кВт)
0	287,12	450,6	55	62,51	64,74
5	223,2	331,25	60	63,0	63,28
10	166,37	248,5	65	63,75	62,58
15	132,95	191,0	70	64,58	62,43
20	110,84	154,3	75	67,23	62,12
25	94,98	125,5	80	69,15	63,19
30	82,41	103,3	85	71,21	63,92
35	73,88	87,42	90	73,36	64,83
40	68,17	77,86	95	75,60	65,90

Температура РЖ $T_{ж}$, (°C)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 46 (кВт)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 68 (кВт)	Температура РЖ $T_{ж}$, (°C)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 46 (кВт)	Потери мощности гидросистемы с РЖ Shell Tellus 68 (кВт)
45	64,50	71,69	100	77,88	67,02
50	62,86	67,34	110	82,18	69,44

Из результатов, приведенных в таб. 4.3 и таб. 4.4, следует, что:

- Температура рабочей жидкости в гидросистеме экскаватора ($T_{ж}$) всегда превышает рекомендованную на 7,86% – 27,14%, что соответствует температуре окружающей среды равной среднегодовой температуры (27,2 °C). При $T_0 = 10$ °C стабильная рабочая температура рабочей жидкости около 61 °C. Следовательно, чтобы обеспечить стабильную рабочую температуру рабочей жидкости в оптимальном диапазоне температур (менее 70°C), необходимо совершенствовать систему теплоотдачи гидравлической системы;

- График характеристики общих потерь мощности гидросистемы при использовании рабочей жидкости Shell Tellus-46 с точкой минимума при $T_{ж} = 55$ °C и $\Delta N_{\min} = 62,51$ кВт. В диапазоне температур рабочей жидкости от 45 °C до 70 °C общие потери мощности приблизительно равны минимальному значению;

- График характеристики общих потерь мощности гидросистемы при использовании рабочей жидкости Shell Tellus-68 с точкой минимума при $T_{ж} = 75$ °C и $\Delta N_{\min} = 62,12$ кВт. В диапазоне температур рабочей жидкости от 55 °C до 90 °C общие потери мощности приблизительно равны минимальному значению;

- В диапазоне температур рабочей жидкости от 70 до 110 °C общие потери мощности гидросистемы при использовании Shell Tellus-68 всегда ниже, чем при использовании Shell Tellus-46. Однако это температурный диапазон значений верхней границы допустимого температурного диапазона, поэтому на практике не имеет смысла;

- В диапазоне температур от (0-55) °C общие потери мощности гидросистемы при использовании рабочей жидкости Shell Tellus 68 выше, чем при использовании Shell Tellus 46, с 3,56% до 56,79%. Это показывает, что осенью и зимой во Вьетнаме использование рабочей жидкости Shell Tellus 68 не так экономично, как использование жидкости Shell Tellus 46.

Проведенные выше анализы показывают, что использование рабочей жидкости Shell Tellus-46 является наиболее подходящим для гидравлической системы карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме.

4.2. Выбор оптимальных конструктивных параметров охладителя гидросистемы карьерного экскаватора, работающего в климатических условиях Вьетнама

4.2.1. Выбор оптимальной теплообменной трубы для воздушного охладителя гидросистемы

Теплообменные трубы охладителя обычно представляют собой трубы из металла с хорошей теплопроводностью, такого как сталь, медный сплав, алюминиевый сплав и др. Форма поперечного сечения теплообменных труб различна: квадратная, прямоугольная, треугольная, круглая или овальная (рис. 4.8). Теплообменная трубка считается оптимальной, когда она одновременно удовлетворяет как минимум, таким требованиям, как: высокая способность теплопередачи, низкое аэродинамическое сопротивление.

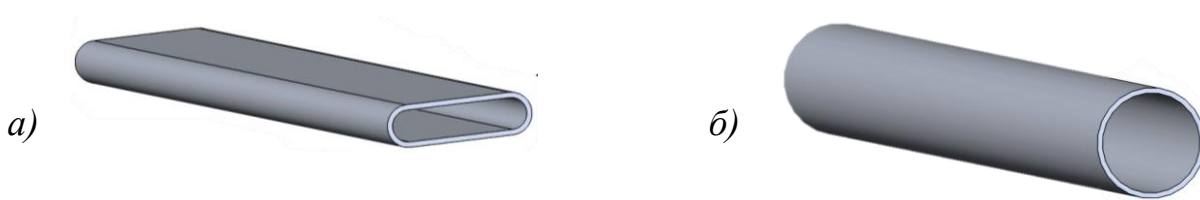


Рисунок 4.8 - Теплообменная труба овальная (а) и круглая (б)

Ранее несколько авторов исследовали, теплопередачу и аэродинамическое сопротивление двух типов теплообменной трубы с круглым и овальным поперечным сечением (рис. 4.8), например В.А.Кондрашев [48], W. M. Kays и A. L. London [38], В. А. Кондратюк [57]. Из их исследований мы можем сделать следующие краткие выводы:

“Помимо использования оребренных теплообменных труб с круглым поперечным сечением, применяются поверхности удобообтекаемого профиля, в частности, овальные (эллиптические) ребристые трубы. В основе применения труб обтекаемого поперечного профиля заключается стремление снизить аэродинамическое сопротивление потоку вследствие уменьшения ширины отрывной рециркуляционной зоны в корме, более эффективно перераспределять площадь ребер путем переноса ее основной части на боковые участки трубы, где местные коэффициенты теплоотдачи выше, и создавать более компактные конструкции из-за использования, меньших значений поперечного шага S_1 по сравнению с этим параметром пучков круглоребристых труб” [48].

“Из результатов сравнения различных типов гладкой поверхности трубы установлено, что поверхность овальной трубы, имеет лучшие термодинамические свойства по сравнению с круглой трубой с таким же поперечным сечением между трубками. Коэффициент теплопередачи овальной трубы на (10-20)% выше, чем у круглой трубы с наиболее эффективными ребрами. При одинаковом поперечном шаге S_1 профилированные поверхности значительно компактнее, чем круглотрубки, их габариты в среднем на 50% меньше.” [57].

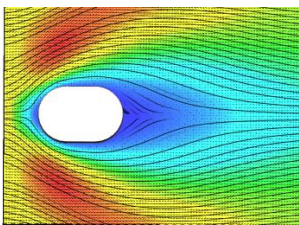
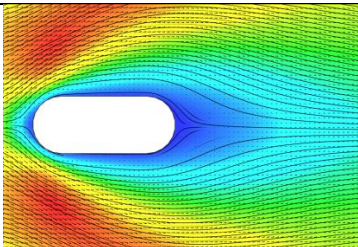
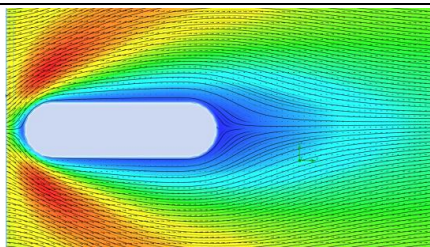
Если теплообменная труба имеет круглое поперечное сечение и её площадь внешней поверхности равна овальной трубе, очевидно, что при постоянном поперечном шаге S_1 теплообменника использование овальных теплообменных труб уменьшит его размер в 2,6 раза по сравнению с использованием теплообменных круглых труб с площадью внешней поверхности.

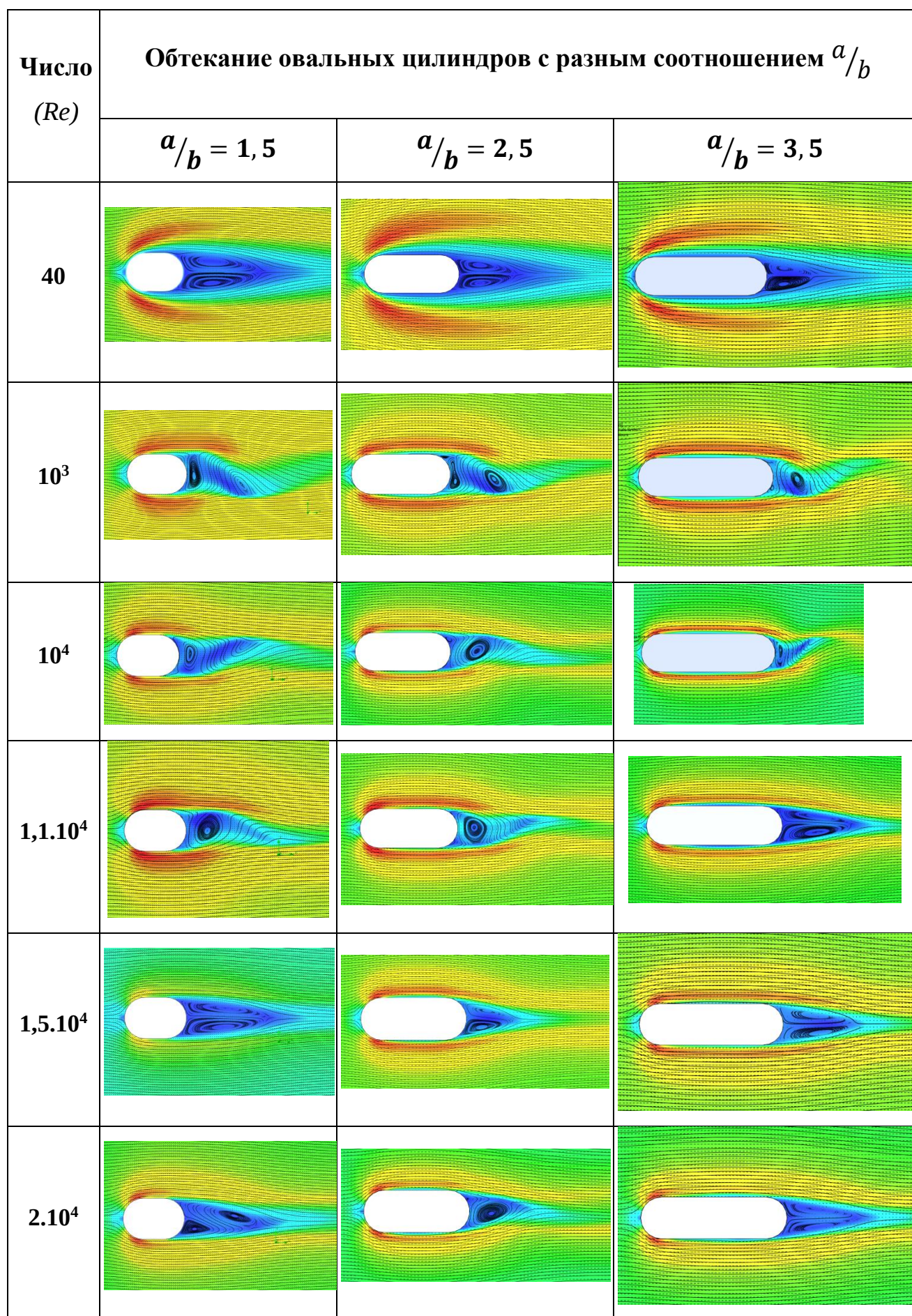
Существует много типов труб с овальным поперечным сечением, они изготавливаются разных стандартных размеров, и каждая овальная труба имеет различные тепловые и гидравлические свойства. Основными параметрами

определяющими эффективность использования того или иного типоразмера теплообменных труб можно считать внутреннее и внешнее сопротивление как отдельной трубы, так и массива (пучка). Следовательно, необходимо исследовать эти параметры, чтобы найти размер наиболее выгодной овальной трубы как в теплообменном, так и в гидравлическом аспектах. Овальные трубы с одинаковым соотношением большой и малой оси (a/b) считаются подобными, поэтому они будут иметь одинаковую характеристику теплопередачи. Численное моделирование теплообмена овальных труб с окружающей средой было выполнено в программном продукте SolidWorks FlowSimulation. Расчет был выполнен для следующих условий: материал труб полированный алюминиевый сплав, основные размеры овальных цилиндрических труб: большая ось a , (мм), малая ось b , (мм), температура внешней поверхности трубы $T_w = 70$ °С, теплоноситель - воздух с температурой $T_0 = 27,2$ °С, давление воздуха в начальном сечении $p = 106825$ Па. Результаты исследования теплообменной характеристики выбранных типоразмеров овальных трубок компактных охладителей приведены в таб. 4.5

Таблица 4.5.

Теплообменная характеристика овальных трубок

Число (Re)	Обтекание овальных цилиндров с разным соотношением a/b		
	$a/b = 1,5$	$a/b = 2,5$	$a/b = 3,5$
5			



Результаты расчета с помощью программного обеспечения SolidWorks Flow Simulation среднего коэффициента теплоотдачи ($\bar{\alpha}_0$, (Вт/м²/°C)) 3-х популярных овальных труб при разных значениях числа Re на рис. 4.9.

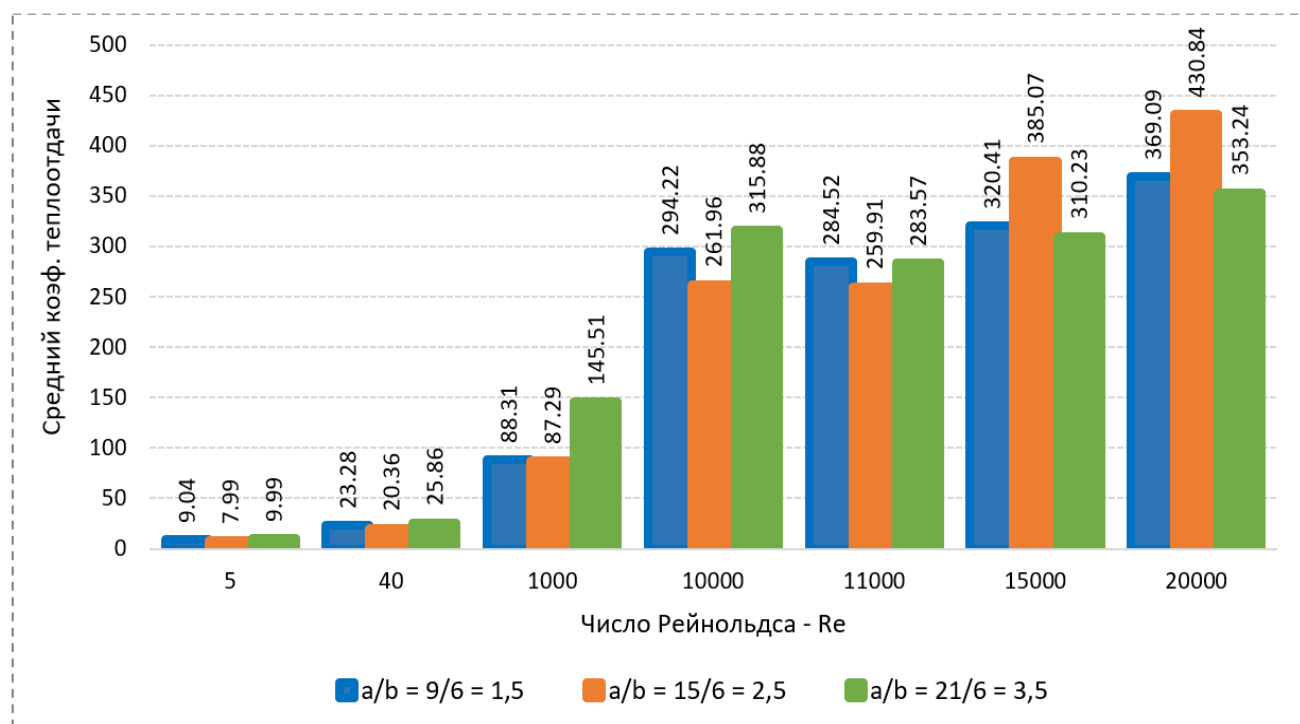


Рисунок 4.9 – Сред. коэффициент теплоотдачи 3-х теплообменных овальных труб

По результатам численного моделирования теплообменной характеристики внешней поверхности труб стандартного овального сечения (таб. 4.5 и рис. 4.9) установлено, что:

- В диапазоне числа Рейнольдса (Re) от 5 до 10 000, овальная труба с соотношением двух осей $a/b = 3,5$ всегда имеет наибольший коэффициент теплоотдачи. Это означает, что в диапазоне $Re = (5 \div 10\,000)$ овальная труба с соотношением $a/b = 3,5$ имеет наибольшую способность теплоотдачи.

- В диапазоне числа Рейнольдса $Re > 10\,000$ значение среднего коэффициента теплоотдачи овальной трубы с соотношением $a/b = 3,5$ является нестабильным и самым маленьким из трех типов теплообменных труб. Средний коэффициент овальной трубы с соотношением $a/b = 2,5$ самый высокий. Однако диапазон Re

>10000 имеет смысл только при проектировании теплообменников со скоростью воздушного потока $v > 29$ м/с.

Во время работы гидросистемы весь объем рабочей жидкости перед возвратом в гидробак будет проходить через охладитель гидросистемы. Сопротивление охладителя складывается из сопротивлений отдельных теплообменных труб. Какой типоразмер теплообменных труб имеет самое низкое гидравлическое сопротивление, такой тип трубы является гидравлически выгодным. Расчет потерь давления в овальных трубах рассчитывается по формуле 2.58.

В сравнении, участвовало 3 типа овальных труб $a_1/b_1 = 9/6 = 1,5$; $a_2/b_2 = 15/6 = 2,5$; $a_3/b_3 = 21/6 = 3,5$. Длина овальных труб одинакова и равна $l_{тр} = 1,190$ м, количество рядов труб в охладителе - z , количество труб в ряду $m = 87$, средний расход рабочей жидкости в охладителе гидросистемы $G = 8582 \cdot 10^{-6}$ м³/с; рабочая жидкость - Shell Tellus S2V-46.

1 – Вариант 1-й: охладители гидросистемы изготовлены из 3 типов овальных трубок с соотношением осей $a/b = 9/6, 15/6$ и $21/6$ соответственно. Количество рядов труб и количество трубы в ряду одинаково у всех охладителей $z_1 = z_2 = z_3 = 3$ и $m_1 = m_2 = m_3 = 87$. Общее количество теплообменных трубок охладителя гидросистемы такое же и равно $87 \times 3 = 261$. Полученные результаты расчетов и моделирования потери давления охладителей гидросистемы в этом случае показаны на рис. 4.10 и в таб. 4.6.

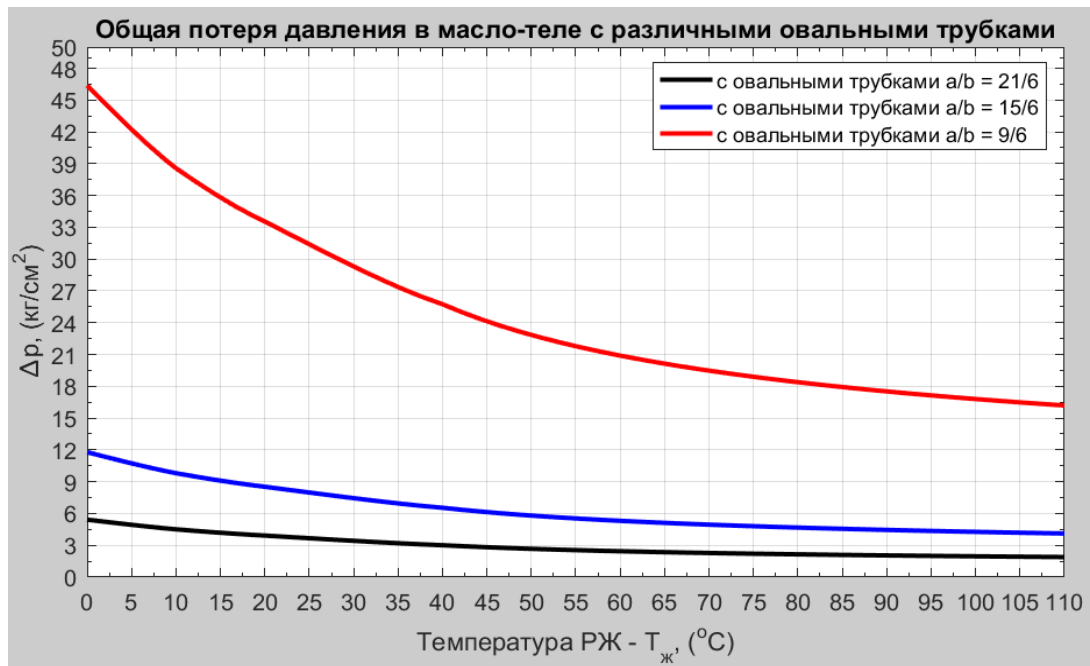


Рисунок 4.10 - Потери давления в охладителей с различными овальными трубками
 $(z_1 = z_2 = z_3 = 3; m_1 = m_2 = m_3 = 87)$

Таблица 4.6.

Ппотери давления в охладителе с различными овальными трубками при разных температурах РЖ ($z_1 = z_2 = z_3 = 3; m_1 = m_2 = m_3 = 87$)

Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)			Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)		
	9/6	15/6	21/6		9/6	15/6	21/6
0	46,25	11,73	5,37	55	21,79	5,54	2,54
5	42,24	10,73	4,94	60	20,89	5,31	2,44
10	38,57	9,80	4,51	65	20,15	5,12	2,35
15	35,84	9,10	4,18	70	19,48	4,95	2,28
20	33,55	8,53	3,92	75	18,90	4,80	2,21
25	31,40	7,98	3,67	80	18,39	4,67	2,14
30	29,31	7,45	3,43	85	17,93	4,56	2,09
35	27,37	6,95	3,19	90	17,51	4,45	2,04

Темпер- атура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)			Темпер- атура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)		
	9/6	15/6	21/6		9/6	15/6	21/6
40	25,74	6,54	3,01	95	17,14	4,35	2,02
45	24,14	6,14	2,82	100	16,79	4,27	1,96
50	22,84	5,80	2,67	110	16,22	4,12	1,89

2 – Вариант 2-ой: Площадь живого сечения овальных труб с соотношением оси большой и малой 21/6, 15/6 и 9/6 составляет 83,4мм², 56,4мм² и 29,4мм² соответственно. Для одинаковой живой площади трех охладителей, необходимо увеличить количество трубок малого сечения. То есть количество теплообменных овальных труб с соотношением осей 21/6, 15/6 и 9/6 в новых охладителя гидросистемы составляет $3 \times 87 = 261$, $\frac{83,4}{56,4} \times 3 \times 87 \cong 386$ và $\frac{83,4}{29,4} \times 3 \times 87 \cong 740$ соответственно. Тогда количество рядов труб охладителей с овальными трубками 21/6, 15/6 и 9/6 равны $z_1 = 3$, $z_2 = 5$ và $z_3 = 9$ соответственно. Полученные результаты расчетов и моделирования потери давления охладителей гидросистемы в этом случае показаны на рис. 4.11 и в таб. 4.7.

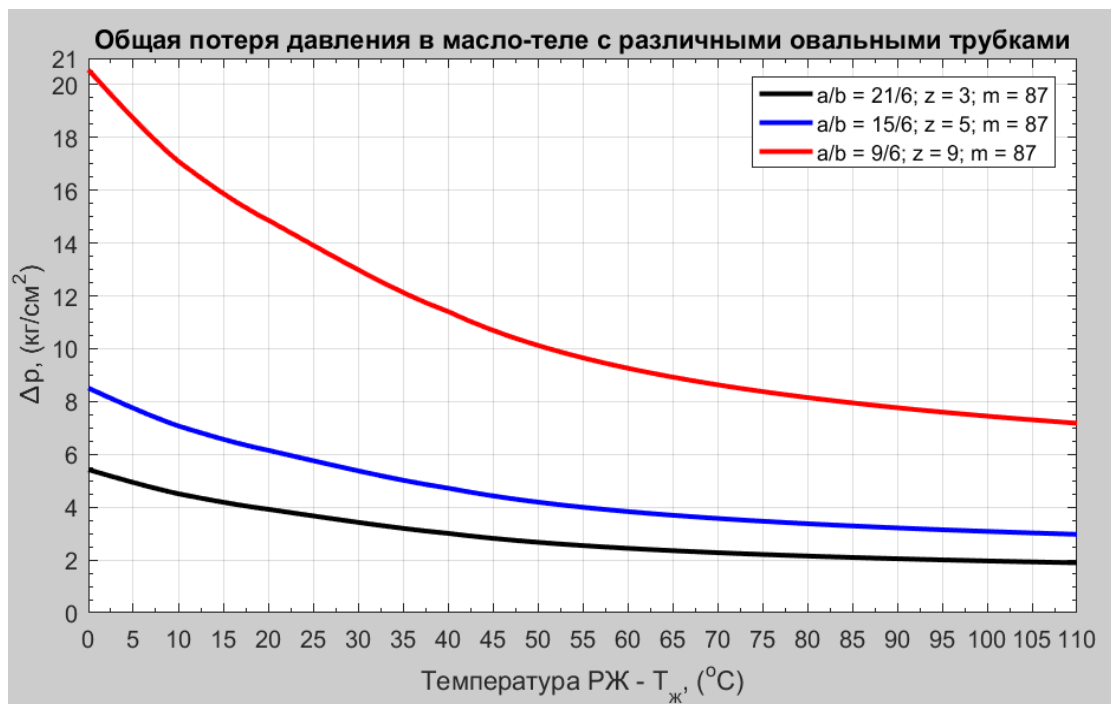


Рисунок 4.11. Общие потери давления в охладителе с различными овальными трубками ($z_1 = 9, z_2 = 5, z_3 = 3; m_1 = m_2 = m_3 = 87$)

Таблица 4.7.

Общие потери давления в охладителе с различными овальными трубками при разных температурах РЖ ($z_1 = 9, z_2 = 5, z_3 = 3; m_1 = m_2 = m_3 = 87$)

Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)			Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)		
	9/6	15/6	21/6		9/6	15/6	21/6
0	20,85	8,58	5,37	55	9,97	4,12	2,54
5	19,33	8,01	4,94	60	9,55	3,96	2,44
10	17,65	7,31	4,51	65	9,21	3,81	2,35
15	16,39	6,78	4,18	70	8,92	3,69	2,28
20	15,35	6,36	3,92	75	8,65	3,58	2,21
25	14,37	5,95	3,67	80	8,42	3,48	2,14
30	13,41	5,55	3,43	85	8,21	3,39	2,09
35	12,53	5,19	3,19	90	8,02	3,32	2,04

Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)			Температура РЖ ($T_{ж}, ^\circ\text{C}$)	Общие потери давления в охладителе (Δp , кг/см ²) с различными овальными трубками (a_i/b_i)		
	9/6	15/6	21/6		9/6	15/6	21/6
40	11,78	4,88	3,01	95	7,85	3,25	2,02
45	11,05	4,57	2,82	100	7,69	3,18	1,96
50	10,45	4,33	2,67	110	7,45	3,08	1,89

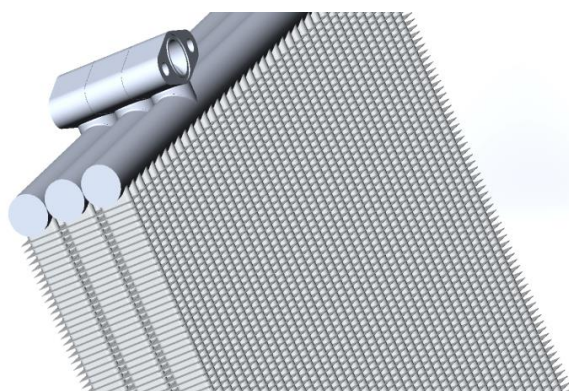
Анализ результатов численного моделирования, представленных в таблицах (4.5 - 4.7) позволил установить, что в диапазоне числа Рейнольдса менее 10000 теплообменная труба с поперечным сечением овальной формы с отношением осей $a/b = 21/6 = 3,5$ для изготовления охладителя гидросистемы карьерного экскаватора является лучшим вариантом по величине гидравлических потерь охладителя.

4.2.2. Исследования базовой конструкции охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора эксплуатируемого во Вьетнаме (Komatsu PC750SE-7)

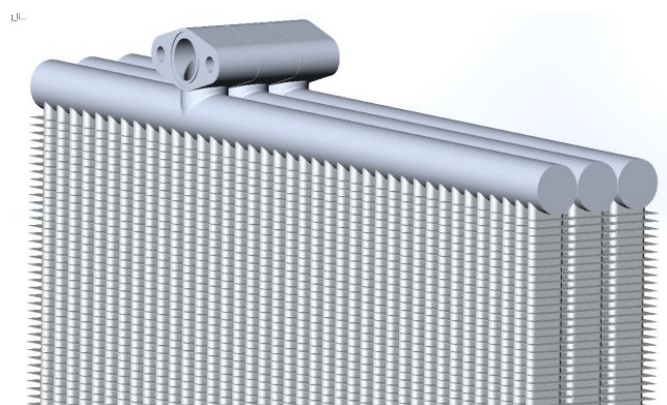
Охладитель гидросистемы карьерного экскаватора состоит из параллельных рядов теплообменных труб и пластин (рис. 4.12). В большинстве случаев материал для изготовления охладителей – это сплавы алюминий или медь. Поскольку теплопроводность меди выше, чем у алюминия, теплообменники из медных сплавов имеют большую способность теплоотдачи. Однако медный теплообменник имеет большую массу и стоимость по сравнению с алюминиевым. Охладитель гидросистемы, используемый в гидравлических экскаваторах на угольных разрезах и рудных карьерах Вьетнама, таких как Komatsu PC750SE-7, PC750LC-7 или PC750-7, собран из 3 алюминиевых теплообменных блоков (рис. 4.12 д).

Результаты, полученные в главе 3, показали, что температура рабочей жидкости в гидравлической системе экскаватора типа Komatsu PC750SE-7, эксплуатируемого в климатических условиях республики Вьетнам, намного выше его оптимальной рабочей температуры, рекомендованной производителем оборудования на $7,5^{\circ}\text{C}$ - 19°C . Для снижения температуры рабочей жидкости до значений рекомендованных производителем, снижения частоты отказов, повышения надежности гидросистемы без изменения ее структуры, необходимо найти пути улучшения работы охладителя гидросистемы.

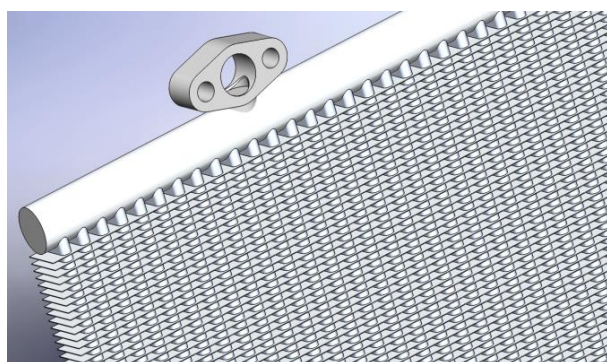
На основании выполненного анализа показателей эффективности охладителя гидросистемы, для улучшения способности теплоотдачи гидравлической системы можно выделить, следующие основные задачи. Выбор значений относительных шагов S_1 , S_2 расположения теплообменных труб обеспечивающих максимально эффективную передачу тепла воздушному потоку, повышение подачи вентилятора теплообменника; расчет и регулирование точки теплового равновесия и стабильной температуры рабочей жидкости в оптимальном диапазоне температур.



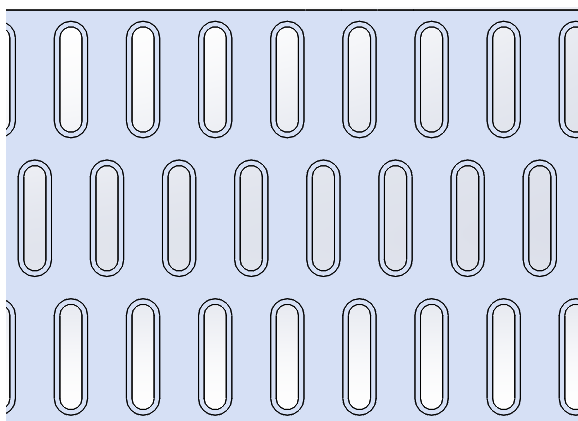
a)



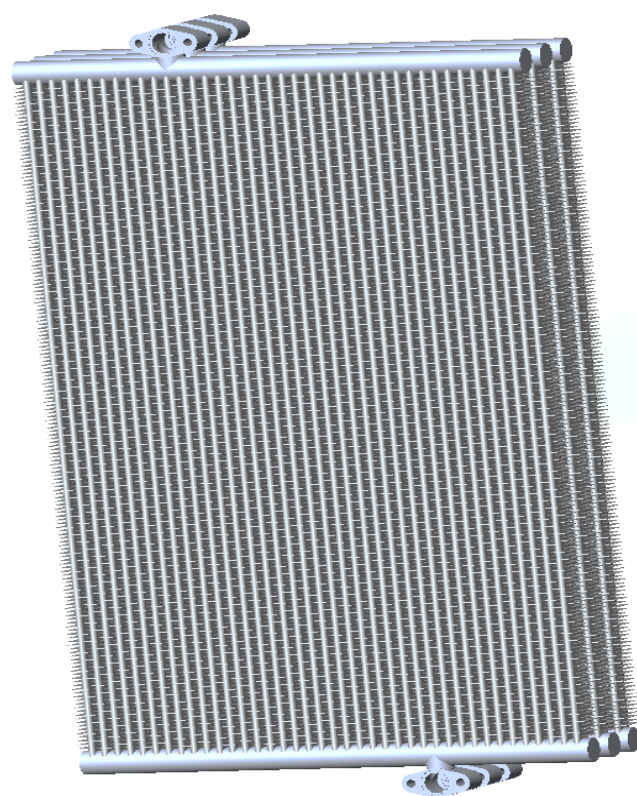
б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.12 - Охладитель гидросистемы карьерного гидрав. экскаватора

в) - одна пластина радиатора охлаждения гидросистемы; а, б, д) - охладитель гидросистемы собран из 3 пластины; г) - поперечное сечение охладителя гидросистемы состоит из 3 пластин

Параметры, используемые для расчета и моделирования исходного варианта, являются основными параметрами охладителя гидросистемы, который широко используется в карьерных гидравлических экскаваторах во Вьетнаме: $S_1 = 17$ мм; $S_2 = 25$ мм, овальная труба теплообменника с отношением осей $a/b = 21/6$; количество ряда трубы $z = 3$; толщина стенок трубы $\delta_{\text{тр}} = 0,75$ мм; шаг ребра $S_p = 3,0$ мм; толщина ребра $\delta_p = 0,35$ мм; основные параметры вентилятора теплообменника: внешний диаметр рабочего колеса $D = 1250$ мм; диаметр втулки $d = 360$ мм; КПД вентилятора $\eta = 0,65$; число лопастей $i = 7$; ширина лопасти $u =$

120мм; частота вращения $n = 890 \text{ об/мин}$; угол лопасти $\theta = 2\pi/9$ рад; давление вентилятора $p = 980 \text{ Па}$; температура воздуха $T_0 = 27,2^\circ\text{C}$.

Массовый расход осевой вентилятора охладителя гидросистемы рассчитывается по следующей формуле [39, 40]:

$$G_B = \rho_B \pi (R^2 - r^2) n_B \text{ш} z \eta_B \frac{1}{60} \sqrt{\sin \theta \cdot \cos \theta} \quad (4.4)$$

где: ρ_B - средняя плотность воздуха, (кг/м^3); $D = 2R$ - внешний диаметр рабочего колеса, (м); $d = 2r$ - диаметр втулки (внутренний диаметр рабочего колеса), (м); n_B - частота вращения рабочего колеса, (об/мин); ш - ширина лопасти, (м); z - число лопастей; η_B - коэффициент КПД вентилятора; θ - угол лопасти, (рад).

$$G_B = 1,136 \cdot 3,14 (0,625^2 - 0,18^2) \cdot 890 \cdot 0,12 \cdot 7 \cdot 0,65 \frac{1}{60} \sqrt{\sin \frac{2\pi}{9} \cdot \cos \frac{2\pi}{9}} = 7,61, (\text{кг/с})$$

Средняя скорость потока воздуха перед охладителем:

$$v_{\text{ср}} = \frac{G_B}{\bar{\rho}_B \cdot A} = \frac{7,61}{1,136 \cdot (0,87 + 0,68) \cdot 1,190} = 3,64 (\text{м/с})$$

где: $\bar{\rho}_B$ - удельная плотность воздуха при средней температуре воздуха $T_{\text{ср}} = 1/2 (T'_0 + T''_0)^\circ\text{C}$ на входе ($T'_0, ^\circ\text{C}$) и выходе ($T''_0, ^\circ\text{C}$) охладителя гидросистемы; $A = L_3 \cdot (L_1 + L_p)$ - площадь поперечного сечения потока воздуха, (м^2). В этом случае A равно сумме площади передней поверхности охладителя гидросистемы и радиатора двигателя внутреннего сгорания; $L_3 = 1,19 \text{ м}$ - длина теплообменных труб, (м); $L_1 = 0,87 \text{ м}$ - ширина охладителя гидросистемы; $L_p = 0,68 \text{ м}$ - ширина радиатора двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Результаты расчета и моделирования характерной теплоотдачи охладителя гидросистемы из 3 пластины с помощью программного обеспечения Solidworks Flow Simulation, показаны на рис. 4.13 и 4.14.

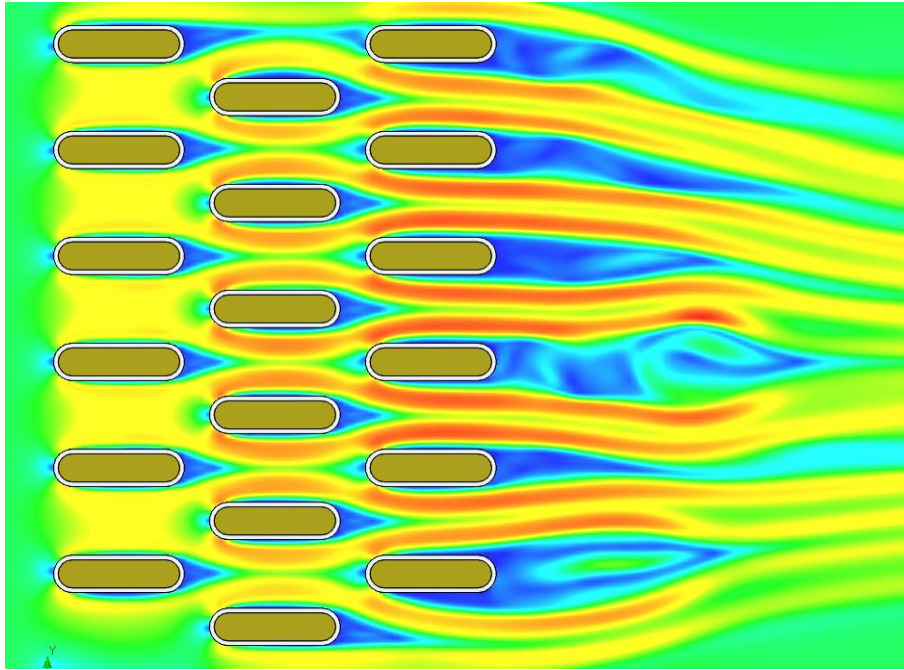


Рисунок 4.13 - Результат численного моделирования потока воздуха через охладитель гидросистемы

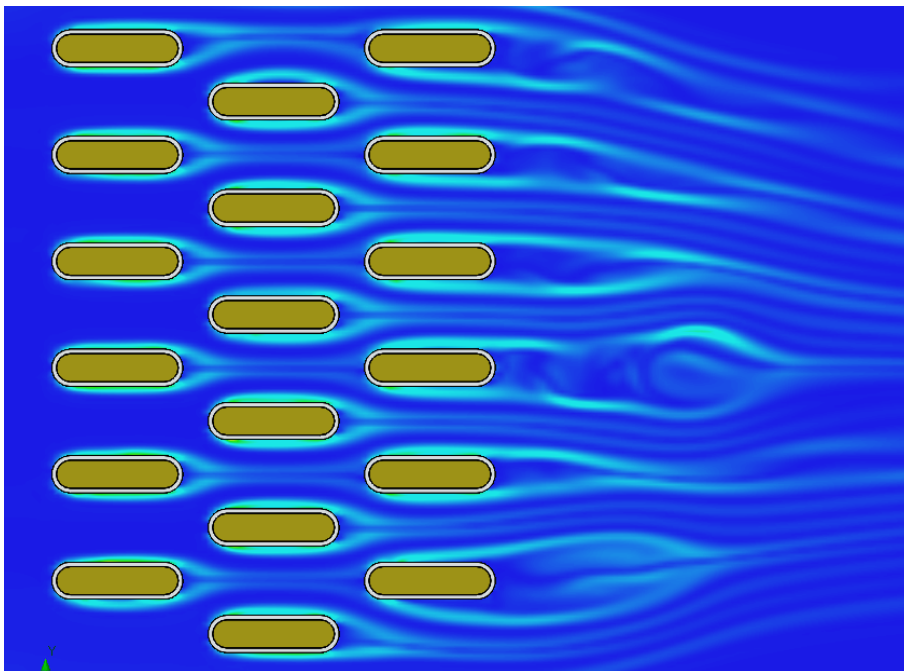


Рисунок 4.14 - Пограничный слой овальных теплообменных труб

По результатам расчета и моделирования, показанным на рис. 4.13 и 4.14, можно сделать следующие выводы:

- Площадь вихревой зоны за овальными трубками в направлении воздушного потока (рис. 4.13) слишком велика: длина вихревой зоны составляет от 6 мм до 7,5

мм. Это увеличит аэродинамическое сопротивление и уменьшает средний коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 78,06$ (Вт/м²/°С);

- Толщина гидравлического пограничного слоя, окружающего овальные теплообменные трубы (рис. 4.14), слишком велика, около 2,2 - 3,3 мм, что затрудняет процесс теплоотдачи, а также обеспечивает низкий средний коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы ($\bar{\alpha}_0$);

- Скорость движущегося воздушного потока в каналах, образованных ребрами радиатора и внешними стенками овальных труб, неравномерна и имеет небольшую величину от 3,64 до 5,7 м/с (рис. 4.13).

Результаты решения уравнения теплового баланса гидросистемы экскаватора с этим охладителем показаны на рис. 3.16. Из этого результата можно видеть, что стабильная рабочая температура рабочей жидкости в гидросистеме довольно высока от 77,5 °С до 89,3 °С в зависимости от температуры окружающей среды (T_0). Это относительно высокие и неблагоприятные температуры, которые требуют дальнейшего улучшения теплообменной мощности охладителя гидросистемы.

4.2.3. Выбор оптимальных параметров охладителя для гидравлической системы карьерного экскаватора, эксплуатируемого в климатических условиях Вьетнама

Недостатки базовой конструкции допускают следующие варианты улучшения: изменение параметров вентилятора для увеличения объёмного расхода и, как следствие, скорости воздушного потока в охладителе гидросистемы и изменение структуры охладителя гидросистемы включающее изменение относительных шагов S_1 , S_2 и количества теплообменных труб.

1 - Вариант 1-й: Увеличить подачу вентилятора, увеличив количество лопастей с 7 до 8 и ширину лопастей с 0,12 м до 0,145 м. Поперечный и продольный шаг установки труб охладителя гидросистемы S_1 , S_2 и другие параметры системы

не изменяются. Тогда, подача вентилятора охладителя гидросистемы рассчитывается по формуле (4.4):

$$G_B = \rho_B \pi (R^2 - r^2) n_B \pi z \eta_B \frac{1}{60} \sqrt{\sin \theta \cdot \cos \theta}$$

$$G_B = 1,136.3,14(0,625^2 - 0,18^2) \cdot 890.0,145.8.0,65 \frac{1}{60} \sqrt{\sin \frac{2\pi}{9} \cdot \cos \frac{2\pi}{9}}$$

$$= 10,5, (\text{кг/с})$$

Средняя скорость воздушного потока перед охладителем:

$$v_{cp} = \frac{G_B}{\rho_B \cdot A} = \frac{10,5}{1,136.1,55.1,190} = 5,0111, (\text{м/с})$$

Результаты расчета и моделирования теплоотдачи охладителя гидросистемы с помощью программного обеспечения Solidworks Flow Simulation, показаны на рис. 4.15 и 4.16.

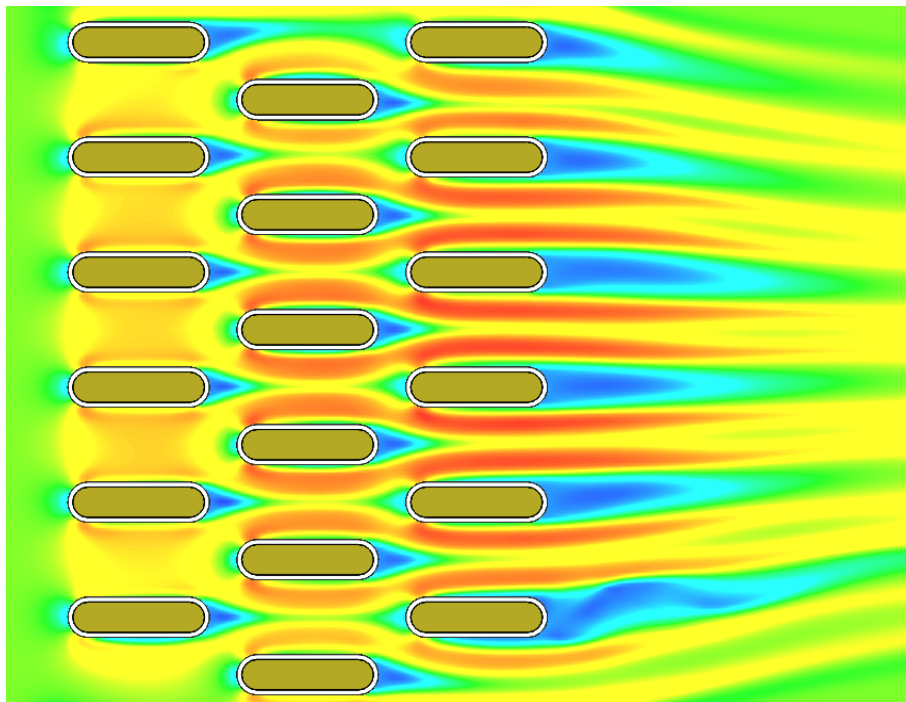


Рисунок 4.15 - Численное моделирование потока воздуха через охладитель гидросистемы

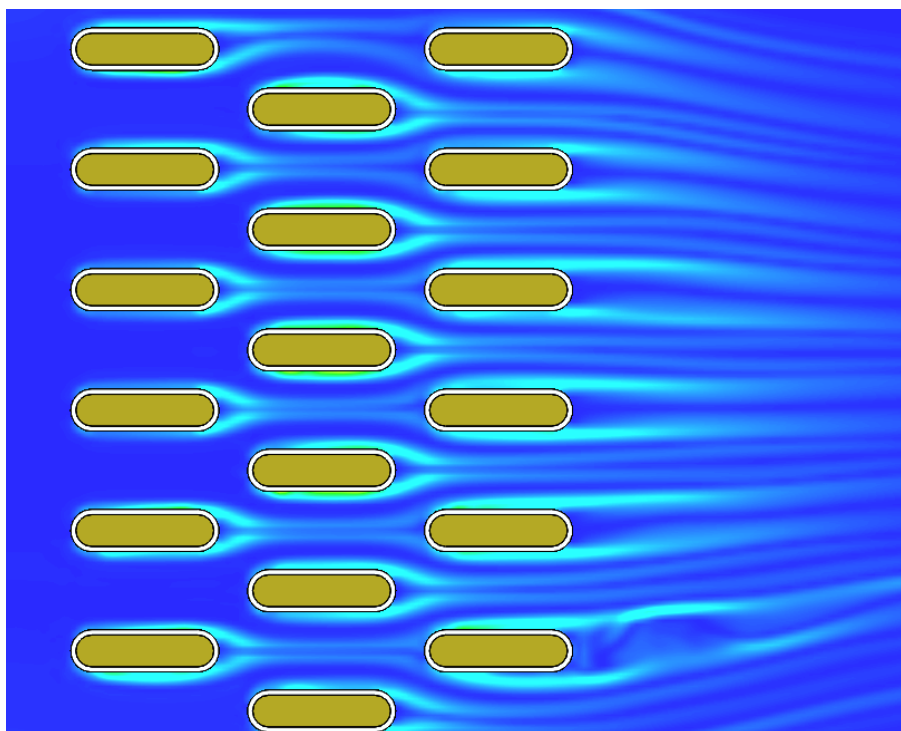


Рисунок 4.16 - Пограничный слой на овальных теплообменных трубах

Из результатов, полученных на рис. 4.15 и 4.16, следует, что изменение конструктивных параметров вентилятора увеличивает его подачу и скорость воздушного потока, проходящего через охладитель гидросистемы. Это дало некоторые положительные результаты с точки зрения теплоотдачи к теплообменнику:

- Площадь вихревой зоны, охватывающей кормовую часть овальной трубы была уменьшена, длина вихревой зоны составила примерно от 4 мм до 4,5 мм. Также уменьшена толщина гидравлического пограничного слоя, окружающего овальные трубы. Именно эти факторы значительно увеличили значение среднего коэффициента теплоотдачи на стороне воздуха охладителя гидросистемы $\bar{\alpha}_0 = 98,15 \text{ (Вт/м}^2\text{/}^\circ\text{C)}$;

- Однако скорость потока воздуха через каналы в охладителе остается неравномерной и довольно низкой. Причина этого в том, что степень турбулентности воздушного потока невысока, гидравлический пограничный слой остается толстым, а средний коэффициент теплоотдачи теплообменника ограничен.

Результаты решения уравнения теплового баланса гидравлической системы при изменении параметров вентилятора (вариант 1-й) показаны на рис. 4.17.

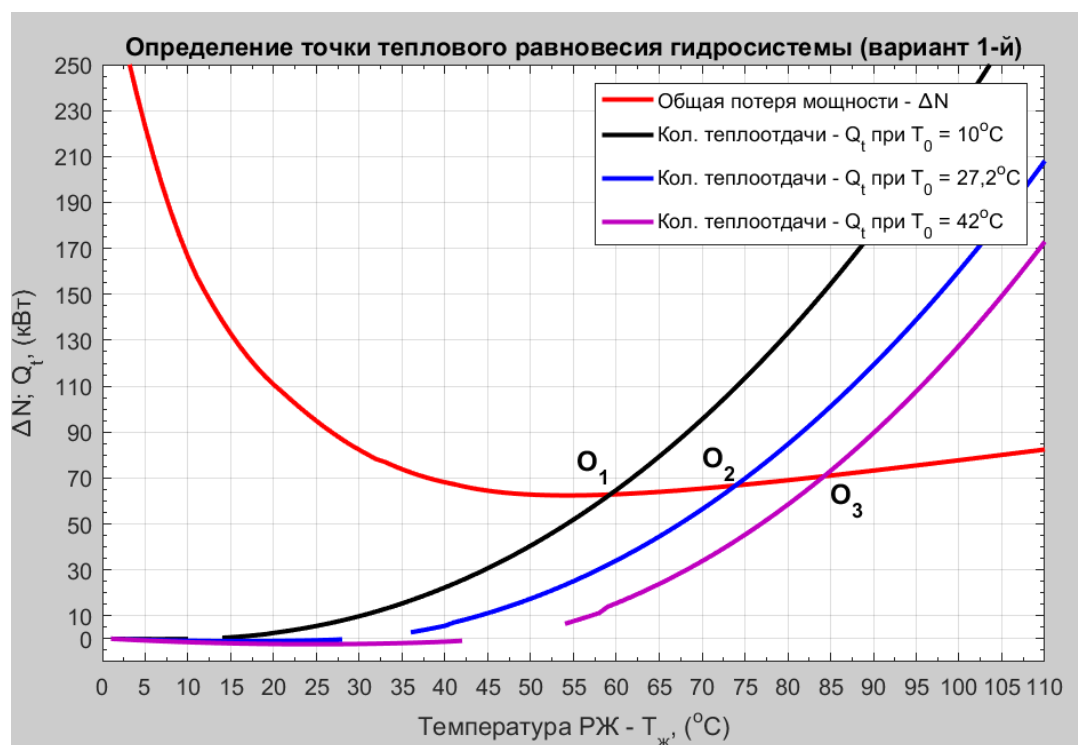


Рисунок 4.17 - Точка теплового равновесия гидросистемы после изменения параметров вентилятора

Увеличение подачи вентилятора, значительно увеличивает значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха, что привело к изменению характерной теплоотдачи и смещению точки теплового равновесия гидросистемы (O_1, O_2, O_3). Проецируя точки теплового равновесия на горизонтальную ось, получили значения стабильной рабочей температуры рабочей жидкости. Наивысшая рабочая температура рабочей жидкости в гидросистеме ($T_{ж}$) при температуре окружающей среды (воздуха) $T_0 = 10^\circ\text{C}$, $27,2^\circ\text{C}$ и 42°C соответственно $57,72^\circ\text{C}$, $74,2^\circ\text{C}$ и $84,3^\circ\text{C}$;

2 - **Вариант 2-ой:** Сочетание изменения некоторых параметров конструкции вентилятора (вариант 1-й) и уменьшения относительного поперечного шага S_1 с 17 мм до 10 мм и относительного продольного шага S_2 с 25 мм до 21 мм.

Основой этого улучшения является: уменьшение площади сечения каналов движения воздуха, что приводит к увеличению скорости движения и турбулентности воздушного потока. Таким образом, уменьшая толщину и площадь гидравлического пограничного слоя по поверхности овальных труб, а также площадь вихревой зоны, охватывающей кормовую часть труб, мы получим увеличение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы.

Результаты расчетов и моделирования этого варианта представлены на рис. 4.18 и 4.19.

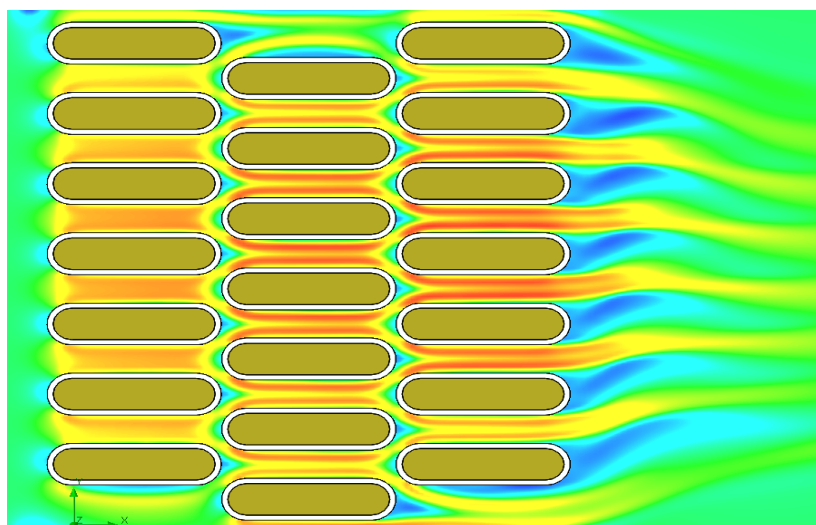


Рисунок 4.18 - Численное моделирование потока воздуха через охладитель гидросистемы с 3 рядами трубы овального сечения

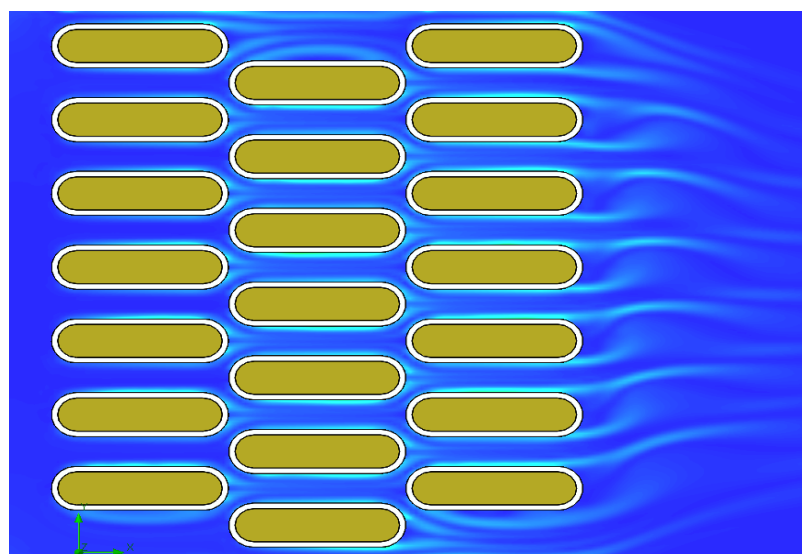


Рисунок 4.19 - Гидравлический пограничный слой, окружающий овальные теплообменные трубы

По результатам моделирования теплообмена на стороне воздуха охладителя гидросистемы (рис. 4.18, 4.19) было обнаружено, что:

- Скорость воздушного потока и уровень турбулентности потока в каналах увеличились, что привело к уменьшению разности скоростей воздушных слоев в каналах (рис. 4.18), уменьшилась толщина пограничного слоя на поверхности труб (рис. 4.19), уменьшилась вихревая зона за овальными трубками, что привело к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае составил $\bar{\alpha}_0 = 193,5$ (Вт/м²/°С);

- Уменьшение относительного поперечного шага S_1 с 17 мм до 10 мм, уменьшило ширину охладителя гидросистемы (L_1) в 1,7 раза. Уменьшение относительного продольного шага S_2 с 25 мм до 21 мм, уменьшило продольный размер охладителя гидросистемы (L_2) по направлению воздушного потока в 1,19 раз. Это имеет важное значение для создания компактных теплообменников для мобильных гидравлических машин в целом;

- Уменьшение относительного поперечного шага S_1 дополнительно позволяет увеличить способность теплоотдачи охладителя гидросистемы (Q_t , Вт) за счет увеличения количества теплообменных труб с 51 до 87 без увеличения ширины теплообменного аппарата ($L_1 = 870$ мм).

Результаты расчета и моделирования состояния теплового равновесия гидросистемы экскаватора Komatsu PC750SE-7 с 3-х рядным охладителем ($z = 3$); 87 теплообменных овальных труб ($m = 87$) в одном ряду; теплообменные овальные трубы с соотношением осей 21/6 и относительными шагами $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 21$ мм, показано на рис. 4.20.

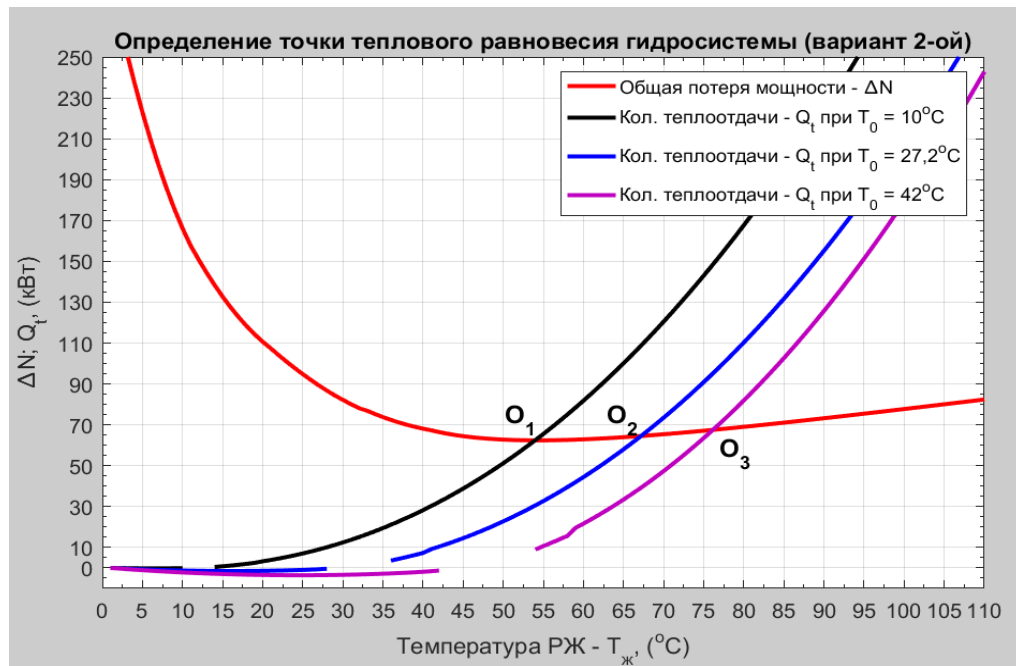


Рисунок 4.20 - Точки теплового равновесия гидросистемы с новыми параметрами охладителя гидросистемы ($z = 3$, $m = 87$, $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 21$ мм)

По графикам на рис. 4.20 видно, что температура рабочей жидкости $T_{\text{ж}} < 70^\circ\text{C}$ при температуре окружающей среды $T_0 = 10^\circ\text{C}$ и $27,2^\circ\text{C}$. Однако, когда температура окружающей среды во Вьетнаме, в самые жаркие дни лета $T_0 = 42^\circ\text{C}$, рабочая температура рабочей жидкости все еще превышает 70°C .

3 - Вариант 3-й:

Увеличить количество рядов (z) теплообменной трубы охладителя гидросистемы с 3 до 6 рядов, остальные параметры охладителя гидросистемы такие же, как в варианте 2.

Модель 6-рядного охладителя гидросистемы с овальными теплообменными трубами показана на рис. 4.21.

Увеличение количества рядов теплообменных труб в охладителе увеличивает площадь поверхности теплоотдачи охладителя гидросистемы, поэтому его способность теплоотдачи (Q_t , Вт) также увеличивается.

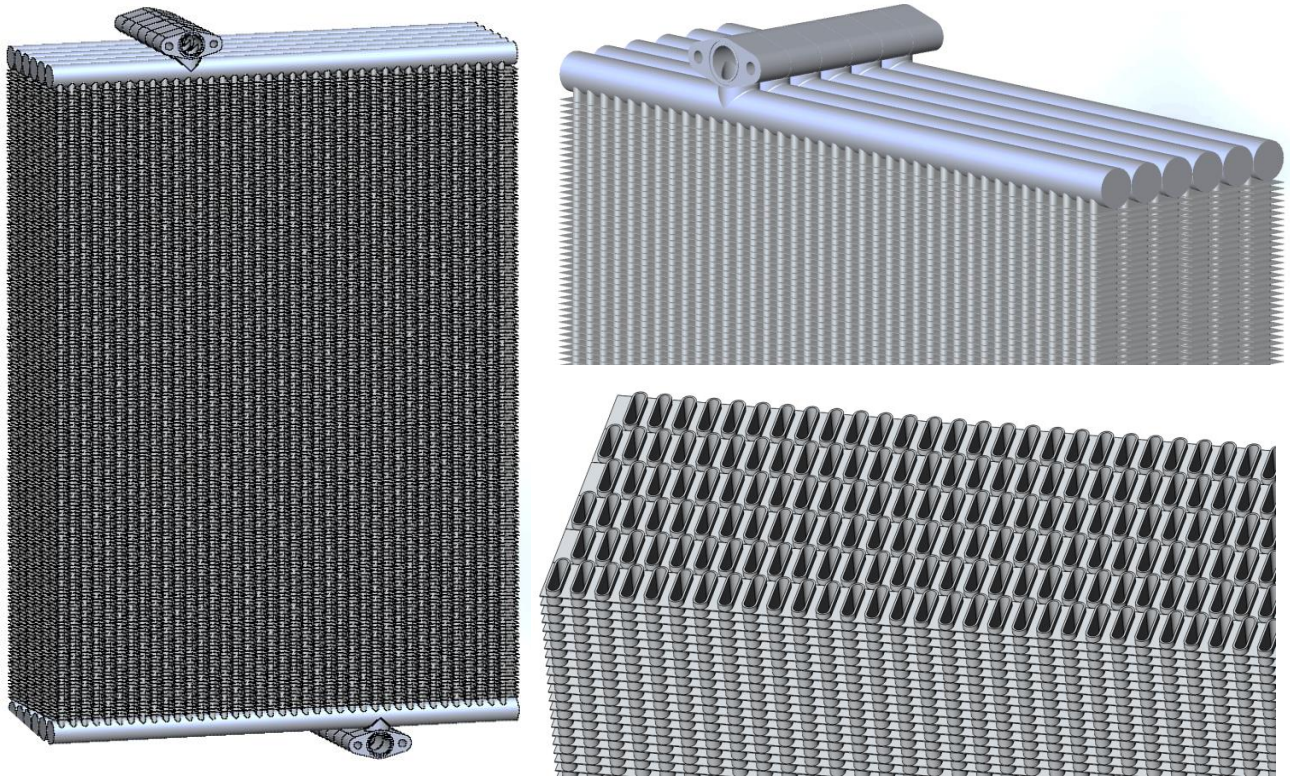


Рисунок 4.21 - Охладитель гидросистемы с 6 рядами трубы овального сечения

Результаты расчета и моделирования теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха с помощью программного обеспечения SolidWorks Flow Simulation показаны с рис. 4.22 по 4.25.

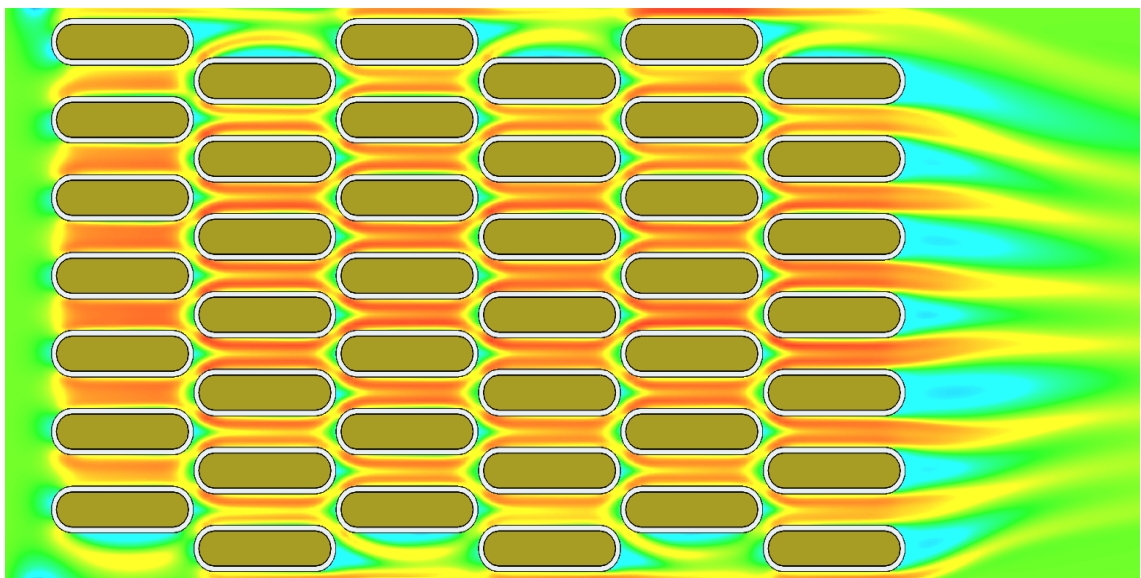


Рисунок 4.22 - Численное моделирование потока воздуха через охладитель гидросистемы с 6 рядами труб овального сечения

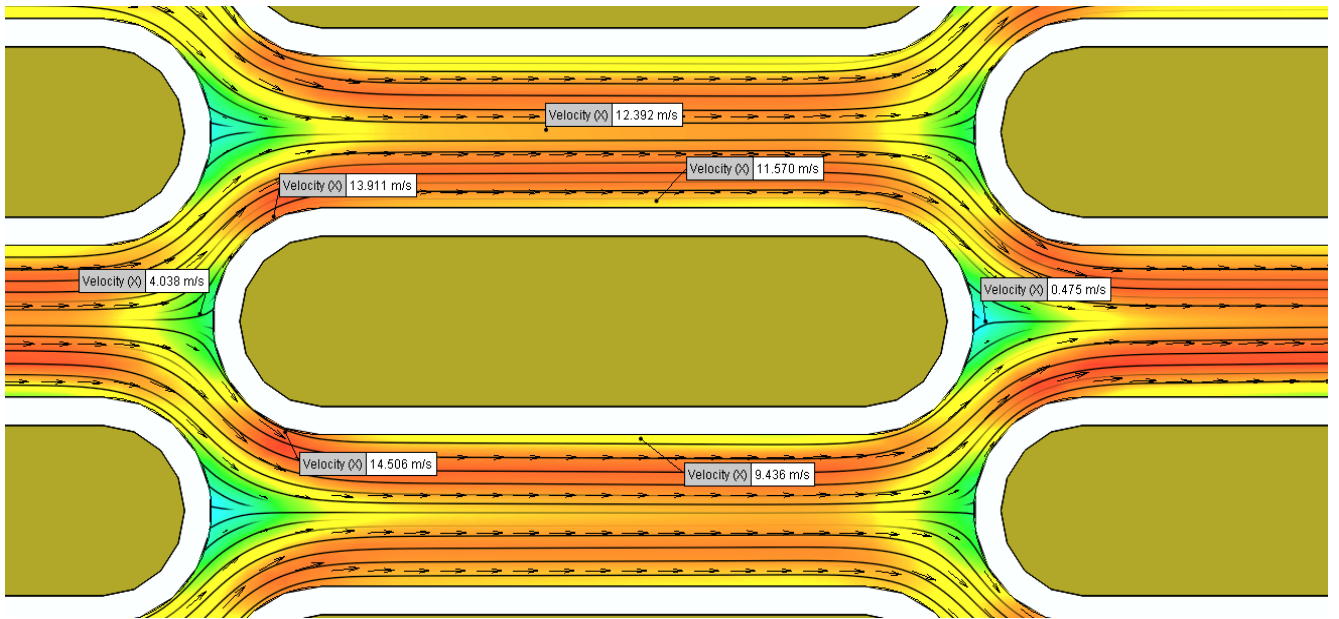


Рисунок 4.23 - Значения скорости теплоносителя в разных точках вокруг теплообменной трубы

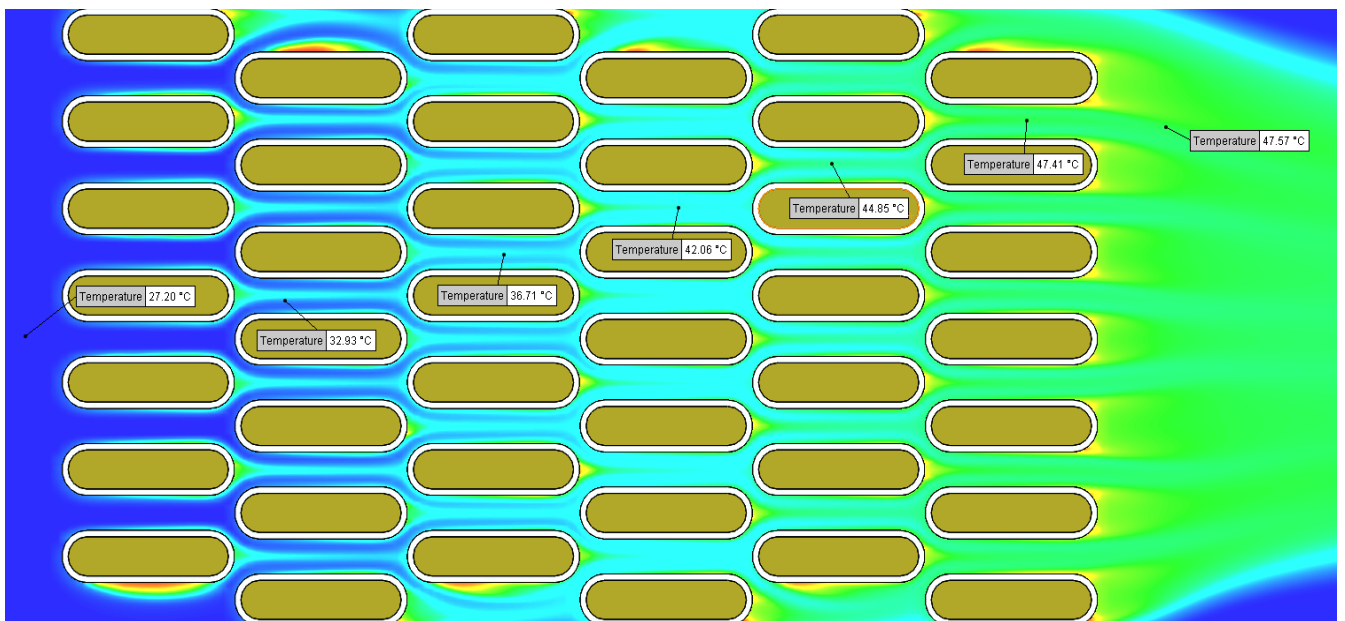


Рисунок 4.24 - Изменение температуры теплоносителя при движении через охладитель гидросистемы с 6-ю рядами труб

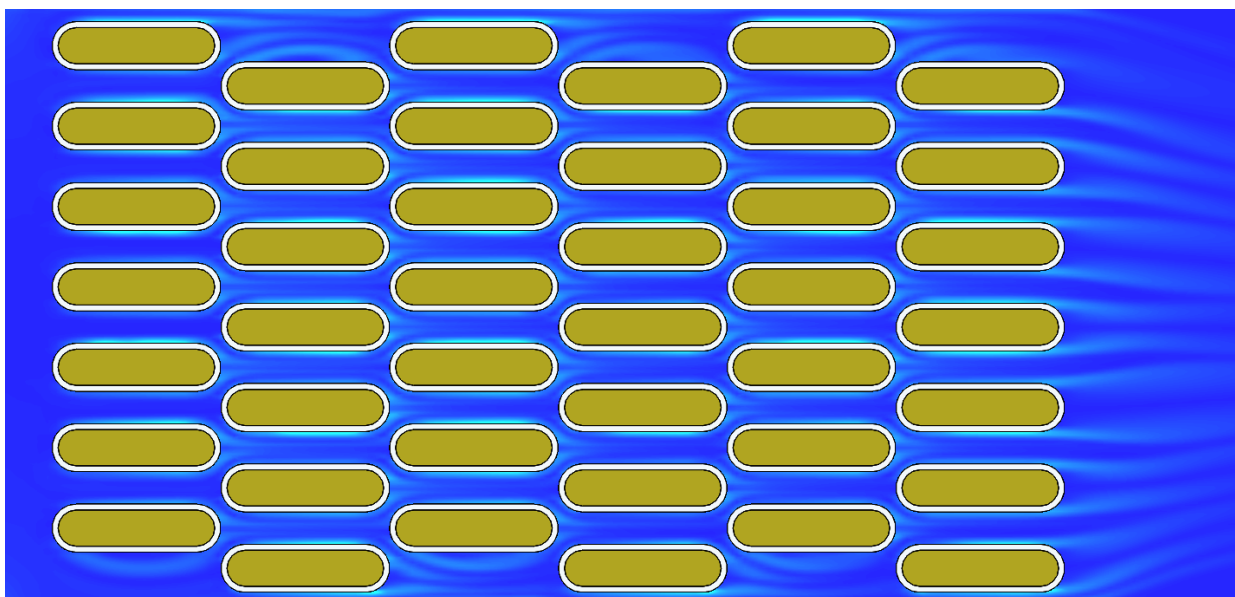


Рисунок 4.25 - Пограничный слой овальных теплообменных труб

Из рис. 4.22 и 4.23 видно, что скорость воздушных слоев в каналах охладителя гидросистемы стала более равномерной, что указывает на высокую степень турбулентности потока, и это уменьшило площадь вихревой зоны, охватывающей кормовую часть овальных труб. Вихревые зоны за трубками - это область, в которой воздушный поток движется с очень низкой скоростью, поэтому статическое давление в этой области высокое, что создает аэродинамическое сопротивление потоку воздуха в каналах и местный коэффициент теплоотдачи в этой области низкий. Уменьшение площади вихревой зоны является одной из причин увеличения среднего коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне охладителя гидросистемы.

Из рис. 4.24 видно, что разница температур воздушного потока на входе и выходе из охладителя гидросистемы составляет около $\Delta T_0 = 20,23^\circ\text{C}$. Это довольно большая разница температуры и доказывает, что свойства теплоотдачи охладителя гидросистемы при выбранных параметрах очень хорошие.

На рис. 4.25 показан ламинарный гидравлический пограничный слой, окружающий теплообменные трубы. Гидравлический пограничный слой в этом случае очень тонкий, менее 0,2 мм и нестабилен по окружности овальных труб. Чем тоньше гидравлический пограничный слой, тем лучше, а это означает, что

воздушный поток с низкой температурой может скользить непосредственно по внешней поверхности стенки труб. Это приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи, а также среднего коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне охладителя гидросистемы. Значение среднего коэффициента теплоотдачи в этом случае - $\bar{\alpha}_0 = 198,15 \text{ (Вт/м}^2\text{/}^\circ\text{C)}$.

Результат расчета теплового равновесия гидросистемы карьерного экскаватора с 6-рядным охладителем с оптимально подобранными параметрами представлены на рис. 4.26.

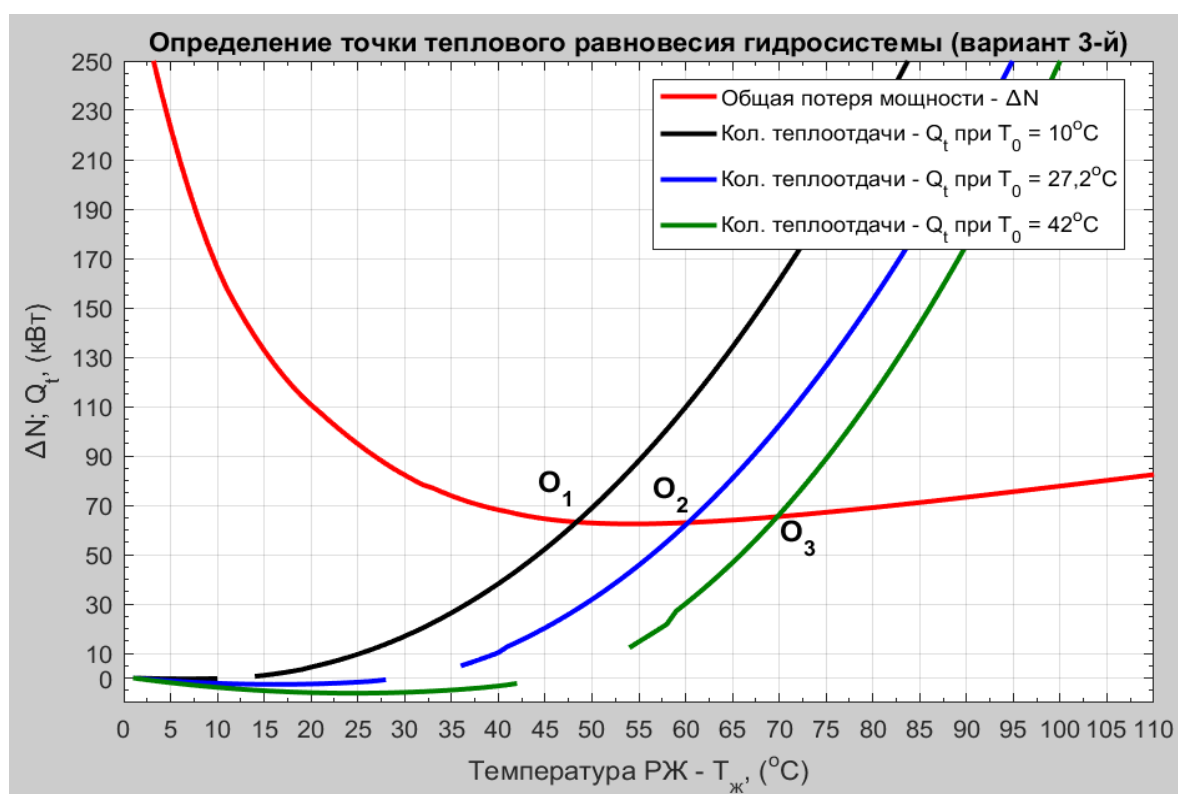


Рисунок 4.26 - Точка теплового равновесия гидросистемы экскаватора с использованием охладителя с 6 рядами теплообменных труб

Из графиков рис. 4.26 видно, что: когда температура окружающего воздуха (T_0) изменяется с 10°C до 42°C , точки теплового равновесия гидравлической системы экскаватора (O_1 , O_2 и O_3) всегда слева от линии $T_{ж} = 70^\circ\text{C}$. Это означает, что, когда карьерные гидравлические экскаваторы эксплуатируются при температуре окружающего воздуха T_0 до 42°C (в Вьетнаме), температура рабочей

жидкости всегда ниже максимального значения оптимального диапазона температуры (70 °C).

Аэродинамическое сопротивление охладителя представляет потери давления охлаждающего воздуха, определяемое эмпирической формулой [10, 48]:

$$\Delta p_z = Eu \rho V_b^2 = Eu_0 z \rho V_b^2 \quad (4.5)$$

где: ρ – плотность охлаждающего воздуха при его средней температуре в пучке, (кг/м³); z – количество рядов теплообменной трубы охладителя; V_b – скорость воздуха в проходном сечении, (м/с); $Eu_0 = Eu/z$ – число Эйлера, отнесенное к числу поперечных рядов труб, определяемое эмпирической формулой [10, 48]:

$$Eu_0 = 19,2 \cdot Re^{-0,461} \quad (4.6)$$

или по литературе [58]:

$$Eu_0 = 3,5222 \cdot Re^{-0,2435} \quad (4.7)$$

где Re – число Рейнольдса; b – мидель трубки или малая ось овальной труб, (м).

В результате расчета полного аэродинамического сопротивления нового охладителя гидросистемы было получено значение Δp_z как: $\Delta p_z = 734$ Па. Это значение меньше давления, создаваемого вентилятором охладителя гидросистемы $p = 980$ Па.

4.3. Выводы по четрертой главе

1. На основе анализа механических и теплофизических свойств 5 типов рабочей жидкости марки Shell установлено, что наиболее подходящей для использования в климатических условиях Вьетнама является рабочая жидкость Shell Tellus S2V-46.

2. Численным моделированием процесса теплообмена установлено, что в диапазоне чисел Рейнольдса (Re) от 5 до 10 000, овальная труба с соотношением двух осей $a/b = 3,5$ всегда имеет наибольший коэффициент теплоотдачи.

3. Базовая конструкция охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора имеет увеличенное аэродинамическое сопротивление и малое значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 78,06$ (Вт/м²/°С), а охладитель поддерживает температуру рабочей жидкости ($T_{ж}$) на уровне 77,5 °С – 89,3 °С.

4. Охладитель с относительными шагами размещения теплообменных труб $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 21$ мм и 87 трубами в ряду имеет самый большой коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_0 = 193,5$ (Вт/м²/°С). Дальнейшее повышение эффективности охлаждения возможно только за счет увеличения рядов теплообменных трубок.

5. Охладитель гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с 6 рядами по 87 теплообменных овальных труб с соотношением осей 21/6 и относительными шагами размещения $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 21$ мм способен поддерживать рабочую температуру рабочей жидкости ниже 70 °С, даже при температуре окружающей среды до 42 °С в климатических условиях Вьетнама.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВООДЫ

Диссертация является законченной квалификационной работой, в которой на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, заключающейся в разработке методики расчета теплового баланса гидравлической системы карьерного экскаватора учитывающей изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры и использовании ее для обоснования и выбора параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам.

Результаты и выводы, полученные лично автором

1. Исследование структуры и принципа работы гидравлического оборудования карьерного гидравлического экскаватора позволили установить перечень основных компонентов, которые служат основой для расчета гидравлических потерь и теплопередачи гидросистемы. Сюда вошли объекты типа однослойная труба: гидролинии и гидроцилиндры, гидронасос, гидробак, охладитель, дросселирующие элементы.

2. На основе теории теплообмена и результатов исследований ряда ведущих ученых разработан метод расчета теплопередачи от основных гидравлических элементов гидросистемы, таких как: гидролинии (гидроцилиндры), гидробака и охладителя гидросистемы с учетом влияния температуры окружающей среды на изменения механических и теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха;

3. Разработана математическая модель процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой отличающаяся учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры и получены зависимости показывающие характер изменения теплоотдачи гидролиний, маслобака и охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с изменением температуры рабочей жидкости и температуры окружающей среды.

4. С использованием математической модели процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей

средой, установлено, что температура рабочей жидкости в гидравлической системе экскаватора Komatsu PC750SE-7, эксплуатируемого в климатических условиях во Вьетнаме, всегда превышает оптимальные значения рабочей температуры рекомендованные производителем на $7,5^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C}$.

5. Численным моделированием процесса теплообмена установлено, что в диапазоне значений числа Рейнольдса от 0 до 10 000 овальная теплообменная труба охладителя гидросистемы с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=3,5$ имеет наибольший средний коэффициент теплоотдачи, а при значениях числа Рейнольдса более 10 000 наибольший средний коэффициент теплоотдачи у овальных труб с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=2,5$.

6. На основании расчетов определено, что базовая конструкция охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора имеет увеличенное аэродинамическое сопротивление и малое значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 78,06 \text{ (Вт/м}^2\text{/}^{\circ}\text{C)}$, а охладитель поддерживает температуру рабочей жидкости на уровне $77,5^{\circ}\text{C} - 89,3^{\circ}\text{C}$.

7. Установлено, что за счет использования овальных труб, выбора оптимального расстояния между ними и скорости воздушного потока, возможно, получить коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы на уровне 193-198 $\text{(Вт/м}^2\text{/}^{\circ}\text{C)}$, далее эффективность охлаждения рабочей жидкости можно повысить только за счет увеличения количества рядов теплопроводных труб в охладителе.

8. Охладитель гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с 6 рядами по 87 теплообменных овальных труб с соотношением осей 21/6 и относительными шагами размещения $S_1 = 10 \text{ мм}$, $S_2 = 21 \text{ мм}$ способен поддерживать рабочую температуру рабочей жидкости ниже 70°C , даже при температуре окружающей среды до 42°C в климатических условиях Вьетнама.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Перспективный план развития угольной промышленности Вьетнама до 2020 года и видение до 2030 года. «Правительственный Вьетнам». Ханой, 2016. - 118с.
2. Перспективный план развития добычи типов твёрдых полезных ископаемых промышленности Вьетнама до 2020 года и видение до 2035 года. «Правительственный Вьетнам». Ханой, 2016. - 275с.
3. Тан Ф. В. Климат Вьетнама. «Естественно-научные вузы». Ханой, 2015. - 138с.
4. Строительный кодекс Вьетнама Природно-физические и климатические данные для строительства. «Министерство строительства». Ханой, 2009. - 324с.
5. Доан Ч. Л. Оптимизация взаимодействия экскаваторов и грузовиков для угольных разрезов в Куангнинском районе: Дис. канд. техн. наук / Ч. Л. Доан. – Ханой, 2018. – 217 с.
6. Статистика и оценка способности погрузчиков (экскаватора), буровых машин и транспортного оборудования карьерных горнодобывающих предприятий Вьетнамской угольно-минеральной промышленной корпорации в периоде 2017-2019 г. - «Винакомин». - Ханой, 2020. – 417 с.
7. Ле Т. Т. Х. Исследование и построение схем погрузки гидравлическим экскаватором для повышения эффективности выборочной добычи на некоторых угольных разрезах в Куангнине: Дис. канд. техн. наук / Т. Т. Х. Ле – Ханой, 2012. – 155 с.
8. Хорошавин С. А. Повышение эффективности карьерных одноковшовых экскаваторов за счет совершенствования рабочего оборудования: Дис. канд. техн. наук / С. А. Хорошавин – Екатеринбург, 2015. – 155 с.
9. В.В. Лянденбургский, А.С. Иванов, А.С. Ширшиков. Основы теории надежности. «Пенза», 2014. – 228 с.
10. Хоанг Д. Т. Теплопередача и расчет теплообменника аппаратов. «Наука и техника» - Ханой, 2001. – 596 с.

11. М. А. Михеев, И. М. Михеева. Основы теплопередачи - издание второе, стереотипное. «Энергия» - Москва, 1977. – 344 с.
12. Т. М. Башта. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. «Машиностроение» - Москва, 1974. – 609 с.
13. Ты Н. Д. Обоснование рациональных параметров гидропривода машин типа впр с учетом условий эксплуатации во вьетнаме: Дис. канд. техн. наук / Н. Д. Ты – Москва, 2010. – 171 с.
14. Д. А. Падучин, С. Л. Иванов, Д. В. Гладили, D. A. Paduchin, S. L. Ivanov, D. V. Gladilin. Систематизация факторов, влияющих на надежность карьерных гидравлических экскаваторов. Master's journal, 2017. - №1, - с. 98 -104.
15. Динь А. Т., Нгуен М. Ч. Современное состояние коррозии и разрушения железобетонных сооружений, защищающих побережье нашей страны. Журнал ирригационной науки и техники, 2012. - №2, - с. 50 -58.
16. Ibrahim S. A. Study of an open circuit hydraulic power system with compact cooler-reservoir unit: Дис. канд. техн. наук / S. A. Ibrahim – Damascus-Syria, 1992. – 317 с.
17. Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер, В. В. Гордеев, Б. А. Фурманов, Б. В. Кармугин. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. «Машиностроение» - Москва, 1986. – 464 с.
18. Xingjian Wang, Siru Lin, Shaoping Wang, Zhaomin He, Chao Zhang. Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump. Chinese Journal of Aeronautics, December 2015. – p. 779 – 788.
19. WANG Wei. Analysis on the side leakage amount of the frictionbetween piston and cylinder block in axial piston pump. Applied Mechanics and Materials, 2014 - Vols. 635-637 - pp 341-345
20. Кривенко А. Е., Занг Куок Кхань. Исследование влияния повышенной температуры рабочей жидкостина утечки и потери мощности в насосном агрегате карьерного гидравлического экскаватора. ISSN 0017-2278. Горный журнал, 2020 - № 12, - с. 78 - 81

21. Н. П. Жуков. Гидравлический расчёт объёмного гидропривода с возвратнопоступательным движением выходного звена : метод. указания. «Тамбовский государственный технический университет». – Тамбов, 2010. - 32 с.
22. J. P. Holman. Heat Transfer Tenth Edition. Publisher, «McGraw-Hill Education» - New York, USA, 2009. - p. 758
23. W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, Young I. Cho . Handbook of heat transfer Third Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» - New York, USA, 1998. - p. 1501;
24. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat transfer. Publisher, «Cambridge university press» - Cambridge, England, 2009. - p. 1143
25. T. Kuppan . Heat exchanger design handbook. Publisher, «Marcel Dekker, Inc», New York, 2000. – p. 1136
26. Степанов О. А. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата воздушного охлаждения (методические указания). «РИО ГОУ ВПО ТюмГАСУ» - Тюмень, 2009. – 41 с.
27. К. Ф. Данг, Т. Ш. Чан, В. Ф. Чан. Теплопередача. «Образование» - Ханой, 2004. – 231 с.
28. Catalog Komatsu PC750SE-7; Komatsu PC750LC-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, PC710-5; Инструкция по эксплуатации и техобслуживанию PC750-7, PC800-7;
29. Г.Н. Дульнев. Теория тепло- и массообмена (учебное пособие). «НИУ ИТМО» - Санкт-Петербург, 2012. – 195 с.
30. В. В. Бухмиров. Расчет коэффициента теплоотдачи. «Ивановский государственный энергетический университет имени в.и. ленина» - Иваново, 2007. – 39 с.
31. О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевича, В. К. Шикова. Справочник по теплообменникам. Том 1. «Энергоатомиздат» - Москва, 1987. – 528 с.
32. О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевича, В. К. Шикова. Справочник по теплообменникам. Том 2. «Энергоатомиздат» - Москва, 1987. – 353 с.
33. Alphin C. Tom Arjun Ramanathan Arun Krishnan. Optimization and analysis of tube-in-tube heat exchanger with fins. «University of Kerala» - India, 2007. – p. 145

34. Peggy M. Rote, Sandra F. Watts, Shirley J. McNett, and Wayne Hutchins. Heat exchanger design handbook - Heat exchanger theory. Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1976. – p. 2305
35. П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. Справочник по теплообменным аппаратам. «Машиностроение» - Москва, 1989. – 369 с.
36. В. Ф. Юдин. Теплообмен поперечнооребрённых труб. «Машиностроение» - Москва, 1982. – 189 с.
37. Н. М. Марков, Е. В. Макаров, А. П. Баранов. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования аэс. «Министерство тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения» - Москва, 1972. – 125 с.
38. W. M. Kays, A. L. London. Compact Heat Exchangers - Third Edition. Scientific International - Krieger Publishing Company, Inc. USA, 2018. – p. 347
39. Т. Ч. Хо, Д. Ф. Нгуен, В. Т. Чан, Т. Т. Нгуен. Устройство и расчет двигателя внутреннего сгорания – том 3. «Образование» - Ханой, 1996. – 307 с.
40. В. М. Нгуен. Насос, вентилятор и компрессор. «Наука и техника» - Ханой, 1993. – 292 с.
41. James A. Sullivan. Fluid power Theory and Applications - Third Edition. «Prentice Hall» - New Jersey, USA, 1989. – p. 532
42. Flow of Fluids through valves, fittings and pipe. Crane. CO. – New York, 1982 – p. 133
43. Karl-Erik Rydberg. Energy Efficient Hydraulics – System solutions for loss minimization. National Conference on Fluid Power, Linköping University, Linköping, Sweden, 2015. – p. 1 - 9.
44. Banks D. D. and Banks. Industrial hydraulic systems An introduction. «Prentice Hall» - New York etc., USA, 1988. – p. 172
45. Yeaple Frank. Fluid Power Design Handbook - First printing. «Marcel Dekker» - New York etc., USA, 1984. – p. 614
46. George E. Totten, Victor J. De Negri. Handbook of hydraulic fluid technology - Second edition. «CRC Press Taylor & Francis Group» - New York, USA, 2012. – p. 212

47. В. П. Апсин, В. Г. Удовин. Методические указания по гидравлическим расчетам. «Оренбургский государственный университет» - Оренбург, 2004. – 43 с.
48. В. А. Кондрашев, А. Н. Иванова, Н. А. Иванова, Е. А. Стерлина. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. «Недра» - Санкт-Петербург, 1994. – 510 с.
49. Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. «Вышэйш. Школа» - Минск, 1976. – 416 с.
50. М. Гийон (перевод с французского: С. Н. Рождественского и И. П. Золотарева). Исследование и расчет гидравлических систем. «Машиностроение» - Москва, 1964. – 389 с.
51. Л. С. Брон, Ж.Э. Тартаковский. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. «Машиностроение» - Москва, 1966. – 356 с.
52. П. В. Коваль. Гидравлика и Гидропривод горных машин. «Машиностроение» - Москва, 1979. – 356 с.
53. Т. М. Башта. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. «Машиностроение» - Москва, 1974. – 609 с.
54. Г. Ф. Нгуен, Н. Х. Хуинь. Управление системы гидравликой - теория и практическое применение. «Образование» - Ханой, 2000. – 276 с.
55. А. П. Клименко, Г. Е. Каневец. Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. «Энергия» - Москва, 1966. – 271 с.
56. Каталог Shell Tellus - 22, 32, 46, 68, 100. Shell фирма, 2013-2016гг. – р. 30
57. В. А. Кондратюк. Теплообмен и аэродинамика пучков плоско-овальной труб в поперечном потоке: : Дис. канд. техн. наук / Кондратюк В. А. – Киев, 2016. – 197 с.
58. О. В. Семеняко. Закономерности процессов переноса в теплообменных поверхность из плоско-овальных труб с поперечной ребрением: : Дис. канд. техн. наук / Семеняко О. В. – Киев, 2018. – 226 с.
59. Robert W. Serth. Process Heat Transfer principles and applications. Elsevier Science & Technology books. 2007. – p. 755

60. С. С. Кутателадзе. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление – справочное пособие. «Энергоатомиздат» - Москва, 1990. – 369 с.
61. С. С. Кутателадзе, В. М. Баришанский. Справочник по теплопередаче. «Государственное энергетическое издательство» - Москва, 1958. – 418 с.
62. В.В. Бухмиров. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения). «Ивановский государственный энергетический университет имени в.и. Ленина» - Иваново, 2007. – 39 с.
63. В. К. Чинь. Основа теплопередачи. «Техника» - Хошимин г. , 2016. – 262 с.
64. Н.С.Галдин, И.А Семенова. Гидравлические схемы мобильных машин - учебное пособие. СибАДИ, Омск, 2013. – 215 с.
65. В. П. Чмиль, С. В. Репин, К. В. Рулис. Гидропривод гусеничных экскаваторов и основы его эксплуатации - методические указания. – СПбГАСУ, Санкт-Петербург, 2011. – 131 с.
66. R. K. Rajput. Engineering thermodynamics - third edition. - Laxmi publications (P) LTD, New Delhi, India, 2007. – p. 966
67. Arthur Akers, Max Gassman, Richard Smith. Hydraulic power system analysis. «Taylor & Francis Group» - Iowa, USA, 2006. – p. 381
68. Н. С. Галдин, А. В. Кукин. Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования - учебное пособие. «Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии» - Омск, 2006. – 92 с.
69. Г.Н. Дульнев. Теория тепло- и массообмена - учебное пособие. «НИУ ИТМО», Санкт-Петербург, 2012. – 195 с.
70. Warren M. Rohsenow, James R Hartnett, Young I. Cho. Handbook of heat transfer - Third Edition. «MCGRAW-HILL» - New York, 1998. – p. 1501
71. Kuppan Thulukkanam. Heat Exchanger Design Handbook - Second edition. «Taylor & Francis Group» - New York, 2013. – p. 1245
72. Yunus A. Çengel, Afshin J. Ghajar. Heat and mass transfer fundamentals & applications. «MCGRAW-HILL» - New York, 2015. – p. 992
73. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat Transfer. «Cambridge University Press» - Cambridge, England, 2009. – p. 1143

74. А. Г. Лаптев. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. «Изд-во Казанск. ун-та» - Казань, 2007. – 500 с.
75. George E. Totten, L. L. Faulkner. Handbook of hydraulic fluid technology. «Marceldekker, inc.» - New York, USA, 2000. – p. 1272
76. В. А. Мунц, О. А. Раков, Ю. В. Ракова. Тепловой и аэродинамический расчет котлов-утилизаторов за газовыми турбинами: учебно-методическое пособие. «УрФУ» - Екатеринбург, 2017. – 100 с.
77. Ernst U. Schlinder, Kenneth J. Bell, Duncan Chisholm and etc. Heat exchanger design handbook. Hemisphere Publishing Corporation – USA, 1983. – p. 2305
78. Г. Е. Каневец. Обобщенные методы расчета теплообменников. «Наукова Думка» - Киев, 1979. – 347 с.
79. Т. Г. Гавра, П. М. Михайлов, В. В. Рис. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок: учебное пособие. Ленинградский политехнический институт имени М. И. Калинина – Ленинград, 1982. – 59 с.
80. Е. В. Михайленко. Тепловой и гидравлический расчёт теплообменного аппарата: метод. указания. «УГТУ» - Ухта, 2013. – 36 с.
81. Л. Е. Полякова, С. С. Ямпиров, В. Г. Блекус, Г. Ж. Ухеев, М. В. Ильина. Гидравлический расчет объемного гидропривода. «ВСГТУ» - Улан-Удэ, 2002. – 20 с.
82. С. В. Овчинников. Конвективный теплообмен. Методики инженерного расчета коэффициента конвективной теплоотдачи. «СГУ имени Н.Г. Чернышевского» - Саратов, 2015. – 48 с.
83. В. В. Бухмиров, Т. Е. Созинова, Ю. С. Солнышкова. Расчет теплопередачи через непроницаемые стенки. «ФГБОУВПО» - Иваново, 2015. – 32 с.
84. Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn. Principles of heat transfer: seventh edition. «Cengage Learning» - USA, 2011. – p. 784
85. Bing Xu, Min Hu, Jun-hui Zhang, Qi Su. Characteristics of volumetric losses and efficiency of axial piston pump with respect to displacement conditions. Journal of Zhejiang University - Science A, ISSN 1862-1775, 2016 – p. 186 – 201

86. Р. Д. Аврутин. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. «Машиностроение» - Москва, 1965. – 266 с.
87. А. А. Мохаммад. Совершенствование систем приводов гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях высоких температур: Дис. канд. техн. наук/ Мохаммад А. А.– Братск, 2015. – 105 с.
88. А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань. Исследование влияния температуры окружающей среды на интенсивность теплоизлучения из гидролинии в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора. «Горное оборудование и электромеханика» № 5, 2020, с. 39-44;
89. А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань. Influence of power fluid temperature in hydraulics on operating efficiency of hydraulic mining excavators. «Горный журнал», № 12, 2020;
90. Е. Г. Рылянкин. Повышение работоспособности тракторных гидросистем терморегулированием рабочей жидкости: Дис. канд. техн. наук/ Рылянкин Е. Г. – Пенза, 2007. – 147 с.
91. А. М. Неволин. Повышение эффективности аппаратов воздушного охлаждения масла газотурбинных установок: Дис. канд. техн. наук/Неволин А. М. – Екатеринбург, 2016. – 138 с.
92. Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. Задачик по теплопередаче. «Энергия» - Москва, 1980. – 288 с.
93. Е.А. Лаптева, Т.М. Фарахов. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик аппаратов. «Отечество» - Казань, 2013. – 184 с.
94. Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кривенко А.Е. и др., Влияние температуры окружающей среды и типа рабочей жидкости на термодинамическое равновесие гидравлической системы карьерных экскаваторов. «Горное оборудование и электромеханика», № 1, 2021, с. 45-50;
95. Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кривенко А.Е. и др., Оценка влияния условий эксплуатации на производительность работы системы охлаждения рабочей

жидкости гидравлического карьерного экскаватора. «Горное оборудование и электромеханика», № 1, 2021, с. 51-58;

96. Кривенко А. Е. , Занг К. К. др. Изучение влияния температуры окружающей среды Вьетнама на мощность теплопередачи однослойной теплообменной трубы. ISSN:2354-1164 (научный журнал в Вьетнаме). №21. 2020. с. 27-31;

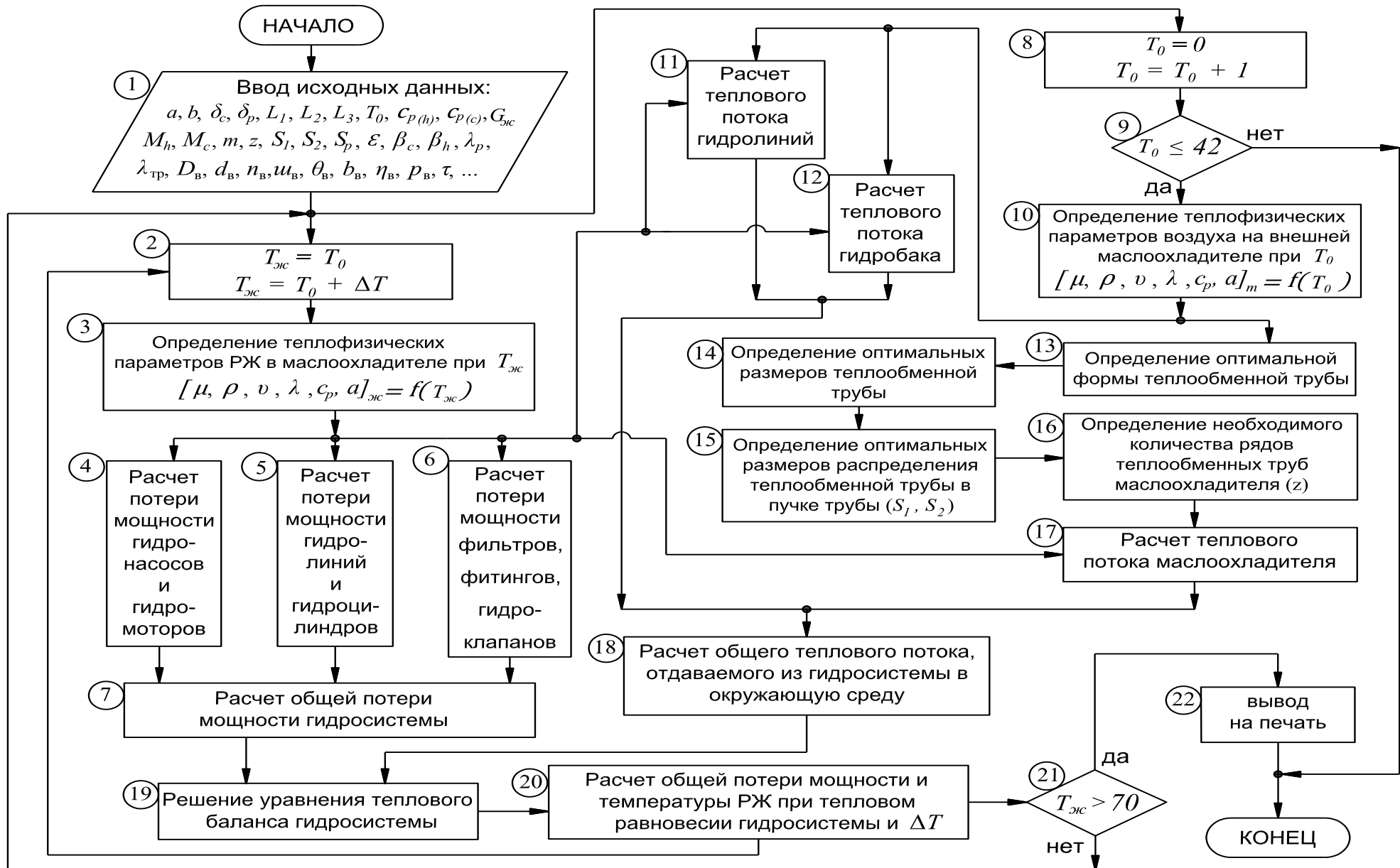
97. Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Исследование влияния изменения вязкости рабочей жидкости на рабочий эффективность аксиально-поршневого насоса с регулировкой подачи. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности», ISSN:2354-1164 (научный журнал в Вьетнаме). №22, 2020. с. 21-25;

98. Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Изучение влияния изменения температуры окружающей среды на экзотермическую мощность воздушного малоохладителя. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности», ISSN:2354-1164 (научный журнал в Вьетнаме). №26, 2021, с. 15-20.

99. <https://www.worlddata.info/asia/vietnam/climate.php/>

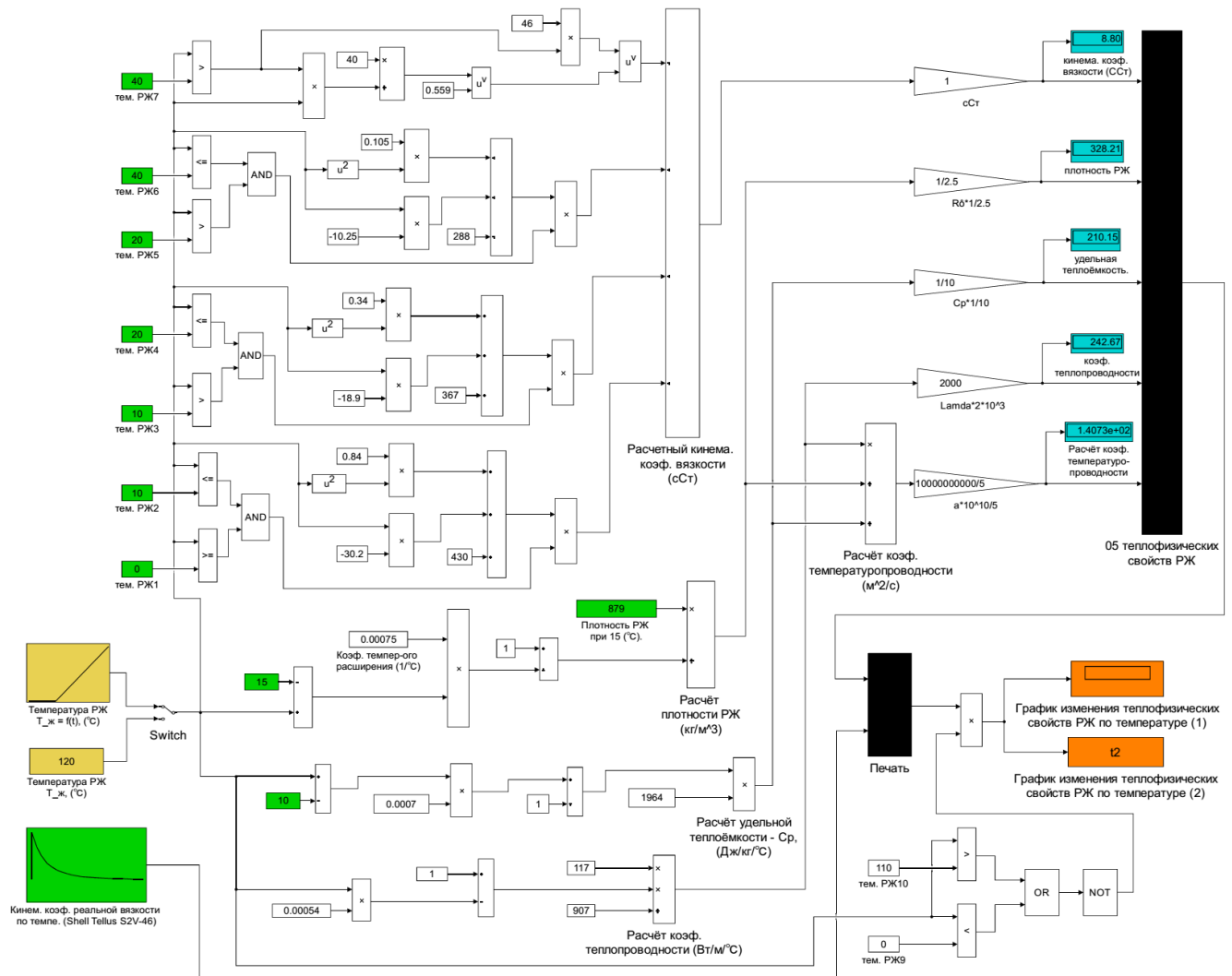
100. <https://www.gso.gov.vn/don-vi-hanh-chinh-dat-dai-va-khi-hau/>

Приложение 1 - Резюме блок-схемы вычислительной логики исследования



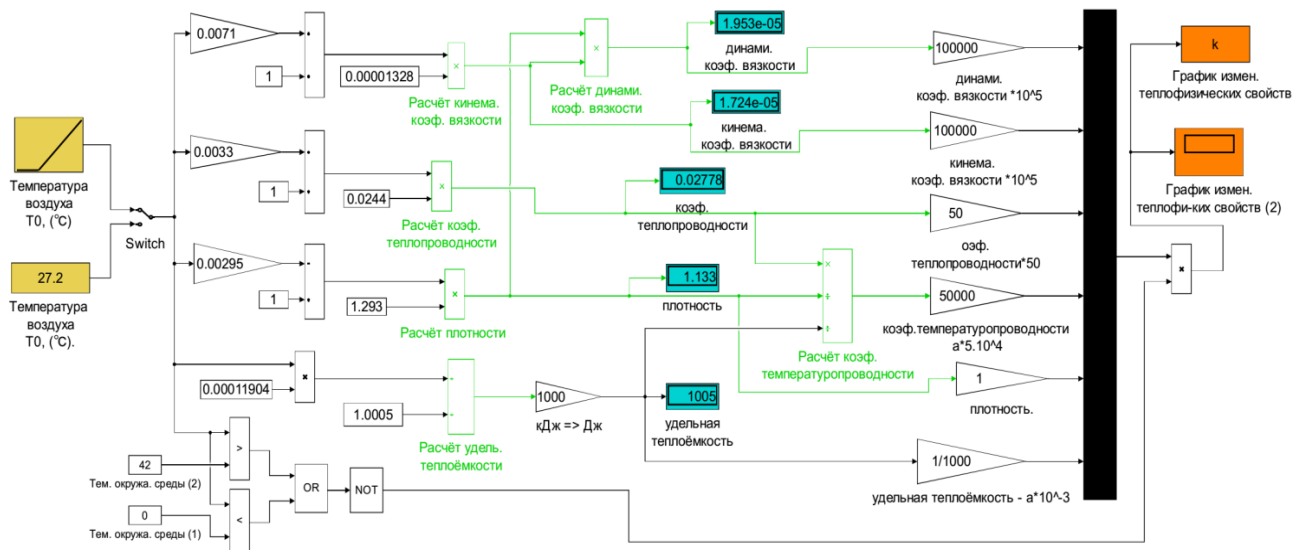
Приложение 2

Изменение теплофизических свойств рабочей жидкости (Shell Tellus 46)
по температура в пределах с 0 до 110 °C

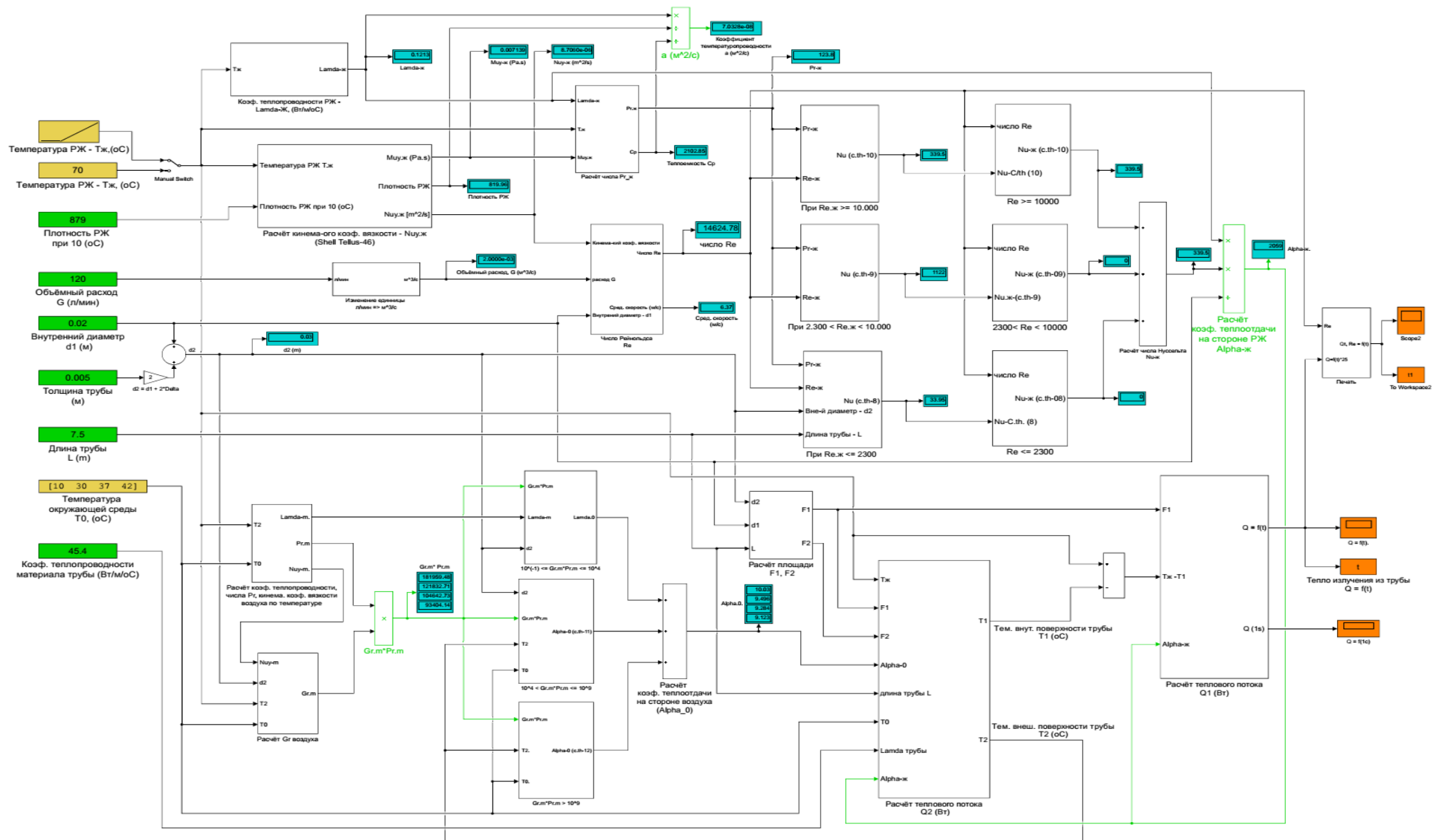


Приложение 3

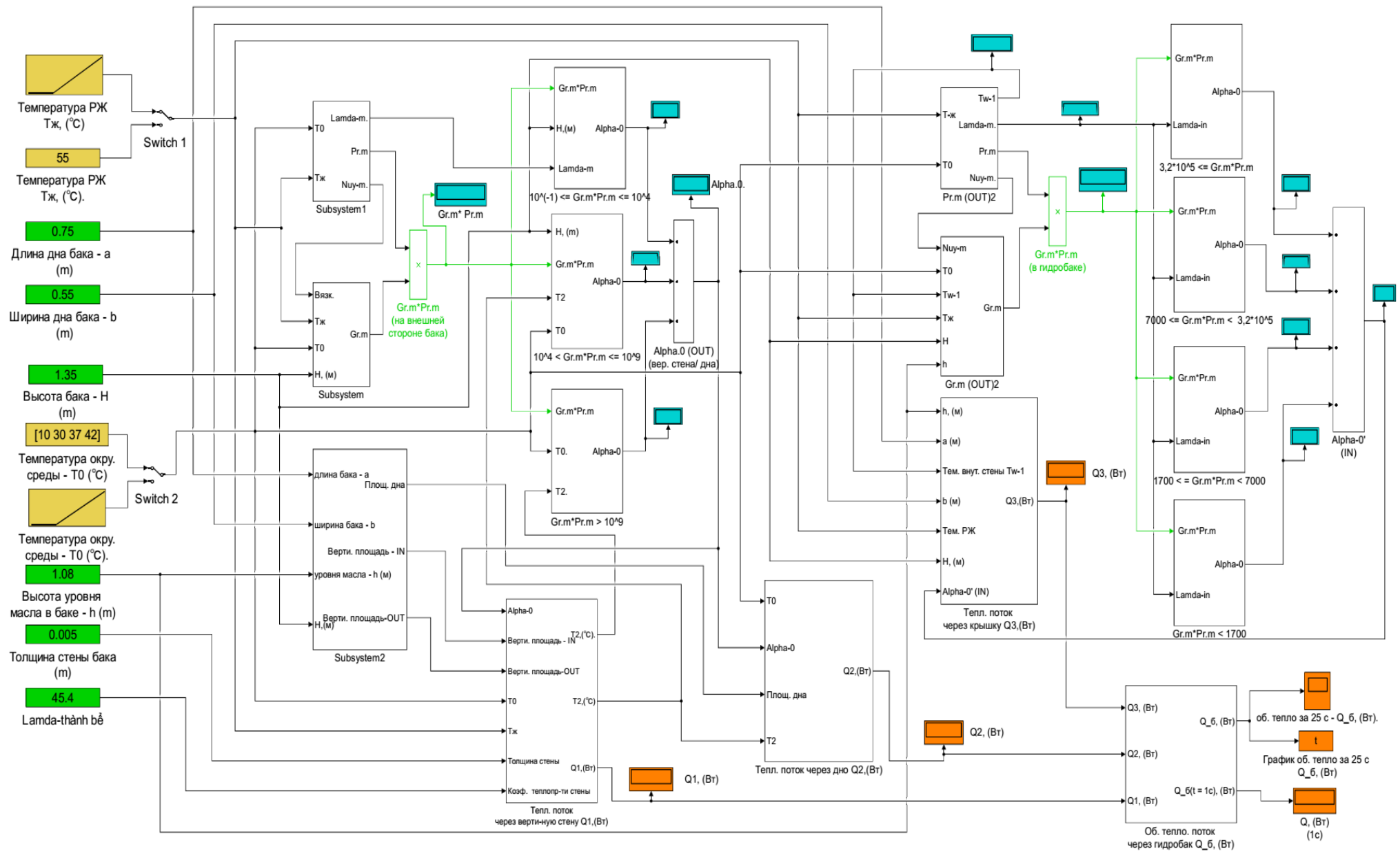
Изменение теплофизических свойств сухого воздуха по температура в пределах с 0 до 42 °С



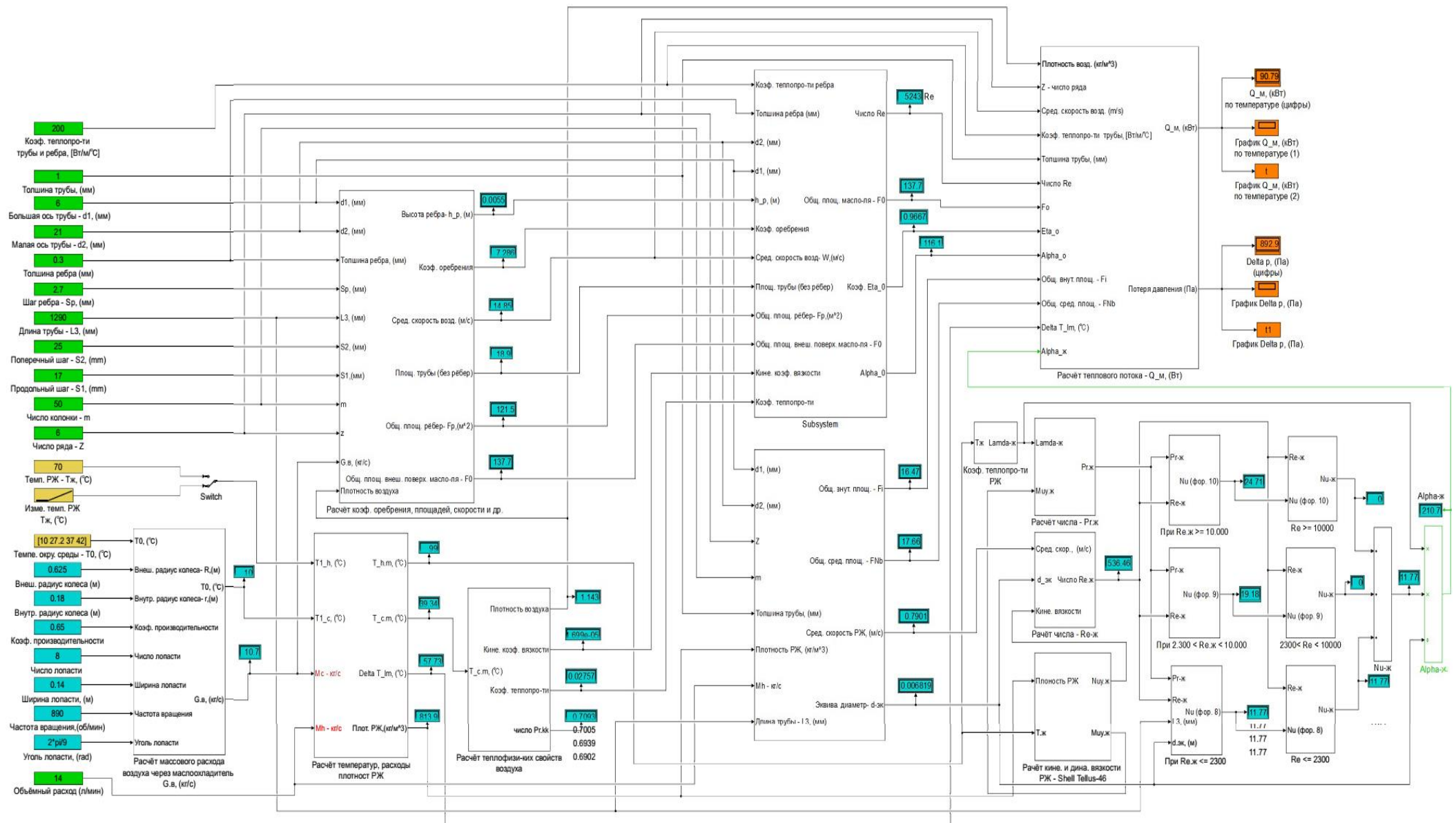
Приложение 4 - Блок-схема для расчёта теплового потока, отдаваемого из гидрوليнии



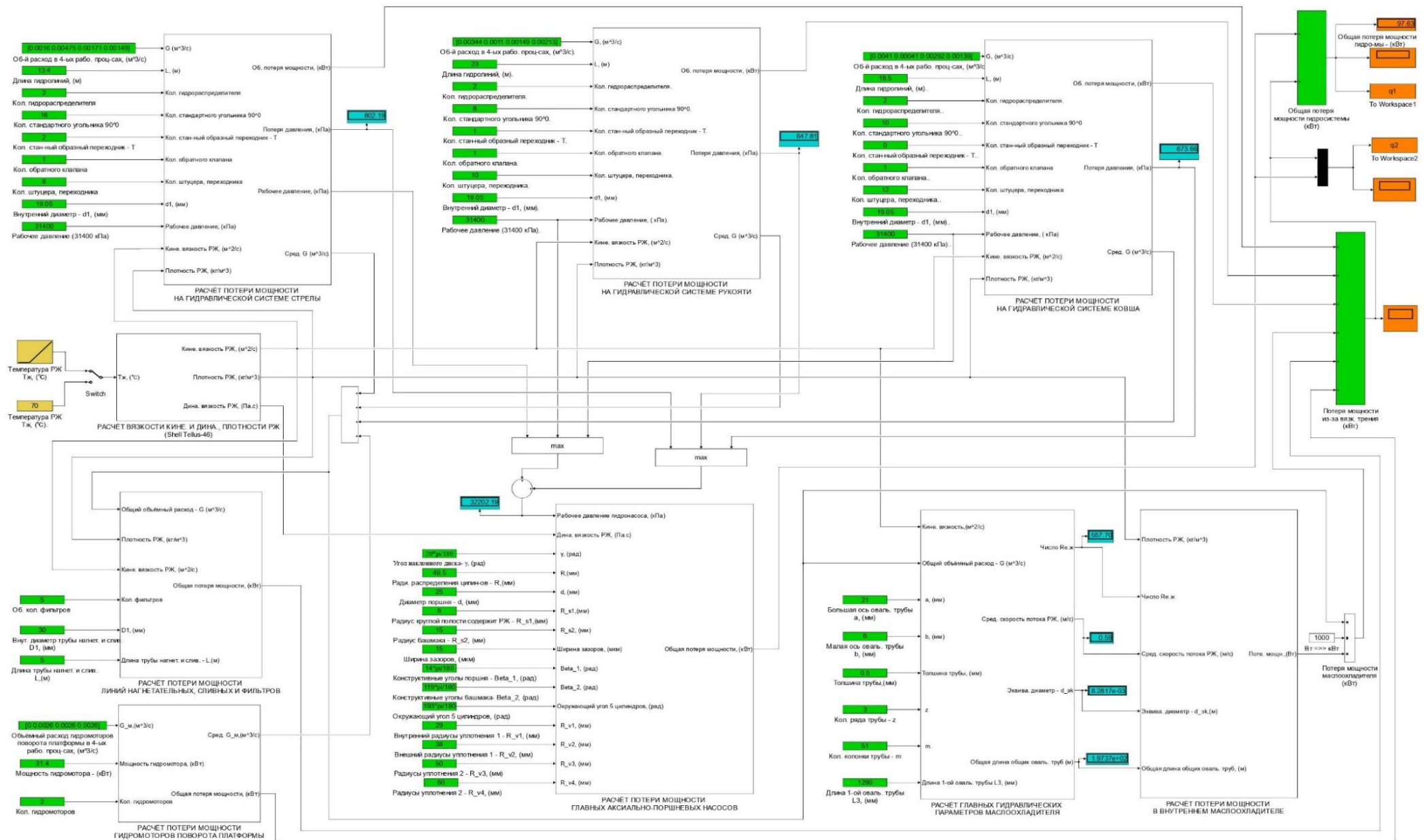
Приложение 5 - Блок-схема для расчёта теплового потока, отдаваемого из гидробака



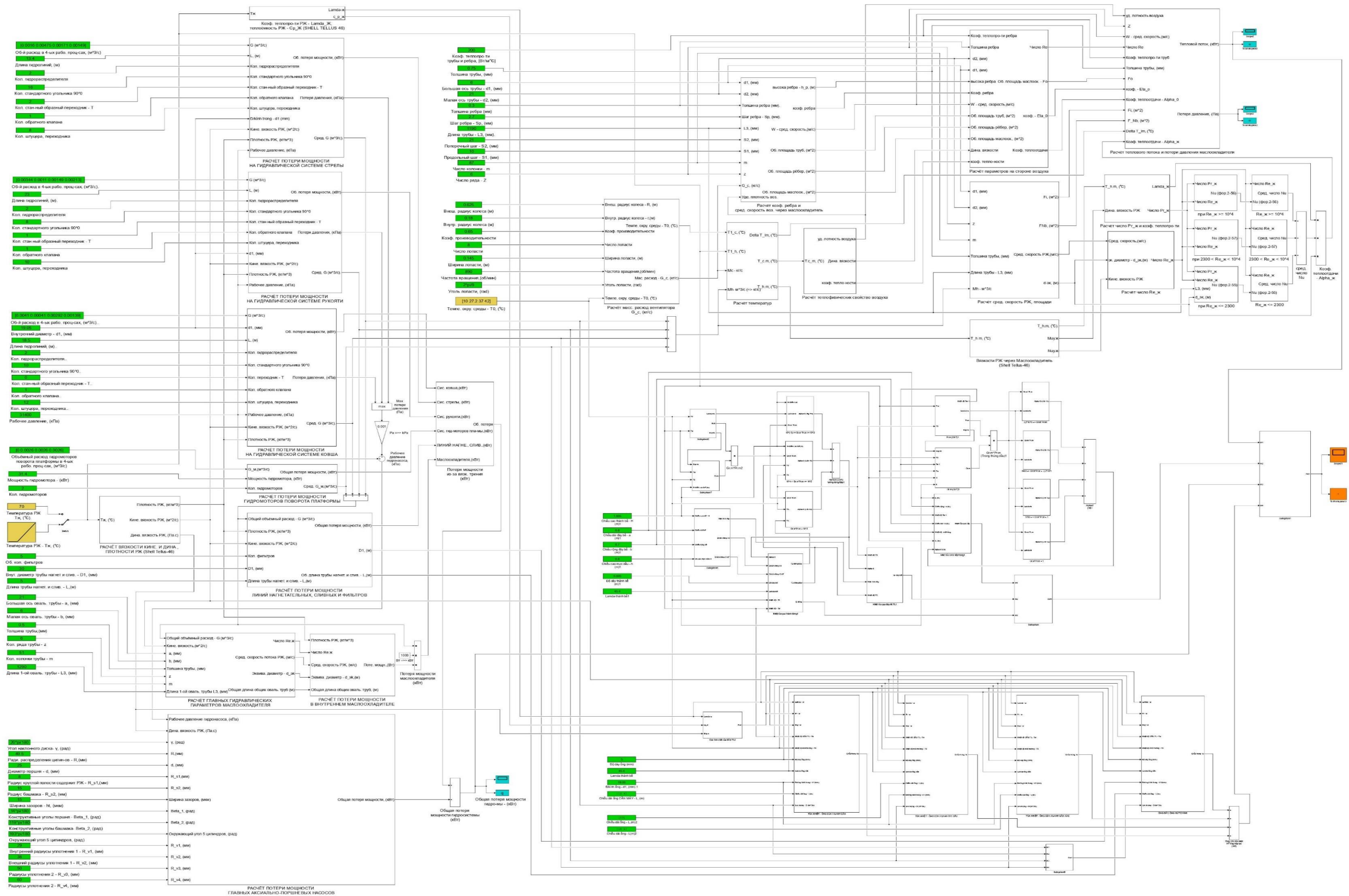
Приложение 6 - Блок-схема для расчёта теплового потока, отдаваемого из охладителя



Приложение 7 - Блок-схема Matlab-Simulink для расчет потери мощности в гидросистеме



Приложение 8 - Блок-схема Matlab-Simulink для решения уравнения теплового баланса гидросистемы карьерного экскаватора



Приложение 9



INSTITUTE OF MINING SCIENCE AND TECHNOLOGY
№ 3 Phan Dinh Giot Str.. Phuong Liet, Thanh Xuan. Hanoi, Vietnam
Tel: +84.4.38642024 - Fax: +84.4.38641564
Web: <http://imsat.vn> Email: imsat@vkhcnm.com.vn

«Утверждаю»



Зам. директор Ханойского Института

Горной Науки и Технологии

..... д.т.н. Ньы Вьет Туан

«...29...» июня 2021 г. Ханой

Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Занг Куок Кхань**
на тему: «Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам»,
выполненной в Национальном Исследовательском Технологическом
Университете «МИСиС» (Россия)

Настоящей справкой подтверждаем, что разработанные в диссертационной работе Занг Куок Кхань методика выбора оптимальных параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора, основанная на термодинамических и гидравлических расчетах теплообразования и тепловыделения гидравлической системы экскаватора с учетом типа рабочей жидкости и изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха в зависимости от их температуры, расчетные программы определения теплоотдачи элементов гидросистемы и теплового баланса гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора и рекомендации по конструктивным параметрам оптимальной модели маслоохладителя для популярного гидравлического экскаватора (Komatsu PC750SE-7), помогающей поддерживать рабочую температуру рабочей жидкости в гидросистеме ниже 70°C были рассмотрены на Ученом совете института и приняты к использованию в Ханойском Институте Горной Науки и Технологии (ХИГНиТ) в процессе изучения и оценки пригодности импортных экскаваторов, работающих в условиях жаркого климата на карьерах Вьетнама и научно-исследовательского проекта на уровне министров, направленного на производство компактного воздушного теплообменника с высокой тепловой эффективностью и мощностью теплоотдачи.

Приложение 10

**QUANG DINH UNIVERSITY OF INDUSTRY**

Facility 1: Yen Tho, Dong Trieu, QuangNinh

Facility 2: Minh Thanh, Quang Yen, QuangNinh

Tel: (+84).0203.387.1292; Fax: 0203.3871/292

Website: www.qui.edu.vn, email: dhcnqn@qui.edu.vn

Куангнинь, «.....» июня 2021г.

Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Занг Куок Кхань** на тему: «Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам», выполненной в Национальном Исследовательском Технологическом Университете «МИСиС» (Россия)

Настоящим удостоверяем, что результаты диссертационной работы аспиранта Занг Куок Кхань на тему «Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам» используются в качестве учебных и научного исследовательских материалов, внедрены в учебный процесс факультета «Электромеханический факультет», кафедры «Горное оборудование и электромеханика». Разработанные аспирантом алгоритмы, математические модели, блок-схемы и программные модули для решения задач теплопередачи и гидравлики гидросистемы карьерного экскаватора включены в состав рабочих программ ряда дисциплин, которые преподаются студентам факультета «Электромеханический факультет», в частности: «Современные методы проектирования технологических машин и оборудования», «гидравлика и гидропривод горных машин», «теплопередача».

Заведующий кафедрой ЭФ,
к.т.н.

..... К. Ч. Ле

Директора университета КИУ,
к.т.н.

..... Т. Х. Хоанг





QUANG NINH UNIVERSITY OF INDUSTRY

Facility 1: Yen Tho, Dong Trieu, QuangNinh
 Facility 2: Minh Thanh, Quang Yen, QuangNinh
 Tel: (+84).0203.387.1292; Fax: 0203.3871/292
 Website: www.qui.edu.vn, email: dhecqn@qui.edu.vn

Quảng Ninh, «.....» tháng 6 năm 2021

Chứng nhận

về việc nghiên cứu ứng dụng kết quả luận án của NCS **Giang Quốc Khánh** với đề tài: “Nghiên cứu và lựa chọn các thông số tối ưu của bộ làm mát hệ thống thủy lực máy xúc thủy lực mô lộ thiên có tính đến điều kiện vận hành tại Việt Nam”, thực hiện tại Trường Đại học Khoa học và Công nghệ Quốc gia “MISiS” (Liên bang Nga)

Đại diện Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh xác nhận sẽ nghiên cứu để ứng dụng một số kết quả thu được từ luận án của nghiên cứu sinh Giang Quốc Khánh với đề tài “Nghiên cứu và lựa chọn các thông số tối ưu của bộ làm mát hệ thống thủy lực máy xúc thủy lực mô lộ thiên có tính đến điều kiện vận hành tại Việt Nam”. Những kết quả phù hợp từ luận án sẽ được dùng làm tài liệu tham khảo cho quá trình giảng dạy và nghiên cứu khoa học của bộ môn “Máy và Thiết bị mô”, khoa Cơ khí Động lực. Các thuật toán, mô hình toán học, sơ đồ khối tính toán và các mô-đun phần mềm do nghiên cứu sinh phát triển để giải quyết các vấn đề về truyền nhiệt và động lực học thủy lực của hệ thống thủy lực của máy xúc thủy lực mô lộ thiên sẽ được đưa vào chương trình giảng dạy cho sinh viên của một số chuyên ngành của khoa Cơ khí Động lực, cụ thể như các môn học: Phương pháp thiết kế máy và thiết bị mô bằng công nghệ hiện đại”, “Thủy lực và truyền động thủy lực máy khai thác”, “truyền nhiệt”.

P. Trưởng Khoa CKDL,
TS

Hiệu trưởng ĐHCNQN,
TS

..... Lê Quý Chiến

..... Hoàng Hùng Thắng

