Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники» (ОАО «ВНИИМТ»)

На правах рукописи

Калганов Михаил Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ НАГРЕВА МАТЕРИАЛОВ В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧАХ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ВАКУУМИРОВАННЫХ ТРУБ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ВЕЧНОЙ МЕРЗЛОТЫ

Специальность 05.16.02 – Металлургия черных, цветных и редких металлов

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Зайнуллин Лик Анварович

Екатеринбург – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ…… 5

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ…… 12

1.1. Процессы конвективного теплообмена в нагревательных печах при движении газовой среды и методы расчета струйных течений в ограниченном объеме……... 12

1.2. Теплообмен в камерных печах с изменяющейся рабочей температурой 19

1.3. Способы нагрева и охлаждения металла в нагревательных и термических печах с циркуляцией потоков газовой среды…….. 21

2. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ КОНВЕКТИВНОГО ТИПА РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВУХСЛОЙНЫХ ВАКУУМИРОВАННЫХ ЛИФТОВЫХ ТРУБ……... 29

2.1. Требования на разработку конструкции печи……. 29

2.2. Методика расчета нагрева и расчетный анализ работы конвективной печи – прототипа……... 34

2.3. Исследование влияния изменения конструктивных и режимных параметров печи-прототипа на ее технические показатели…… 39

2.4. Разработка и исследование конвективной печи усовершенствованной конструкции……... 44

3. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ЦИРКУЛЯЦИОННОМ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕ ДЛЯ КОНВЕКТИВНОЙ ПЕЧИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ…… 49

4. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВАЛА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ КОНВЕКТИВНЫХ ПЕЧЕЙ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ… 53

4.1. Экспериментальная установка……...……..…. 54

4.1.1. Описание экспериментальной установки…….. 54

4.1.2. Методика проведения исследований……. 56
4.1.3. Методика обработки результатов исследований…….. 61
4.2. Результаты экспериментальных исследований теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала печных вентиляторов различных конструкций…… 65
4.2.1. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена вращающегося вала с окружающей средой необорудованного устройством воздушного охлаждения …… 65
4.2.2. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала однодискового типа……... 69
4.2.3. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала стержневого типа 74
4.2.4. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала многодискового типа…….. 80
4.2.5. Сравнительный анализ тепловой эффективности устройств воздушного охлаждения различных типов, изготовленных из различных материалов……... 87
5. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ПЕЧЕЙ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ….. 95
5.1. Методика расчета теплового режима ходовой части печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения вращающегося вала……... 95
5.2. Исследование тепловых режимов ходовой части работы печного вентилятора существующей конструкции без применения устройств охлаждения вала применительно к печам с циркуляцией газовой среды…… 100
5.3. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала однодискового типа…….. 108

5.4. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала стержневого типа…….. 111
5.5. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами многодискового типа…….. 114
5.6. Сравнительный анализ и выбор оптимальных тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала различных типов……. 117
6. ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ И ВЕНТИЛЯТОРОВ В КОНВЕКТИВНЫХ ПЕЧАХ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ…… 129
6.1. Результаты промышленных исследований работы печи теплового обезжиривания на основе новых электронагревателей и высокотемпературных вентиляторов конструкции ВНИИМТ…….. 129
6.2. Разработка типового ряда новых конструкций устройств воздушного охлаждения валов вентиляторов печей для нагрева и термообработки алюминиевых заготовок……. 137
6.3. Разработка и внедрение новой конструкции выносного вентилятора термической камерной печи с выкатным подом для термообработки сварных металлоконструкций……... 141
ЗАКЛЮЧЕНИЕ…….. 148
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ……. 151
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ…….. 153
ПРИЛОЖЕНИЕ–Акты о внедрении результатов диссертационной работы… 161

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Экономический рост страны и, в частности, промышленности во многом определяется постоянным совершенствованием технологий и оборудования. Одним из основных направлений развития отечественной металлургии в настоящее время является расширение номенклатуры и повышение качества выпускаемой металлопродукции. Актуально также повышение технико-экономических показателей существующих нагревательных печей и разработка новых тепловых агрегатов.

Использование циркуляции газовой среды в камерных низкотемпературных печах периодического действия с конвективным теплообменом позволяет получить следующие преимущества перед другими способами тепловой обработки:

- высокую интенсивность теплообмена за счет скорости обдувки теплоносителем поверхности садки с помощью новых вентиляторов;
- равномерный нагрев и охлаждение обрабатываемых изделий;
- возможность гибкого регулирования температуры движущегося теплоносителя;
- незначительную тепловую инерционность процессов нагрева и охлаждения.

Данная диссертация посвящена изучению процессов газодинамики и теплообмена в конвективных печах различных конструкций, оснащенных новыми эффективными высокотемпературными вентиляторами и электронагревателями. Металлургические печи такого типа используются для производства инновационных двухслойных вакуумированных труб, применяемых при газонефтедобыче в условиях вечной мерзлоты, а также ответственных узлов и деталей на металлургических и машиностроительных предприятиях.

Степень разработанности темы исследования

Создание конвективных печей с улучшенными характеристиками предполагает расчетный анализ тепловых и газодинамических процессов,

которые протекают в их рабочем пространстве. Исследование конвективного теплообмена в нагревательных печах при движении газовой среды, а также разработка методов расчета струйных течений в ограниченном объеме является предметом изучения как отечественных специалистов, так и ученых за рубежом.

Находящиеся в эксплуатации в настоящее время конвективные муфельные электрические печи, применяемые для нагрева изделий с помощью принудительного конвективного теплообмена, нуждаются в совершенствовании, поскольку имеют относительно высокие энергозатраты на производство единицы продукции и низкий тепловой КПД, равный 20 ÷ 30 %. Кроме того, надежность печей такого типа ограничивается ресурсом работы подшипниковых узлов высокотемпературных вентиляторов, эксплуатирующихся в тяжелых условиях.

Цели и задачи работы

Цель - на основе комплексных исследований тепловых агрегатов с циркуляцией газовой среды повысить энергоэффективность, качество тепловой обработки изделий и надежность работы конвективных печей металлургического производства с определением их оптимальных тепловых режимов работы.

Указанные выше цели были достигнуты за счет решения следующих задач:

- рассмотреть процессы конвективного теплообмена в нагревательных печах при движении газовой среды и существующие методы расчета струйных течений в ограниченном объеме;
- разработать методику расчета и на её основе провести исследование нагрева изделий в условиях печи известной конструкции с принудительной циркуляцией газовой среды;
- провести расчетные исследования влияния изменения конструктивных и режимных параметров такой печи-прототипа на её технические показатели и наметить пути повышения эффективности её работы;
- провести расчетные исследования теплообмена в условиях усовершенствованной печи, снабженной новыми электронагревателями и вентиляторами и определить её технические показатели в сравнении с работой печи-прототипа;

- разработать экспериментальную установку, методику проведения и обработки результатов исследований и на их основе провести исследования конвективного теплообмена между вращающимся валом печного вентилятора, снабженного новыми устройствами и окружающей средой;
- разработать методику расчета и на её основе провести сравнительный анализ и выбор оптимальных тепловых режимов работы вентиляторов, обеспечивающих надежную работу нагревательных и термических печей;
- определить технические показатели разработанных конструкций печи, нагревателей и высокотемпературных вентиляторов в условиях действующего производства.

Научная новизна

1. На основе разработанной методики проведен сравнительный расчетный анализ режимов нагрева садки в металлургических низкотемпературных конвективных печах с циркуляцией газовой среды для производства вакуумированных двухслойных труб.

2. Получены зависимости энергозатрат на обработку единицы продукции от параметров циркуляционного контура рассматриваемых печей.

3. Получены экспериментальные безразмерные зависимости конвективного теплообмена от поверхности вращающегося вала высокотемпературного печного вентилятора в окружающую среду.

4. В результате экспериментальных исследований получены безразмерные зависимости конвективного теплообмена между окружающей средой и поверхностью устройств воздушного охлаждения однодискового, стержневого и многодискового типов.

Теоретическая и практическая значимость работы

Теоретическая значимость работы заключается в разработке методики расчета режимов нагрева садки в металлургических конвективных печах с циркуляцией газовой среды.

На основе полученных расчетных и экспериментальных исследований разработаны пути повышения энергоэффективности тепловой обработки изделий

в печах, оборудованных новыми электронагревателями и высокотемпературными вентиляторами.

Показано, что металлургическая конвективная печь, оборудованная новыми нагревателями и вентиляторами, позволяет существенно снизить энергозатраты в расчете на единицу продукции по сравнению с известными печами подобного типа. Снижение энергозатрат и повышение качества обрабатываемого материала в рассматриваемых печах связано с использованием новых видов нагревателей и вентиляторов.

Расчетами показано влияние на эффективность работы новых электронагревателей печи изменение параметров его внутреннего циркуляционного контура.

Проведен сравнительный анализ эффективности тепловой работы устройств охлаждения валов вентиляторов трех типов, выполненных из различных материалов.

Практическая значимость

Разработана, изготовлена и запущена в промышленную эксплуатацию металлургическая печь конвективного типа с циркуляцией газовой среды, предназначенная для тепловой обработки материала, используемого для производства двухслойных вакуумированных труб, работающих в условиях вечной мерзлоты. Проведенные промышленные исследования хорошо согласуются с расчетными данными, подтверждающие снижение энергозатрат в 2.5-2.7 раза по сравнению с известными тепловыми агрегатами при высоком качестве нагрева и охлаждения изделий.

Практикой показано, что ресурс разработанных нагревателей увеличился на 60-70 % за счет снижения рабочей температуры нагревательных элементов на 150-250 ˚С.

Разработана методика расчета теплового режима ходовой части печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения вращающегося вала.

Проведен расчетно-экспериментальный анализ и выбор оптимальных тепловых режимов работы ходовой части печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения различных типов.

Разработан и внедрен типовой ряд конструкций устройств воздушного охлаждения применительно к высокотемпературным вентиляторам печей для нагрева и термообработки металлопродукции и материалов широкой номенклатуры. Применение таких вентиляторов в металлургических печах конвективного типа способствует повышению надежности их работы.

Полученные научные результаты соответствуют паспорту специальности 05.16.02 «Металлургия черных, цветных и редких металлов».

Методология и методы исследований

Теоретической и методологической основой диссертационной работы явились исследования отечественных и зарубежных авторов в области конвективного теплообмена применительно к высокоскоростному нагреву изделий в современных металлургических печах.

Расчетный и экспериментальный анализ тепловых процессов, происходящих в исследуемых печах и новых конструктивных узлах, проводился на основе известных и вновь разработанных методик и программного обеспечения.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты расчетно-экспериментальных исследований режимов нагрева садки в металлургических печах конвективного типа с циркуляцией газовой среды высокотемпературным вентилятором.

2. Результаты расчетно-экспериментальных исследований режимов работы электронагревателей закрытого типа в металлургических печах.

3. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала печных высокотемпературных вентиляторов различных конструкций.

4. Результаты расчетно-экспериментального анализа и разработанная методика расчета и выбора оптимальных тепловых режимов работы ходовой

части печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения вращающегося вала.

5. Результаты внедрения конструкции металлургической печи конвективного типа для тепловой обработки материала, снабженной высокотемпературным вентилятором с новой системой охлаждения вала и подшипников.

6. Результаты внедрения в металлургических печах с циркуляцией газовой среды высокотемпературных вентиляторов, снабженных новыми устройствами охлаждения валов.

Степень достоверности результатов научных положений, выводов и рекомендаций, содержащихся в диссертации, обеспечивается применением теоретических основ процессов конвективного теплообмена в металлургических печах, математическими методами исследований на базе современного программного обеспечения, корректным использованием достаточного объема аналитической и статистической информации, сопоставлением теоретических обобщений и выводов с их практическим использованием на действующем производстве. Результаты практического применения разработанного оборудования подтвердили все теоретические предположения и показали их преимущество при сопоставлении с ранее достигнутыми показателями подобных конструкций на предприятиях России и за рубежом. Достоверность полученных результатов подтверждается актами внедрения ПАО «Синарский трубный завод», ОАО «Каменск-Уральский металлургический завод» и ПАО «МЗИК».

Личный вклад автора заключается в постановке целей и задач исследования, разработке методов исследования, планирования и выполнения эксперимента, обработке и анализе экспериментальных данных, а также в участии в разработке и внедрении усовершенствованной конструкции металлургической печи для тепловой обработки изделий, снабженной новыми электронагревателями и высокотемпературными вентиляторами.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на следующих конференциях: материалы III международной конференции. Актуальные проблемы энергосберегающих электротехнологий. Екатеринбург УрФУ. 2014 г.; сборник докладов международной научно-практической конференции, посвященной 95 – летию основанию кафедры ТИМ, УрФУ и 85 – летию основания ОАО «ВНИИМТ». Екатеринбург. 2015 г.

Публикации

По содержанию диссертационной работы опубликовано 10 научных работ, в том числе 7 статей в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК, из которых 5 представлены в реферативной базе данных Scopus.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, изложена на 163 страницах машинописного текста и содержит 20 таблиц, 59 рисунков и список использованной литературы, содержащей 78 наименований.

Автор выражает благодарность *научному руководителю, доктору технических наук, профессору Зайнуллину Лику Анваровичу, доктору технических наук, профессору Спирину Николаю Александровичу, доктору технических наук, профессору Дружинину Геннадию Михайловичу, кандидату технических наук, доценту Лошкареву Николаю Борисовичу, кандидату технических наук, ведущему научному сотруднику Ашихмину Александру Анатольевичу, Татарникову Вадиму Васильевичу, Шестакову Сергею Борисовичу, специалистам ПАО «Синарский трубный завод» Петухову Алексею Михайловичу, Суворову Александру Вадимовичу, Миллеру Максиму Валерьевичу, начальнику отдела ОАО «Каменск-Уральский металлургический завод» Штиглицу Владимиру Петровичу, а также ведущим специалистам АО «Уралметаллургэнерго» Алексееву Анатолию Николаевичу, Дзюбайло Роману Владимировичу за помощь в работе над диссертацией.*

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Процессы конвективного теплообмена в нагревательных печах при движении газовой среды и методы расчета струйных течений в ограниченном объеме

Создание новой печи с улучшенными характеристиками начинается с ее конструирования на основе расчетного анализа процессов, протекающих в рабочем пространстве. Существующие в настоящее время методы математического моделирования, например, зональный [1], достаточно точно воспроизводит процесс тепла излучением. Конвективный теплообмен в условиях сложной картины течения газовой среды в рабочем объеме описывается эмпирическими зависимостями, которые определяются в ходе физического моделирования.

В многочисленных работах, направленных на изучение конвективного теплообмена, авторы обобщают полученные данные в виде эмпирических зависимостей в виде критериальных уравнений, где число Nu зависит от Re, Pr и характерных геометрических размеров. Первыми наиболее подробными и правильно поставленными экспериментальными исследованиями теплоотдачи при турбулентном режиме течения газов и являются работы Нуссельта и Никурадзе [2,3,4]. При обработке данных была впервые использована теория подобия и получены обобщенные зависимости для расчета средней теплоотдачи в трубах и пластине.

Обстоятельно изучением простых систем, в основном цилиндров, занимался А.А. Жукаускас [5]. Изучение конвективного теплообмена производилось калориметрическим методом. Автор оценил достоверность полученных результатов, рассчитав величину допустимой погрешности экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи, равной 15 %.

В работе [5] также рассматривалось влияние на среднюю теплоотдачу шероховатости цилиндра, его профиля и коэффициента заполнения канала.

Аналогичные опыты описаны в [6] при небольших числах Рейнольдса, от 100 до 3000. Теплообмен в этих опытах изучали при охлаждении алюминиевого цилиндра, горизонтально расположенного в открытом воздушном пространстве. В начале опыта цилиндр равномерно нагревался до температуры 150 ˚С. Изменение температуры цилиндра в процессе обдува его воздухом фиксировали с помощью термопар. При температуре 65 ˚С опыт заканчивали.

Полученные экспериментальные данные для режима вынужденной конвекции достаточно точно описывается соотношением

$$Nu = 0.464\,\mathrm{Re}^{0,5} + 0.0004\,\mathrm{Re}.$$

Тимофеевым В.Н. и Февралевой М.А. (сотрудники ВНИИМТ) рассматривалась теплоотдача плиты и прямоугольных параллелепипедов при поперечном и продольном обтекании их потоком газов [7]. Опыты были проведены в аэродинамической трубе.

Обработка материала в критериальной форме показала, что теплоотдача плиты при продольном обтекании ее потоком описывается в области $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^4 \div 8.5 \cdot 10^4$ уравнением:

$$Nu = 0.031\,\mathrm{Re}^{0,8},$$

а в области $\mathrm{Re} < 3 \cdot 10^4$

$$Nu = 9.3\,\mathrm{Re}^{0,25}.$$

Полученные в [7] уравнения теплообмена полностью подтверждают результаты исследований М.А. Михеева [8] для аналогичных условий.

Кроме того, в [7] приведены зависимости, вида $Nu = C \cdot \mathrm{Re}^n$, при различных углах атаки пластины потоком (таблица 1.1).

В опытах, где рассматривалась теплоотдача параллелепипедов в потоке газов, были выведены уравнения для случая набегания газовой среды на грань параллелепипеда

$$Nu = 0.220\,\mathrm{Re}^{0.62}.$$

Таблица 1.1 - Значения коэффициентов C и n для расчета *Nu* при теплообмене газов с плитой.

	Угол атаки плиты потоком газа					
	30 °		60 °		90 °	
Re	**$9\cdot10^3$–$2\cdot10^4$**	**$2\cdot10^4$–$8{,}5\cdot10^4$**	**$9\cdot10^3$–$2\cdot10^4$**	**$2\cdot10^4$–$8{,}5\cdot10^4$**	**$9\cdot10^3$–$2\cdot10^4$**	**$2\cdot10^4$–$8{,}5\cdot10^4$**
C	9.20	0.363	2.75	0.519	2.85	0.550
n	0.26	0.59	0.4	0.57	0.4	0.57

Для случая набегания потока на ребро параллелепипеда

$$Nu = 0.412\,\mathrm{Re}^{0,55}.$$

В работе [9] исследовали конвективную теплоотдачу к плите в струйном потоке газов. В экспериментах в широких диапазонах изменяли диаметр сопла, расстояние от сопла до плиты, угол атаки струи и число Рейнольдса. Эксперименты проводили для плоского и круглого сопел. Полученные экспериментальные материалы представлены в виде уравнения

$$Nu = C\cdot\mathrm{Re}^{n}\left(\frac{b}{d}\right)^{m}\cdot\left(\frac{l}{d}\right)^{k},$$

где b – расстояние от сопла до центра плиты, м;

d – диаметр сопла, для плоского сопла высота щели, м;

l – длина плиты – определяющий размер, м.

В [10] рассматривалась более сложная система движения среды, а именно конвективная теплоотдача к плите от потока газа из горелочных устройств, при различной организации выхода струи из сопла. Так, полученное для однослойной осесимметричной струи уравнение,

$$Nu = 0.173\,\mathrm{Re}^{0,7},$$

хорошо согласуется с полученной ранее в [9] формулой. Полученные авторами зависимости могут быть использованы для расчета конвективной теплоотдачи в печных агрегатах с аналогичной организацией движения среды и геометрическими параметрами.

В [8] Михеевым М.А. приведены результаты теплоотдачи при поперечном обтекании труб. Плавный, безотрывный характер обтекания одиночной трубы имеет место при очень малых числах Re < 5. При значительно больших числах Re

обтекание трубы всегда сопровождается образованием в кормовой части вихревой зоны. В результате анализа и обобщения данных для расчета среднего по периметру трубы коэффициента теплоотдачи автор рекомендовал для воздуха следующие зависимости:

при $\mathrm{Re} < 10^3$

$$Nu = 0.49\,\mathrm{Re}^{0,50},$$

при $\mathrm{Re} > 10^3$

$$Nu = 0.245\,\mathrm{Re}^{0,60}.$$

В случае обтекания пучков труб на воздухе [8] автор предлагает использовать следующие уравнения

для коридорных пучков труб:

при $\mathrm{Re} < 1\cdot10^3$

$$Nu = 0.49\,\mathrm{Re}^{0,5},$$

при $\mathrm{Re} > 1\cdot10^3$

$$Nu = 0.194\,\mathrm{Re}^{0,5};$$

для шахматных пучков труб:

при $\mathrm{Re} < 1\cdot10^3$

$$Nu = 0.49\,\mathrm{Re}^{0,5},$$

при $\mathrm{Re} > 1\cdot10^3$

$$Nu = 0.35\,\mathrm{Re}^{0,6}.$$

Одним из основных элементов, составляющих контур циркуляции в печном объеме, является система обдувки и передачи тепла от газа при нагреве или отвода его от садки при охлаждении.

Рассмотрим некоторые известные методики, описывающие различные подходы при расчете струйных течений, распространяющихся в ограниченном пространстве.

При распространении струи в ограниченном пространстве движение потока происходит в направлении возрастания статического давления, что приводит к возникновению зон возвратного течения и зон замкнутой циркуляции. В этом

случае неприменимы для всей длины потока уравнения свободного турбулентного слоя, так как в зоне циркуляции поперечная компонента вектора скорости не является малой величиной по сравнению с продольной. В случае течения, ограниченного твердыми стенками, струя, распространяясь, прилипает к одной из поверхностей и движется вдоль нее как пристенная. В теоретических работах [11,12] рассматриваются одномерная и двумерная схемы течения стесненной струи в спутном потоке, где за основные параметры циркуляционной зоны приняты радиус кривизны оси струи, распространяющейся от устья сопла до точки прилипания к одной из стенок, и длина зоны циркуляции. В предположении того, что струя после выхода из сопла эжектирует окружающую среду и распространяется как свободная, авторами рассматриваемых работ получены зависимости для определения основных параметров циркуляционной зоны в зависимости от стесненности камеры. Предложенный метод расчета, однако, не позволяет определить профили скорости в циркуляционной зоне, примыкающей к основному потоку, а значит и количественно оценить величину эжектируемой массы газа из окружающей среды. В [13,14,15] предлагаются различные методы расчета, позволяющие приблизительно определять геометрических параметры, средние по сечению скорости и расходы газа в циркуляционных зонах камеры. В [13] предлагается считать практически подобными для камер различной стесненности зависимость изменения нормализованного импульса $\frac{J}{J_0}$ на участке струйного течения от относительной длины струи, несмотря на то, что распределение средней продольной составляющей скорости в поперечных сечениях струи не являются автомодельными относительно числа Re для начального сечения. На основании этого предположения в работе показана связь между характеристиками турбулентного переноса, коэффициентов турбулентной вязкости и диффузии с параметрами осредненного движения. В [14] по длине ограниченной струи несжимаемой жидкости выделяется две зоны: от среза сопла до сечения, где струя начинает отдавать газ в окружающее пространство, и вторая – до сечения, где она полностью расширилась. Для характеристики первой зоны

принят параметр безразмерной скорости $m = -\frac{U_н}{U_m}$ где $U_н$ – продольная составляющая скорости встречного потока, U_m – скорость на оси струи. На втором участке m = const. В результате расчетов показано, что характер изменения осевой скорости на первом участке не зависит от стесненности камеры, в отличие от параметра безразмерной скорости. Интенсивность движения газа в циркуляционной зоне согласно [15,16] можно оценивать параметром, равным отношению расхода в циркуляционной зоне к ее объему. А.С. Гиневский [17] предложил метод решения, основанный на исследовании эжектирующего действия струи путем расположения вдоль ее оси непрерывно распределенных стоков постоянной или переменной интенсивности. В работе [18] показано, что по мере приближения частицы окружающего газа к границам турбулентной области скорость ее растет, но даже у самой границы составляет примерно 9 % от величины средней скорости в начальном сечении струи. В [19] Б.Г. Подольским экспериментально исследовалась плоская струя, направленная перпендикулярно пластине и распространяющаяся в объеме, ограниченном стенками в условиях действия перепада статического давления по ее границам. Обобщение результатов теоретических исследований и опытных данных, полученные автором, позволяют сделать вывод о том, что после выхода из сопла оформившаяся турбулентная струя достаточно устойчива. Профили скорости в поперечных сечениях потока практически не подвергаются деформации из-за действия разности давления, искусственно создаваемого на ее границах. Вместе с тем, для струй с начальными скоростями 5 – 10 м/с характерно заметное искривление оси струи при перепадах давления 5 – 10 Па и высотах уплотняемого проема 30 – 50 мм в сторону объема с пониженным давлением.

Из анализа приведенных источников следует, что на некотором расстоянии от среза сопла струя, вытекающая в ограниченное пространство, сохраняет свойства свободной струи, а после примыкания к одной из поверхностей распространяется как пристенная. Величина участка струи для которой справедливы зависимости свободной струи, в значительной степени зависит от

параметров осредненного движения самой струи, имеющими связь с характеристиками турбулентного переноса, и величиной стесненности камеры. В пристенном пограничном слое сначала развивается ламинарный пограничный слой, который на некотором расстоянии от начала переходит в турбулентный. По данным [20] смена режима течения происходит при значении чисел $\mathrm{Re}_X = \frac{U_m \cdot x}{\nu} = (3 \div 5) \cdot 10^5$, где U_m – максимальная скорость настильной струи на расстоянии x от среза сопла, то есть примерно при тех же величинах, что и при обтекании пластины однородным потоком $\mathrm{Re}_X = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu} = (3{,}5 \div 5) \cdot 10^5$ [21,22].

Примерно такие же данные о переходе ламинарного пограничного слоя в турбулентный получили А.И. Каменецкий и В.В. Батурин [21,22].

В [23,24,25] представлены экспериментальные исследования по аэродинамике и теплообмену применительно к конкретным объектам – распространению турбулентных полуограниченных струй, развивающихся вдоль гладкой и трубчатой поверхности. Так, в [22] для настильной плоской струи предлагается использовать соотношения как для свободной струи удвоенной ширины, при этом, пограничным слоем со стороны пластины, ввиду его незначительной толщины, пренебрегают. В [26,27] изучались полуограниченные струи, образующиеся при растекании плоской струи, атакующей пластину. Экспериментальные данные показывают, что профили скорости в сечениях растекающихся потоков на некотором расстоянии от линии удара подобны между собой и в относительных координатах совпадают с профилем скорости полуограниченной струи.

Таким образом, при описании процесса распространения струйного течения в ограниченном объеме в его завершающей стадии, характеризующейся образованием пристенного полуограниченного потока, необходимо рассмотрение как методов расчета пристенных течений, так и методов расчета свободных струй.

1.2. Теплообмен в камерных печах с изменяющейся рабочей температурой

Одними из самых сложных агрегатов для исследования теплообмена являются промышленные печи. Они имеют ряд характерных признаков:

- сложную геометрию рабочего пространства;
- сложную схему подвода и отвода теплоносителя;
- сложное расположение нагреваемого материала и его геометрические формы;
- переменный газодинамический режим.

Работы, посвященные изучению динамики движения среды и теплообмена в печах, направлены на исправление тех или иных недостатков или на получение новых, более совершенных конструкций.

Кирпичев М.В. и Михеев М.А. исследовали различные типы промышленных печей [28], изучая движение среды в модели, по интенсивности которого судили о теплообмене.

Исследованием камерных нагревательных печей занимались Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д., Лошкарев Н.Б. и Полуян П.Н. [29,30]. Изучались динамика движения среды и теплообмен в моделях с помощью диффузионно-конвективной аналогии. Рассматривались варианты схем отопления и расположения садки с целью повышения эффективности работы печей.

Работа Шлеймовича Е.М. заслуживает внимания тем, что исследования проводились в сварочной зоне методической печи на натуральном агрегате [31]. Автор на основе разработанного метода расчетов и пакетов программ для математического моделирования гидродинамики и радиационно-конвективного теплообмена провел исследование тепловой работы и схемы отопления для проходных нагревательных печей в зависимости от геометрических и режимных параметров. С помощью результатов, описанных в работе [31], упрощается расчет сложного теплообмена в проходных печах. Полученные результаты могут быть

использованы в расчетах тепловой работы некоторых типов металлургических печей.

Основная часть теплоты в рабочем пространстве конвективной печи переносится движущимся потоком нагретых газов. Доставка теплоносителя к месту потребления оказывает решающее влияние как на интенсивность передачи тепла нагреваемой садке, так и на равномерность ее нагрева. Доставка теплоты конвекцией к месту потребления, как правило, осуществляется с помощью потока продуктов горения или специального устройства – высокотемпературного вентилятора.

По данным Андрианова В.А. и Шорина С.Н. [32] соотношение лучистой и конвективной составляющих в газовом потоке при сложном внешнем теплообмене для каждой точки тепловоспринимающей поверхности оказывается зависящим от расположения этой точки по отношению к движущемуся потоку, то есть от того, как доставляется теплота к этой точке теплоносителем, и остается постоянным при изменении режима движения газов, в пределах сохранения подобия полей скоростей. Такое представление о связи процессов теплообмена с движением газов позволяет по результатам изучения конвективного теплообмена на изотермических моделях судить о характере суммарной передачи тепла газами к тепловоспринимающим поверхностям [33,34]. Получаемые экспериментальные данные о теплообмене в физической модели печи дают основания для сравнения между собой различных вариантов конструктивного оформления рабочего пространства и схем отопления, от которых зависит газовая динамика и, в конечном счете, теплообмен [35].

Соблюдение равенства чисел Рейнольдса в геометрически подобных системах обеспечивает равенство числе подобия конвективного теплообмена Нуссельта. Распределение конвективных потоков теплоты, а значит и коэффициентов теплоотдачи, может служить основанием для прогнозирования суммарных потоков от газовой среды к тепловоспринимающим поверхностям.

Для изучения конвективного теплообмена на моделях нагревательных печей на кафедре «Теплофизика и информатика в металлургии» (ТИМ) УГТУ –

УПИ разработан специальный датчик, позволяющий измерять локальные коэффициенты теплоотдачи на тепловоспринимающих поверхностях моделей печи [36,37]. В датчике использован принцип термоанемометра с постоянной рабочей температурой. Чувствительный элемент датчика выполнен из плоского терморезистора и вмонтирован в специально сконструированный корпус, который может быть размещен заодно с поверхностью модели нагреваемого изделия и стенки модели печи, при этом, чувствительный элемент не вносит возмущающих воздействий на газовый поток или струю, протекающие над его поверхностью. Предложенный метод анализа тепловой работы печей на основе физического моделирования газодинамики и теплообмена позволяет решать вопросы конструирования новых печей и реконструкции существующих.

На машиностроительных и металлургических заводах широко применяют нагревательные камерные печи с изменяющейся рабочей температурой. Автономность режима загрузки и выдачи металла, температурного и теплового режимов позволяет нагревать изделия различных форм и размеров с учетом их теплофизических свойств и начального теплового состояния. Конструкции таких печей, а также их тепловые режимы подробно представлены в литературе [38-43]. В зависимости от исходного теплового состояния заготовок назначается и соответствующий режим работы печи, который реализуется за счет подбора конструкции печи, условий посадки металла, температурного и газодинамических режимов.

1.3. Способы нагрева и охлаждения металла в нагревательных и термических печах с циркуляцией потоков газовой среды

Конвективные нагревательные печи с циркуляцией газовой среды также относятся к агрегатам с изменяющейся рабочей температурой, где нагрев металла осуществляется преимущественно с помощью конвективного теплообмена.

Движение газовой среды (теплоносителя) по замкнутому контуру в настоящее время нашло широкое применение в нагревательных и термических

печах преимущественно с конвективным типом теплообмена. Известно, что интенсивность конвективного теплообмена в общем случае существенно зависит от величины коэффициента теплоотдачи, площади теплообмена и разности температур между поверхностью металла и газовым потоком.

Наибольший положительный эффект от переноса тепла за счет принудительного движения газа в рассматриваемых печах имеет место при температурах до 550 – 600 ˚С, где составляющая теплообмена излучением относительно невелика и составляет 10 – 30 % от общего теплового потока [44].

В более высокотемпературных печах (до 900 – 1000 ˚С) принудительное движение газа кроме интенсификации теплообмена применяется, как правило, в следующих случаях:

- включение в процесс теплообмена закрытых от источников излучения затененных или внутренних поверхностей садки, например, центральной полости рулонов полосового металла [45];
- усреднение по температуре и газовому составу защитной атмосферы, циркулирующей во внутреннем объеме печи [46,47].

По способу организации циркуляционного контура движения газовой среды рассматриваемые печи делятся на два основных типа:

- движение газовой среды по внутреннему циркуляционному контуру в пределах рабочего объема печи с размещением в нем элементов нагревателя (охладителя), побудителя (вентилятора) и садки [48,49];
- движение газовой среды по внешнему циркуляционному контуру, где нагреватель (охладитель) и побудитель находятся вне рабочего объема печи и соединены с ним специальными каналами [50].

По способу реализации технологического процесса термические и нагревательные печи бывают непрерывного и периодического действия. Для печей непрерывного действия характерен квазистационарный процесс, когда тепловой режим в отдельно взятой камере (нагрева, выдержки или охлаждения) при постоянной производительности агрегата во времени практически не изменяется [44,51]. В печах периодического действия имеет место

нестационарный, изменяющийся во времени тепловой режим нагрева или охлаждения садки [45].

В зависимости от требования технологии, реализуемой в том или ином печном агрегате могут использоваться различные газовые среды: воздух, продукты горения природного газа, защитные газы с разнообразным составом. В случае использования в печах защитных сред к контуру циркуляции предъявляются серьезные требования по его газоплотности [44].

Одним из основных элементов, составляющих контур циркуляции защитного газа, является система обдувки и передачи тепла от циркулирующего газа при нагреве или отвода его от садки при охлаждении [51].

Система обдувки должна обеспечивать наиболее оптимальный способ как подвода тепла, так и отвода газовой среды относительно поверхности обрабатываемой садки. Цель этой системы обеспечить необходимую интенсивность теплообмена между газом и поверхностью садки при минимально возможных энергозатратах [44].

По способу организации движения газовых потоков печи различают:

- настильные потоки по поверхности обрабатываемого металла;
- струйные течения;
- движение газа с периодическим изменением его направления на противоположное.

Настильные потоки газа вдоль поверхности садки применяют, как правило, в печах, где обрабатываются изделия с разнообразной конфигурацией и массой. Такие циркуляционные системы характеризуются относительно большим расходом перекачиваемой среды (до 100000 $м^3$/ч и более) и незначительными потерями давления внутри печного объема (до 200 Па). Скорости движения газа внутри печи не превышает 10 – 15 м/с.

При обработке газопроницаемой садки, например, бунтов труб или катанки с целью обдувки всей поверхности, газовый поток направляют сквозь межвитковые пустоты этих обрабатываемых изделий. Установленная мощность

электродвигателей единичных устройств охлаждения катанки достигает 200 кВт и более [52].

Струйные течения применяют, в основном, в печах для обработки однотипных по геометрии изделий с развитой теплообменной поверхностью: полосы, пакетов труб, слябов и другого сортового проката. Скорости истечения из соловых устройств достигают в этом случае более 60 – 90 м/с. Интенсификация теплообмена за счет увеличения скорости обдувки поверхности нагреваемого металла продуктами горения природного газа при, например, струйно-факельном отоплении, позволяет экономить 10 – 50 % топлива [53,54,55,56]. При предварительном подогреве стальных заготовок перед методическими печами до 250 ˚С с помощью струйной обдувки воздухом с температурой 450 ˚С, предварительно нагретом в рекуператоре, была получена экономия до 18.5 – 20 % топлива [57].

Известна также конструкция роликовой печи с предварительным нагревом толстолистового металла продуктами горения. Обдув нагреваемой поверхности с помощью системы струй позволил повысить коэффициент теплоотдачи в 2 – 3 раза по сравнению с неорганизованной подачей газа в рабочий объем [58].

Разработаны конструкции струйных рекуперативных камер протяжных печей [59]. Полоса в них может нагреваться до 660 ˚С при температуре продуктов горения 820 ˚С. Расчеты тепловых балансов при работе протяжной печи с такой камерой показали возможность снижения потерь тепла с продуктами горения с 70 до 35 % и увеличением КПД печи с 30 до 60 % по сравнению с работой печи без камеры. Оказалось, что эффективность использования тепла продуктов горения для струйного подогрева металла в 2 раза выше, чем использование дымовых газов в рекуператоре для подогрева воздуха для горения.

В низкотемпературных печах, где осуществляется нагрев металла до температур не более 500 – 600 ˚С, применяется струйная обдувка продуктами горения с помощью контура принудительной циркуляции [44].

Наиболее широко принцип струйной обдувки применяется в камерах охлаждения циркулирующим газом контролируемого состава [60,61], а также в

камерах окончательного охлаждения металла на воздухе [44,62]. Скорость охлаждения металла в этих устройствах в 4 – 6 раз выше, чем в камерах с водоохлаждаемыми стенками или на свободном воздухе. Такой способ охлаждения металла позволяет существенно уменьшить габаритные размеры печного агрегата.

Леонтьевым В.А., Зуйковой Н.А., Легеньким В.И. в [63,64,65] показана целесообразность использования струйного нагрева и охлаждения металла в нагревательных термических печах, при этом, установлены оптимальные геометрические характеристики для одиночной и системы струй газа, обеспечивающие наименьшие затраты мощности на перемещение теплоносителя при заданной интенсивности теплообмена. Кроме того, впервые были получены критериальные зависимости для расчета теплоотдачи при обдувке системы осесимметричных струй плотносоставленного однорядного пакета труб и характер распределения коэффициентов теплоотдачи по их периметру.

С целью получения равномерного нагрева или охлаждения ответственных удлиненных заготовок или теплотехнически массивных изделий все большее применение находит способ обдувки их поверхности теплоносителем с периодическим изменением направления газового потока на противоположное [66]. В этом случае удается усреднить температуру обрабатываемых изделий по их длине или сечению, способствуя получению качественной продукции.

Система нагрева или охлаждения потока газа, входящая в состав печного контура циркуляции, может быть расположена (встроена) в рабочем объеме печи или вынесена за его пределы. Горелочные устройства или электронагреватели различных конструкций являются элементами системы внутреннего контура циркуляции газовой среды [67]. В устройствах охлаждения вместо нагревателей применяют охладители, например, камеры с водоохлаждаемыми стенками или газоводяные холодильники (теплообменники) [48,49].

Вследствие конструктивных и технологических особенностей печные агрегаты могут оснащаться выносными за пределы рабочего объема печи нагревателями (теплогенераторами) или охладителями, например, трубчатыми

теплообменниками [44]. В этом случае побудитель приводит циркулирующий поток газа по соединительным каналам.

В качестве побудителей движения потока газа по контуру циркуляции применяют следующие устройства:

- высокотемпературные центробежные вентиляторы;
- высокотемпературные осевые вентиляторы;
- вентиляторы для печей с защитной атмосферой в газоплотном исполнении;
- струйные аппараты.

Высокотемпературные центробежные и осевые вентиляторы по своим аэродинамическим характеристикам взаимно дополняют друг друга и расширяют возможности контуров циркуляции газа по производительности и напору. Осевые вентиляторы целесообразно применять в качестве побудителей для организации внутреннего контура циркуляции в рабочем объеме печи, где суммарное гидравлическое сопротивление при движении потока относительно невелико, при этом, производительность этих единичных устройств может достигать значительной величины 50000 – 80000 $м^3$/ч [68]. Высокотемпературные центробежные вентиляторы применяются для печных контуров циркуляции газа, как правило, с суммарным гидравлическим сопротивлением более 5000 Па [69,70].

Современные высокотемпературные вентиляторы используются в печах с температурой нагрева садки до 900 – 1000 ˚С, поэтому они снабжаются защитой наиболее теплонагруженных узлов: рабочего колеса (крыльчатки), вала и узла подшипников. Различают тепловую защиту, скомпонованную на базе водяного и воздушного способов охлаждения. Наиболее эффективной является водяная система охлаждения, которая обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи в охлаждаемом узле [68]. Основным недостатком таких систем охлаждения являются относительно сложное конструктивное исполнение, а также эксплуатационные расходы, связанные с обслуживанием этих устройств.

Наибольшее распространение получило воздушное охлаждение узлов вентиляторов, которое не требует дополнительных затрат на обслуживание и эксплуатацию [71,72,73].

Интенсификация конвективного теплообмена за счет повышения температуры перекачиваемого газа предопределила необходимость дальнейших разработок эффективных систем тепловой защиты вентиляторов.

Протяжные печи для термообработки металла в защитной газовой среде оборудуются камерами ускоренного охлаждения, где контур циркуляции оснащается вентиляторами в газоплотном исполнении [49].

В качестве источников струйных течений широкое применение получили высокоскоростные горелочные устройства, позволяющие индуцировать циркуляционное движение продуктов горения природного газа относительно поверхности обрабатываемого металла [74].

Дальнейшее развитие нагревательных и термических печей, использующих способ принудительной циркуляции, вероятнее всего будет происходить по следующим направлениям:

- интенсификация процессов конвективного теплообмена за счет повышения скорости обдувки и температурного напора между потоком газовой среды и поверхностью обрабатываемого изделия;
- повышение энергоэффективности работы печей с циркуляцией газа за счет применения инновационных устройств специального исполнения;
- увеличение надежности и срока службы печей за счет использования новых видов оборудования;
- расширение области применения печных агрегатов рассматриваемого типа для обработки более широкой номенклатуры изделий.

На основании вышеизложенного настоящая работа направлена на решение следующих актуальных задач:

- исследование конвективного теплообмена при принудительном движении газовой среды по замкнутому контуру в условиях печей, снабженных

высокотемпературными вентиляторами с целью повышения энергоэффективности ее работы;

- разработка и исследование печи для конвективного нагрева изделий с улучшенными техническими показателями;
- изучение закономерностей конвективного теплообмена при охлаждении наиболее ответственных узлов высокотемпературных вентиляторов;
- повышение надежности и срока службы печных вентиляторов в условиях высоких температур за счет разработки и использования инновационных устройств охлаждения вала, рабочего колеса и подшипников.

2. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ КОНВЕКТИВНОГО ТИПА РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДВУХСЛОЙНЫХ ВАКУУМИРОВАННЫХ ЛИФТОВЫХ ТРУБ

2.1. Требования на разработку конструкции печи

В связи с интенсивным освоением месторождений нефти и природного газа на Крайнем севере Российской Федерации, находящихся в суровых климатических условиях, все более актуальной становится задача по снижению затрат на их добычу и транспортировку до потребителя.

Значительное уменьшение себестоимости добычи этих полезных ископаемых возможно в таких условиях лишь за счет применения новых технических средств и инновационных решений.

Так, современное техническое обустройство газовых и нефтяных скважин позволяет снизить издержки, связанные с ее строительством и эксплуатацией.

Использование, например, конструкций скважин с двухслойными вакуумированными лифтовыми трубами предотвращает «растепление» мерзлых грунтов вокруг ствола скважины в зоне мерзлоты и, тем самым, исключает приустьевые обвалы, перекос арматуры, развитие межколонных утечек газа. Кроме того, применение таких новых технических решений сокращает безопасное расстояние между устьями скважин, а значит и размеры кустовых площадок.

Основополагающими показателями качества двухслойных вакуумированных труб при их длительной эксплуатации являются достаточная механическая прочность и способность обеспечивать высокое тепловое сопротивление при теплообмене между движущимися внутри скважины потоком добываемого природного газа или нефти и окружающей ее мерзлых грунтов, используя эффект «термоса».

Таким образом, задача получения отечественных двухслойных вакуумированных труб взамен импортных со стабильными и высокими

теплотехническими свойствами является несомненно актуальной задачей в целях расширения импортозамещения в металлургическом производстве.

Двухслойные вакуумированные трубы, известные также, как теплоизолированные лифтовые трубы (ТЛТ), рисунок 2.1.1, конструктивно состоят из двух составных труб, одна из которых расположена соосно внутри другой трубы с большим диаметром по типу «труба в трубе». Торцы составных труб соединены между собой сварным соединением с образованием герметичного межтрубного пространства.

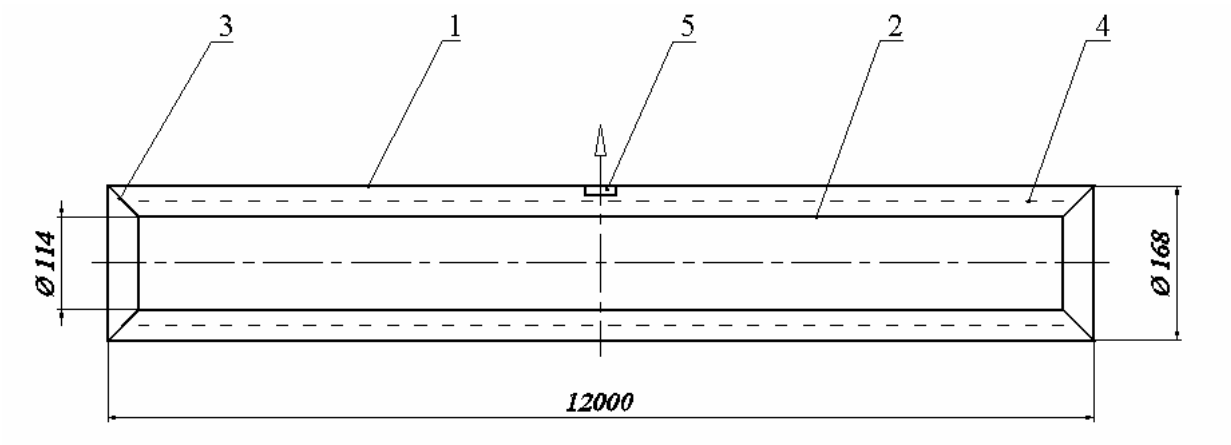

Рисунок 2.1.1 - Схема конструкции вакуумированной трубы.
1 – внешняя труба; 2 – внутренняя труба; 3 – узел стыковки труб; 4 – герметичное межтрубное пространство с теплоизоляцией; 5 – устройство для подключения системы вакуумирования.

Теплопередача ТЛТ определяется величиной условного коэффициента теплопроводности, рассчитанного для поперечного сечения между образующей внутренней поверхности внутренней составной трубы и внешней образующей внешней составной трубы. Допустимое значение коэффициента теплопроводности этого сечения при температуре от –50˚С до +30 ˚С должно составлять не более 0.009 Вт/м·˚С. ТЛТ с такими высокими тепловыми свойствами получают за счет применения специальных теплоизоляционных материалов и глубокого вакуумирования межтрубного пространства, степень которого составляет не менее (5-6)*10^{-4} мм. рт. ст.

В качестве дополнительного теплоизолирующего материала, помещаемого в межтрубное пространство и играющего роль теплового экрана при лучистом

теплообмене, используют термически обезжиренный тонколистовой материал типа ССФ – 4.

Исходный материал содержит до 2 % по весу смесь предельных углеводородов (парафинов) в твердой фазе с химическим составом: $C_{18}H_{38}$ ÷ $C_{35}H_{72}$. Технология теплового обезжиривания материала предусматривает нагрев ее до 400 ˚С с последующей выдержкой и охлаждением до 45 ˚С, при этом, парафины из твердой фазы переходят в газообразное состояние, смешиваются с воздухом в безопасной пропорции и удаляются за пределы печи. Кроме этого, частично имеет место и процесс пиролиза парафинов с выделением углерода в твердой фазе (сажи) и осаждением его в рабочем объеме печи, в том числе и элементах электронагревателей. Перегрев обрабатываемого материала свыше 420 – 450 ˚С недопустим из-за нарушения механической прочности.

Полученный таким образом материал позволяет в дальнейшем существенно снизить остаточное газовыделение в межтрубном пространстве ТЛТ во время проведения процесса глубокого вакуумирования при температуре 400 ˚С в специально разработанной установке, рисунок 2.1.2.

В связи с организацией на ПАО «Синарский трубный завод» поточного производства ТЛТ было принято решение о разработке и изготовлении электрической конвективной печи периодического действия для термического обезжиривания материала со следующими техническими характеристиками:

1. Материал	ССФ – 4;
2. Общий вес садки, кг	228;
3. Температура нагрева и выдержки садки, ˚С	400 ± 5;
4. Температура охлаждения, ˚С	45-90;
5. Время нагрева, мин	40-60;
6. Время выдержки, мин	до 120;
7. Время охлаждения, мин	30-40;
8. Время загрузки и разгрузки садки, мин	20-30.

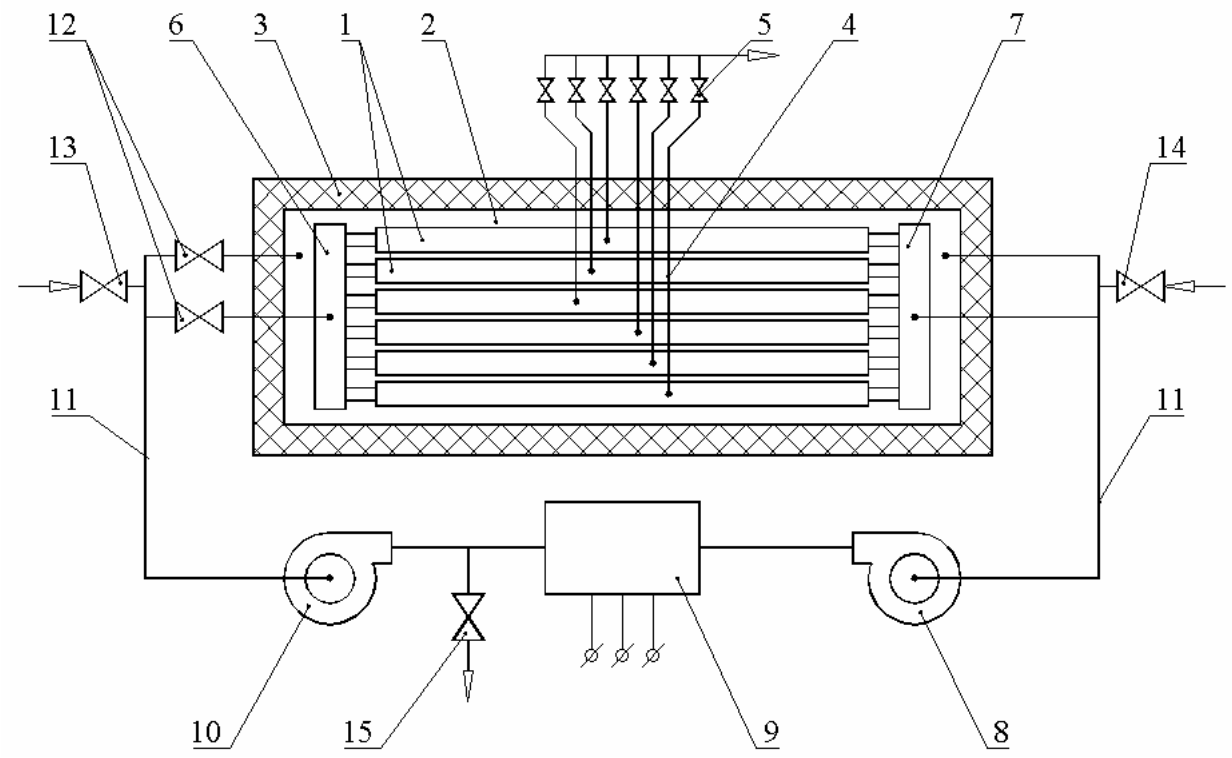

Рисунок 2.1.2 - Аэродинамическая схема циркуляционной установки нагрева и охлаждения ТЛТ с периодическим изменением направления движения теплоносителя на противоположное.
1 – вакуумированные трубы; 2 – рабочий объем установки; 3 – теплоизоляция корпуса установки; 4 – линии системы вакуумирования; 5 – запорные органы вакуумной системы; 6 и 7 – коллекторы; 8 и 10 – циркуляционные вентиляторы; 9 – электронагреватель; 11 – соединительные трубопроводы; 12–15 – регулирующие органы.

Из анализа технических характеристик следует, что наиболее подходит тепловой агрегат периодического действия с конвективным типом теплообмена и циркуляцией газовой среды с помощью печного вентилятора.

Применение электропечей с расположением открытых нагревателей в рабочем объеме нецелесообразно, так как это может привести к перегреву поверхности наружных слоев садки за счет теплового излучения.

В качестве прототипа была выбрана схема колпаковой муфельной печи для термообработки рулонного полосового металла в защитной атмосфере [45]. Применение муфеля позволяет изолировать объем печи с расположенной в нем садкой от атмосферы и организовать в ней циркуляцию защитной атмосферы, препятствующей окислению поверхности металла кислородом воздуха. В рассматриваемом случае муфель служит для изоляции рабочего объема печи с

циркулирующей в ней «загрязненной» газовой средой от электронагревателей, закрепленных на внутренней поверхности корпуса печи. Это позволяет исключить осаждение сажи на этой поверхности и предотвратить возможность выхода из строя нагревателей в результате короткого замыкания.

Схема печи, приспособленная для обработки материала приведена на рисунке 2.1.3.

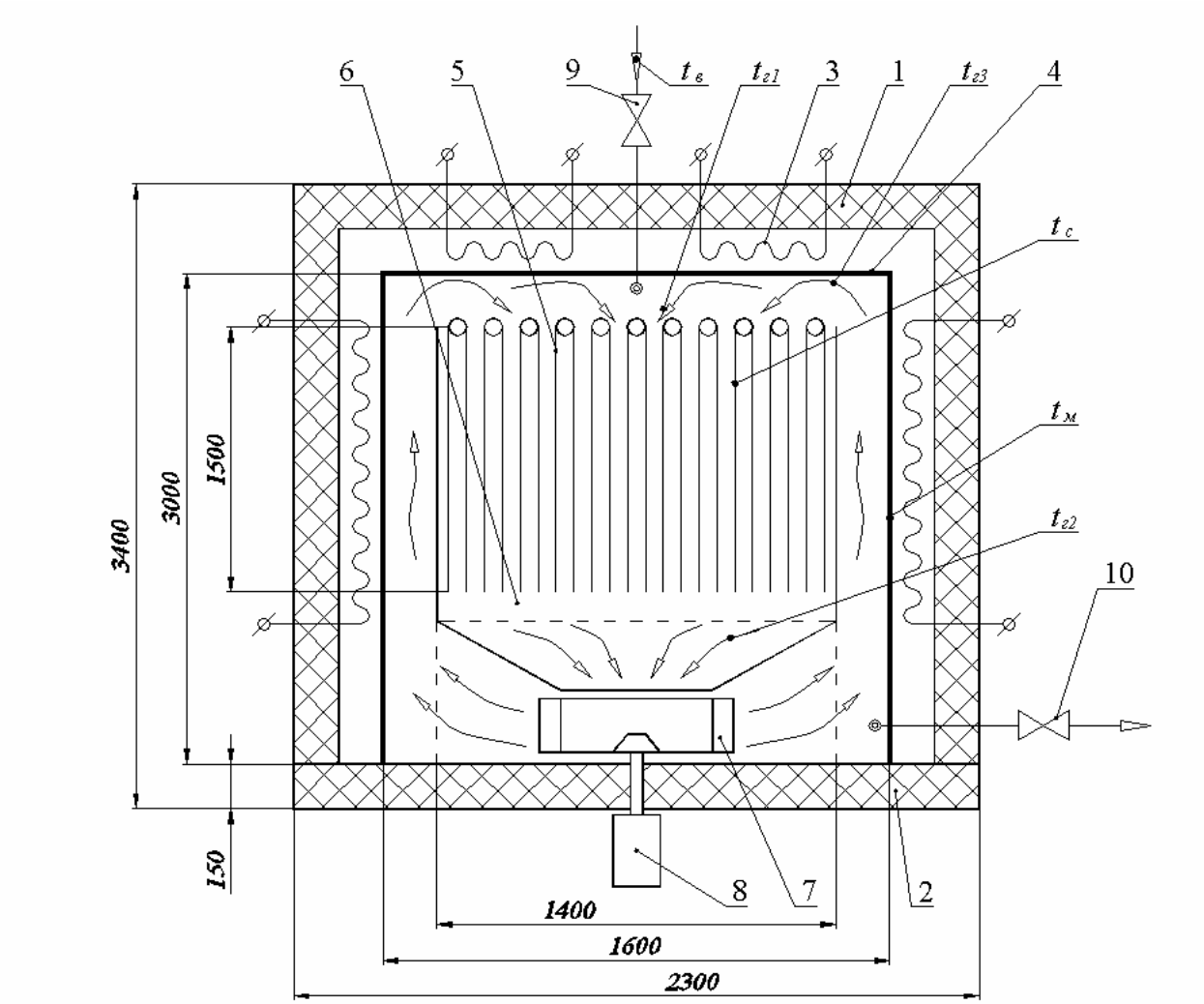

Рисунок 2.1.3 - Схема конвективной муфельной печи - прототипа.
$t_{г1}$ – температура газа на входе в садку с учетом подмешивания атмосферного воздуха; $t_{г2}$ – температура газа на выходе садки; $t_{г3}$ – температура газа после нагрева от муфеля; $t_м$ – температура муфеля; $t_с$ – температура садки, $t_в$ – температура воздуха на входе в печь.

Печь с циркуляцией газовой среды состоит из следующих основных частей: корпуса с теплоизоляцией - 1, пода - 2, электронагревателей - 3, муфеля - 4, проницаемой для потока газа садки - 5, подставки - 6, печного вентилятора - 7 с

электродвигателем - 8, регулируемого подвода воздуха - 9, регулируемого отвода продуктов возгонки парафинов - 10.

Печь в режиме нагрева работает следующим образом. После установки садки в рабочий объем, монтажа муфеля, корпуса печи с электронагревателями, включается печной вентилятор, за счет работы которого возникает циркуляция газовой среды по замкнутому контуру. Тепло от поверхности муфеля передается газовой среде, которая обдувает поверхность садки, набранного из единичных полотен, нагревая его. Охлажденный поток газа после обработки садки поступает на вход вентилятора для продолжения теплообменного цикла. Удаление продуктов возгонки парафинов производится путем подмешивания чистого воздуха в печной объем через специально предусмотренные трубопроводы.

2.2. Методика расчета нагрева и расчетный анализ работы конвективной печи - прототипа

Процесс теплообмена внутри рабочего объема печи описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} Q_н = Q_м + Q_{м-г} \\ Q_{м-г} = Q_г \\ Q_г = Q_{г-с} \\ Q_{г-с} = Q_с \\ Q_м = \dfrac{m_м}{\Delta\tau_i} \cdot c_м \left(t_{м2} - t_{м1}\right) \\ Q_{м-г} = \alpha_{м-г} \cdot F_м \left[0.5\left(t_{м1} + t_{м2}\right) - 0.5\left(t_{г1} + t_{г3}\right)\right] \\ Q_г = \nu_{г1} \cdot c_г \cdot \rho_г \left(t_{г3} - t_{г2}\right) \\ Q_{г-с} = \alpha_{г-с} \cdot F_с \left[0.5\left(t_{г1} + t_{г2}\right) - 0.5\left(t_{с2} + t_{с1}\right)\right] \\ Q_с = \dfrac{m_с}{\Delta\tau_i} \cdot c_с \left(t_{с2} - t_{с1}\right) \\ t_{г1} = \dfrac{\left(\nu_{г1} - \nu_в\right) t_{г3} + \nu_в \cdot t_в}{\nu_{г1}} \end{cases} \qquad (2.1)$$

где $Q_н$ – тепловой поток, передаваемый от нагревателей к поверхности муфеля, Вт;

$Q_м$ – тепловой поток, передаваемый на нагрев муфеля, Вт;

$Q_{м-г}$ – тепловой поток от внутренней поверхности муфеля к газовой среде, Вт;

$Q_г$ – тепловой поток, передаваемый на нагрев газовой среды, Вт;

$Q_{г-с}$ – тепловой поток, передаваемый от газовой среды садке, Вт;

$Q_с$ – тепловой поток, передаваемый на нагрев садки, Вт;

$m_м$; $m_с$ – масса, соответственно муфеля и садки, кг;

$c_м$ и $c_с$ – удельные теплоемкости, соответственно материалов муфеля и садки, Дж/(кг·˚С);

$\Delta\tau_i$ – расчетный отрезок времени, с;

$\alpha_{м-г}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности муфеля к газовой среде, Вт/(м^2·˚С);

$\alpha_{г-с}$ – коэффициент теплоотдачи от газовой среды к поверхности садки, Вт/(м^2·˚С);

$F_м$ – теплообменная площадь муфеля, м^2;

$F_с$ – теплообменная площадь садки, м^2;

$v_{г1}$ – производительность вентилятора, м^3/с;

$v_в$ – расход воздуха, подаваемый на разбавление газовой среды под муфелем, м^3/с;

$c_г$ – теплоемкость газовой среды, Дж/(кг·˚С);

$\rho_г$ – плотность газовой среды, кг/м^3;

$t_{м1}$; $t_{м2}$ – температура муфеля в начале и конце расчетного отрезка времени, ˚С;

$t_{г1}$ – средняя температура газа за расчетный период на входе в садку с учетом подмешивания атмосферного воздуха, ˚С;

$t_{г2}$ – средняя температура газа за расчетный период на выходе из садки, ˚С;

$t_{г3}$ – температура газа за расчетный период после нагрева от муфеля, ˚С;

t_{c1}; t_{c2} – температура садки в начале и конце расчетного периода, ˚С;

$t_в$ – температура окружающего воздуха, ˚С.

Предложенный метод расчета основан на допущении замены непрерывного процесса нагрева скачкообразным как в пространстве, так и во времени, при условии когда расчетный отрезок времени стремится к нулю. Такой подход к решению задач нестационарного теплообмена приведен в [8].

С целью определения эффективности работы муфельной конвективной печи-прототипа был проведен анализ влияния конструктивных и режимных параметров на показатели ее работы в режиме нагрева. В таблице 2.2.1 представлены исходные данные для расчета нагрева садки. Установленная мощность электронагревателей 110-120 кВт была ограничена условиями эксплуатации печи у Заказчика. Производительность печного вентилятора 18000 м^3/ч была выбрана из наличия в ОАО «ВНИИМТ» образца, проверенного в длительной промышленной эксплуатации.

Таблица 2.2.1 - Данные для расчета нагрева садки в печи - прототипе.

Наименование параметра	**Обозна-чение**	**Единицы измерения**	**Численное значение**
1. Установленная мощность электронагревателей	$Q_н$	кВт	110
2. Масса муфеля	$m_м$	кг	819
3. Масса садки	m_c	кг	228
4. Теплообменная площадь муфеля	$F_м$	м^2	13.04
5. Теплообменная площадь садки	F_c	м^2	810
6. Производительность печного вентилятора	$v_г$	м^3/ч	18000
7. Расчетный отрезок времени	$\Delta\tau$	с	10
8. Начальная температура муфеля	$t_{м1}$	˚С	20
9. Начальная температура садки	t_{c1}	˚С	20
10. Максимально допустимая температура муфеля	$t_м^{max}$	˚С	410

Результаты расчетов приведены на рисунках 2.2.1 и 2.2.2, а также в таблице 2.2.2.

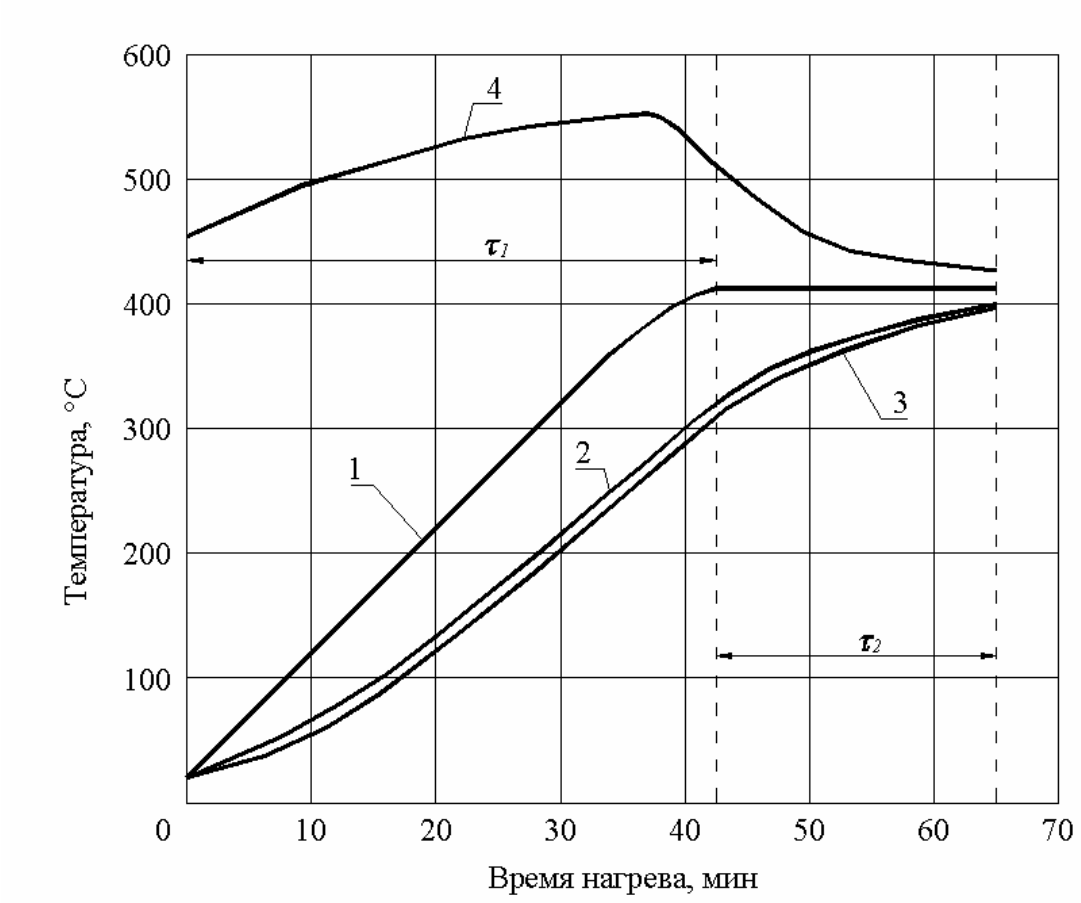

Рисунок 2.2.1 - Графики изменения температуры в конвективной муфельной печи в режиме нагрева садки.
1 – температура муфеля; 2 – температура циркулирующего газа; 3 – температура садки; 4 – температура печи; τ_1 – период нагрева садки и муфеля; τ_2 – период нагрева садки.

На рисунке 2.2.1 представлено изменение температуры печи, муфеля, садки и циркулирующего газа при работе печи в режиме нагрева.

При разогреве печи в начальный период используется тепло, аккумулированное теплоизоляцией наружного корпуса в результате термообработки предыдущей садки. Для исключения перегрева садки температура муфеля после достижения 410 ˚С поддерживается на постоянном уровне за счет регулирования мощности электронагревателей, рисунок 2.2.2.

Лимитирующим участком при передаче тепла от муфеля к садке является теплоотдача от внутренней поверхности муфеля к циркулирующей газовой среде, которая, по-видимому, ограничивается его теплообменной площадью.

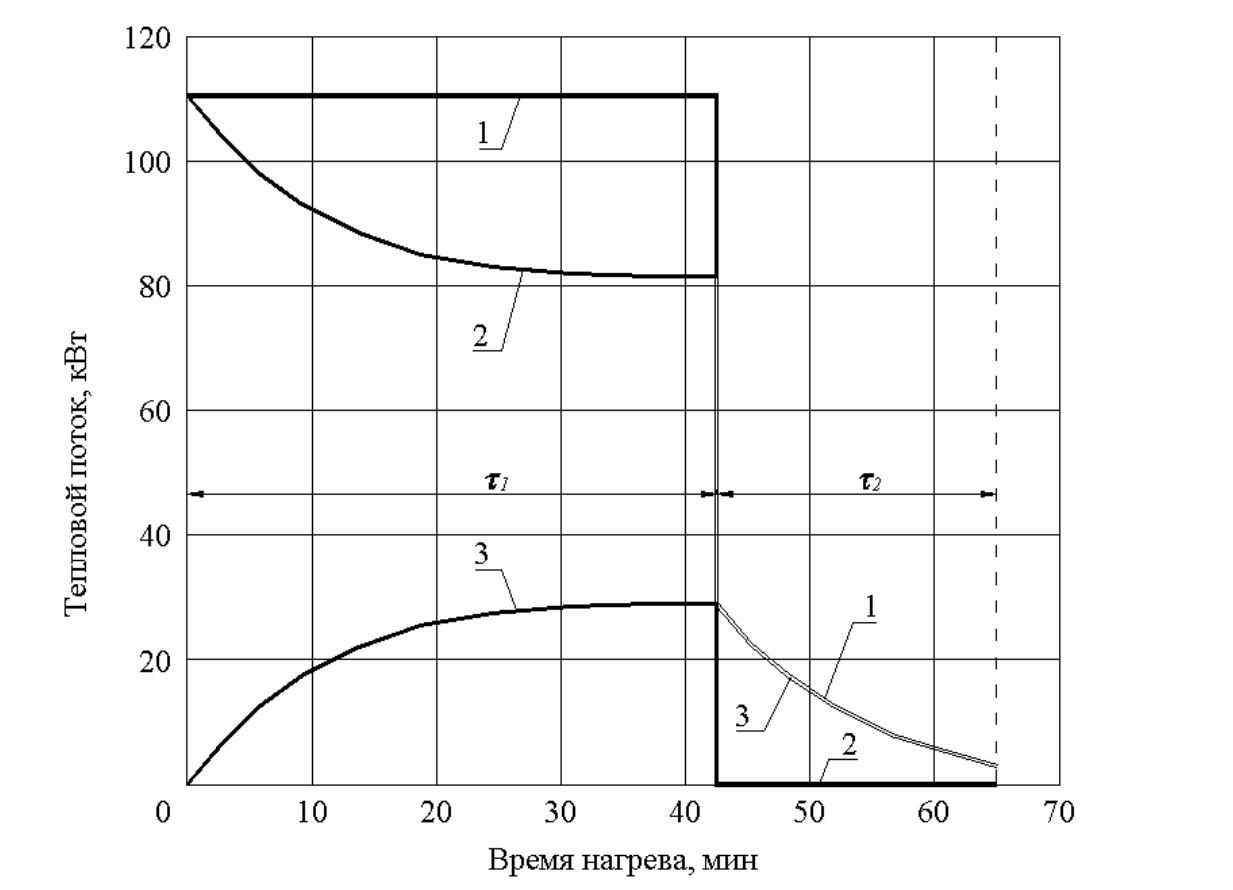

Рисунок 2.2.2 - Графики изменения тепловых потоков в конвективной муфельной печи в режиме нагрева садки.
1 –тепловой поток, расходуемый на нагрев муфеля и садки; 2 – тепловой поток, расходуемый на нагрев муфеля; 3 – тепловой поток, расходуемый на нагрев садки; τ_1 – период нагрева садки и муфеля; τ_2 – период нагрева садки.

Таблица 2.2.2 - Расчетный баланс муфельной конвективной печи – прототипа. в режиме нагрева.

Наименование	**кДж**	**%**
Приход тепла 1. Электронагреватели 2. Тепло от нагрева газовой среды за счет работы вентилятора	 298812 39300	 88.4 11.6
Итого:	338112	100
Расход тепла 1. Нагрев садки 2. Нагрев муфеля 3. Возгонка парафинов 4. Нагрев воздуха, подаваемый для удаления продуктов возгонки 5. Потеря тепла через стенки печи 6. Аккумуляция тепла теплоизоляцией	 72792 217872 324 7018 15109 24997	 21.5 64.4 0.1 2.1 4.5 7.4
Итого:	338112	100

Время нагрева садки в рассматриваемом режиме составляет 65 минут, удельные энергозатраты на единицу садки – 1483 кДж, а КПД печи равен 21.5%, таблица 2.2.2. Производительность печи в режиме нагрева равна 210.5 кг/ч, что меньше требуемого значения 342 кг/ч.

Из теплового баланса следует также, что электронагреватели обеспечивают 88.4% прихода тепла в печь и 11.6% составляет поступление его от нагрева газовой среды за счет преобразования механической энергии в тепловую в результате работы вентилятора.

Наибольшее количество тепла 64.4% расходуется на нагрев муфеля. Тепло на возгонку парафинов и нагрев воздуха в количестве 20 $м^3$/ч, необходимого для удаления их паров, составляют незначительные величины – 0.1 и 2.1 % от общего расхода тепла, соответственно.

Таким образом, расчетами показано, что конвективная муфельная печь, взятая в качестве прототипа, не обеспечивает необходимую производительность по нагреву, а удельные энергозатраты и КПД значительно ниже показателей, характерных для безмуфельных электрических печей [46].

2.3. Исследование влияния изменения конструктивных и режимных параметров печи-прототипа на ее технические показатели

С учетом параметров работы, указанных в таблице 2.2.1, расчетным путем было изучено влияние величины установленной мощности нагревателей, производительности вентилятора, а также массы муфеля на технические показатели печи.

На рисунке 2.3.1 представлены зависимости времени нагрева садки и производительности печи от величины установленной мощности нагревателей.

Из анализа полученных данных следует, что при изменении мощности нагревателей от 20 до 250 кВт время нагрева садки до 400 ˚С уменьшается с 4.5 до

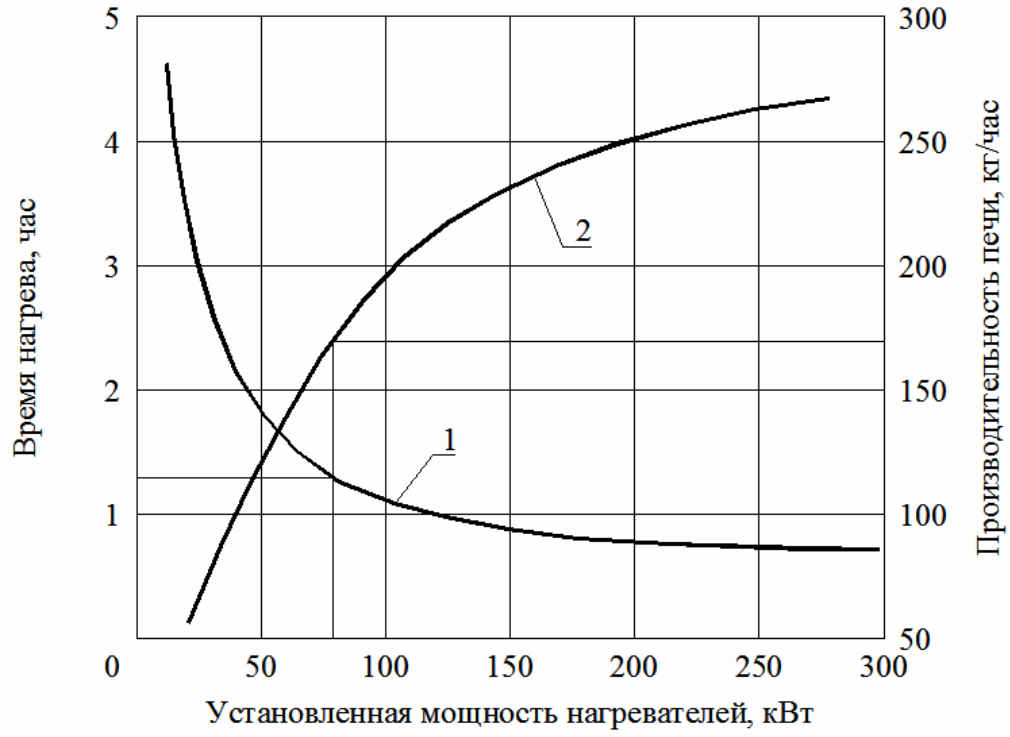

Рисунок 2.3.1 - Зависимости времени нагрева садки и производительности печи от установленной мощности нагревателей.
1 – время нагрева садки; 2 – производительность печи.

0.8 часа. Дальнейшее повышение установленной мощности нагревателей более 250 кВт существенно не влияет на снижение времени нагрева садки.

Такой же вывод можно сделать относительно производительности печи, величина которой, например, при 250 кВт составляет 270 кг/ч, что ниже требуемого значения 342 кг/ч.

Замедление снижения времени нагрева садки при увеличении установленной мощности нагревателей связано со следующим явлением. Нагрев садки состоит из двух периодов, рисунок 2.2.1. В первый период происходит одновременный нагрев садки и муфеля. В этом случае повышение мощности нагревателей способствует сокращению времени нагрева муфеля и садки.

С целью исключения перегрева садки температура муфеля ограничена 410 ˚С, по достижению которой процесс нагрева садки определяется теплообменом внутри его объема. Мощность нагревателей в этот период используется лишь частично. Таким образом, изменение мощности нагревателей в рассматриваемом случае влияет лишь на продолжительность первого периода нагрева.

Во второй период нагрева садки при постоянной температуре муфеля тепловой поток существенно снижается, рисунок 2.2.2.

На рисунке 2.3.2 приведены зависимости удельных энергозатрат и КПД печи от установленной мощности нагревателей при тех же условиях. При увеличении мощности нагревателей с 20 до 240 кВт удельные энергозатраты снижаются с 2100 до 1400 кДж/кг, КПД печи увеличивается, соответственно, с 0.16 до 0.22.

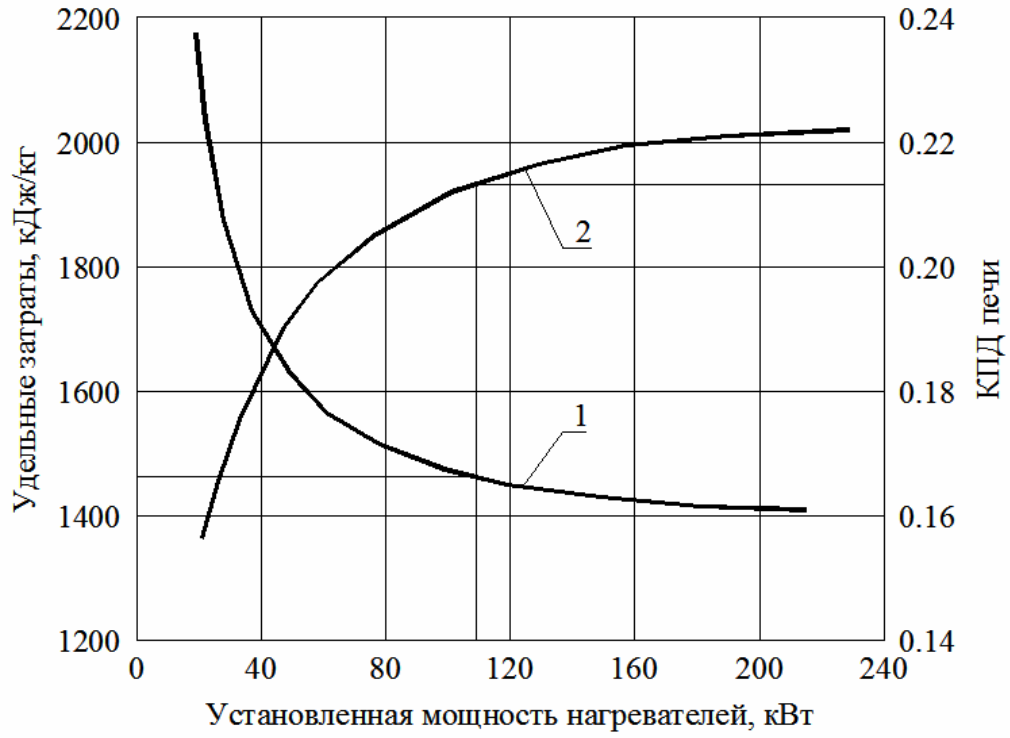

Рисунок 2.3.2 - Зависимость удельных энергозатрат и КПД печи от установленной мощности нагревателей.
1 – удельные энергозатраты; 2 – КПД печи.

Как и в предыдущем случае причиной замедления роста показателей печи при увеличении мощности нагревателей является процесс нагрева садки в условиях постоянной температуры муфеля. Из анализа полученных данных следует, что для муфельной печи рассматриваемой конструкции целесообразно ограничить установленную мощность нагревателей не свыше 100 – 110 кВт.

Влияние на основные технические характеристики печи в случае изменения производительности вентилятора приведены на рисунках 2.3.3 и 2.3.4.

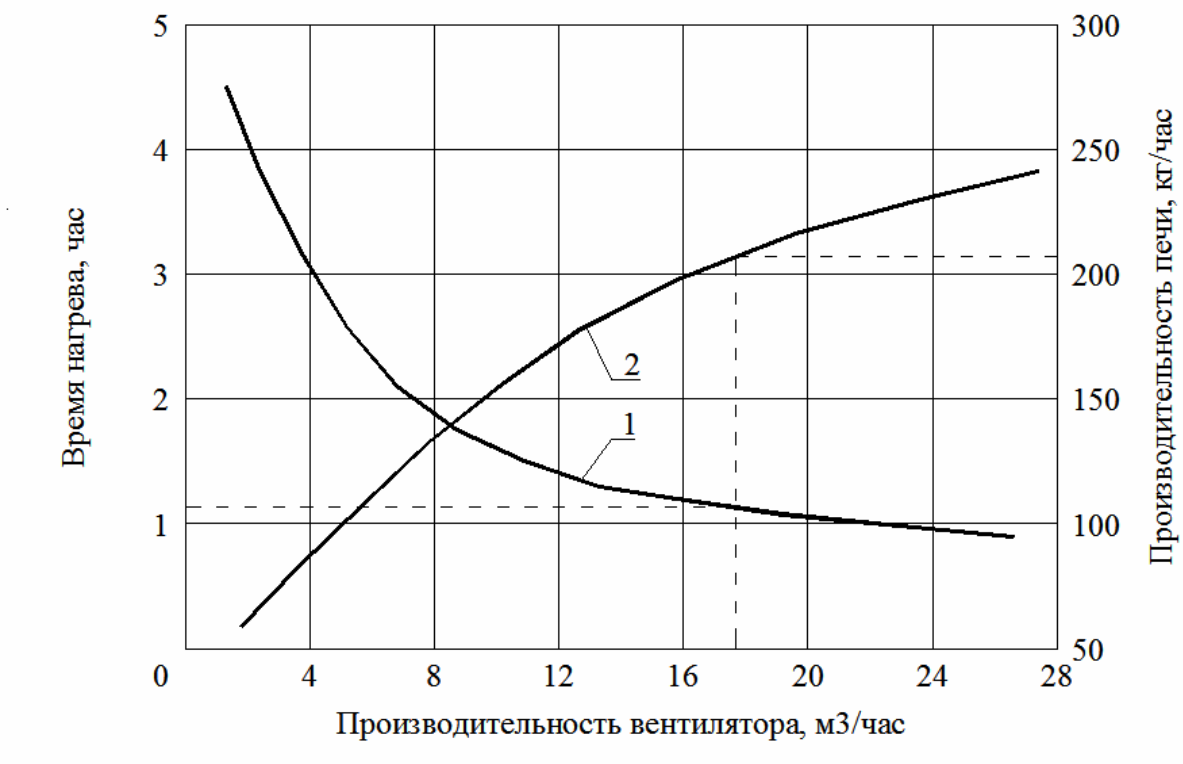

Рисунок 2.3.3 - Зависимость времени нагрева садки и производительности печи от производительности вентилятора.
1 – время нагрева садки; 2 – производительность печи.

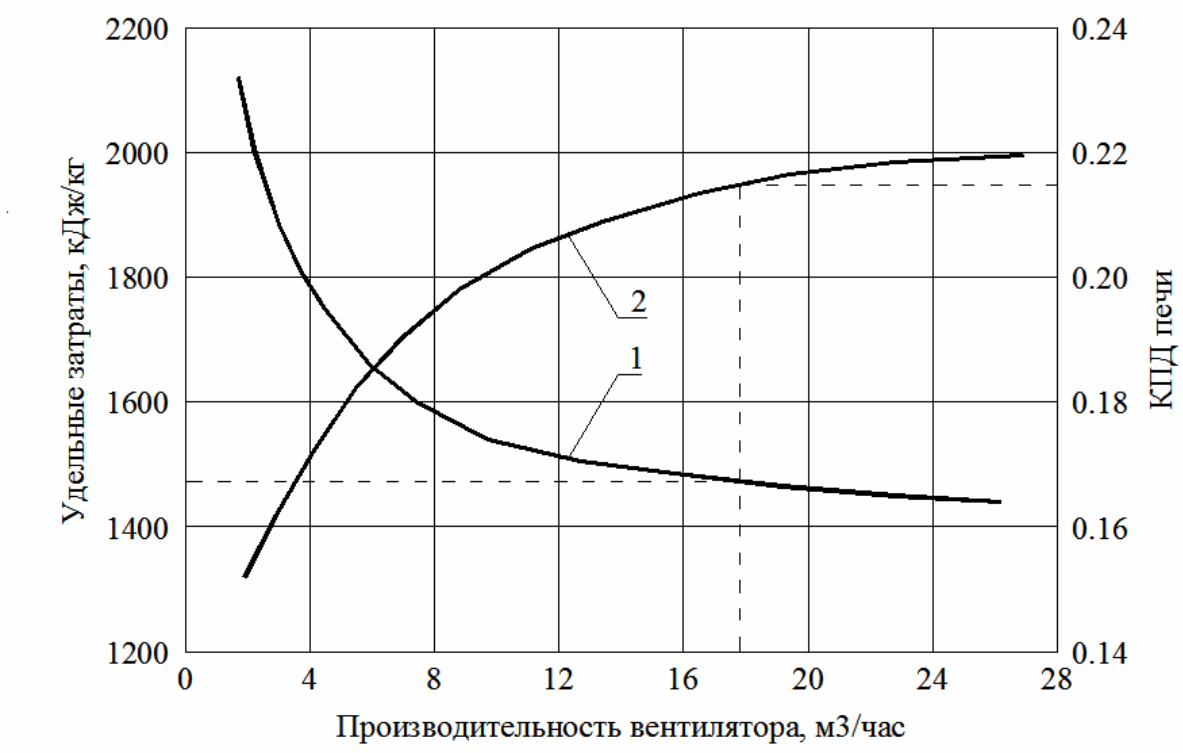

Рисунок 2.3.4 - Зависимость удельных энергозатрат и КПД печи от производительности вентилятора.
1 – удельные энергозатраты; 2 – КПД печи.

В расчетах принималось, что производительность вентилятора изменялась от 2000 до 26000 м^3/ч, а установленная мощность нагревателей оставалась постоянной и составляла 110 кВт. По результатам расчета оказалось, что время нагрева садки уменьшилось с 4.5 до 0.9 часа, то есть в 5 раз, производительность печи увеличилась с 54 до 240 кг/ч. Кроме того, энергозатраты уменьшились с 2100 до 1450 кДж/кг, а КПД возрос с 0.15 до 0.22.

Повышение производительности вентилятора в диапазоне от 18000 до 26000 м^3/ч не приводит к существенному росту показателей работы печи. Так, удельные энергозатраты снижаются с 1483 до 1459 кДж/кг, а КПД печи увеличивается лишь с 0.215 до 0.219, то есть на 1.9 %.

Технические характеристики печи существенно улучшаются в случае уменьшения массы муфеля, например, за счет толщины его стенок, рисунок 2.3.5.

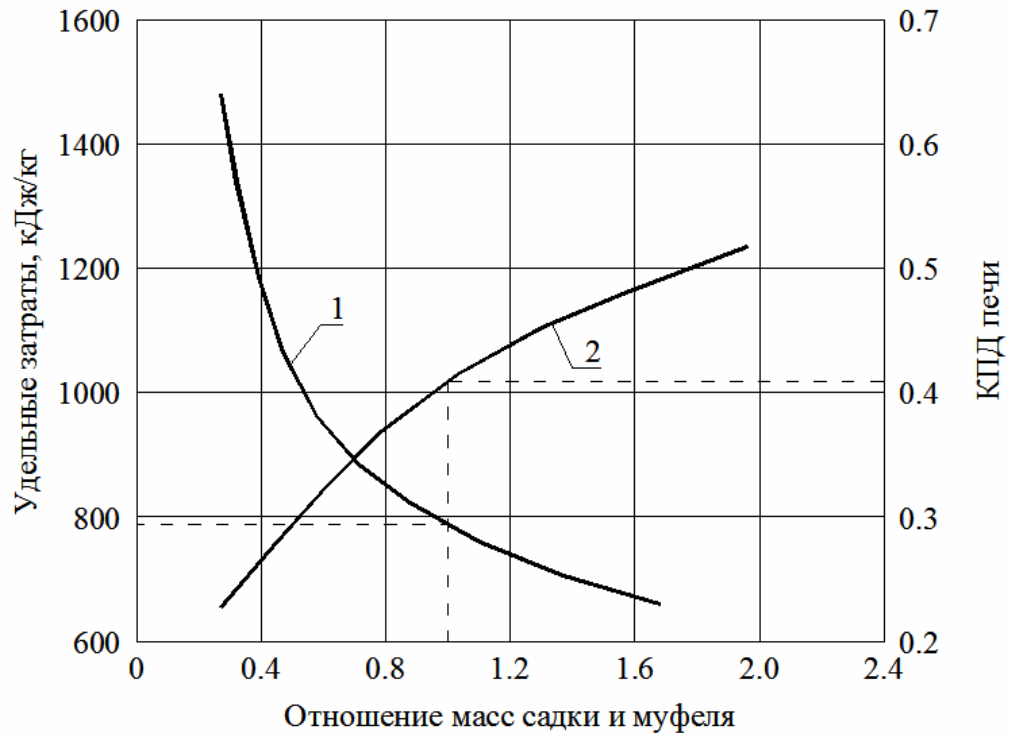

Рисунок 2.3.5 - Зависимость удельных энергозатрат и КПД печи от отношения масс садки и муфеля.
1 – удельные энергозатраты; 2 – КПД печи.

Так, при повышении отношения масс садки и муфеля с 0.3 до 2.0 приводит к снижению удельных энергозатрат с 1486 до 655 кДж/кг, при этом КПД печи увеличивается с 0.215 до 0.52, то есть в 2.4 раза. Приведенные на рисунке 2.3.5

результаты расчетов имеют справочный характер, так как условия повышения отношения масс садки и муфеля с 0.3 до 2.0 трудно выполнимы, поскольку пришлось бы уменьшить толщину стенок муфеля с 8 до 1.0 мм.

Выводы.

Проведен расчетный анализ работы муфельной конвективной печи - прототипа. Достигнута производительность печи 210.5 кг/ч, удельные энергозатраты 1483 кДж/кг, а КПД 21.5 %. Полученные результаты оказались ниже установленных Заказчиком.

Увеличение установленной мощности нагревателей или производительности вентилятора не приводит к необходимому улучшению показателей работы печи. Наиболее эффективным оказался путь снижения массы муфеля, ограниченный, однако, условиями эксплуатации реальной печи.

На основе полученных данных была разработана конвективная печь с улучшенными техническими характеристиками.

2.4. Разработка и исследование конвективной печи усовершенствованной конструкции

С учетом полученных результатов исследования теплового агрегата муфельного типа была разработана усовершенствованная конвективная печь, схема которой приведена на рисунке 2.4.1. Главная идея при создании печи заключается в том, что в отличие от лучистого, при организации конвективного теплообмена нагреватели и садка могут быть разделены в пространстве и обмениваться теплом с помощью газообразного теплоносителя, движущегося с помощью вентилятора. В случае содержания в газовой среде агрессивных или других веществ, например, паров парафинов с примесью частиц сажи, конструкция нагревателей может быть помещена в защитный герметичный корпус.

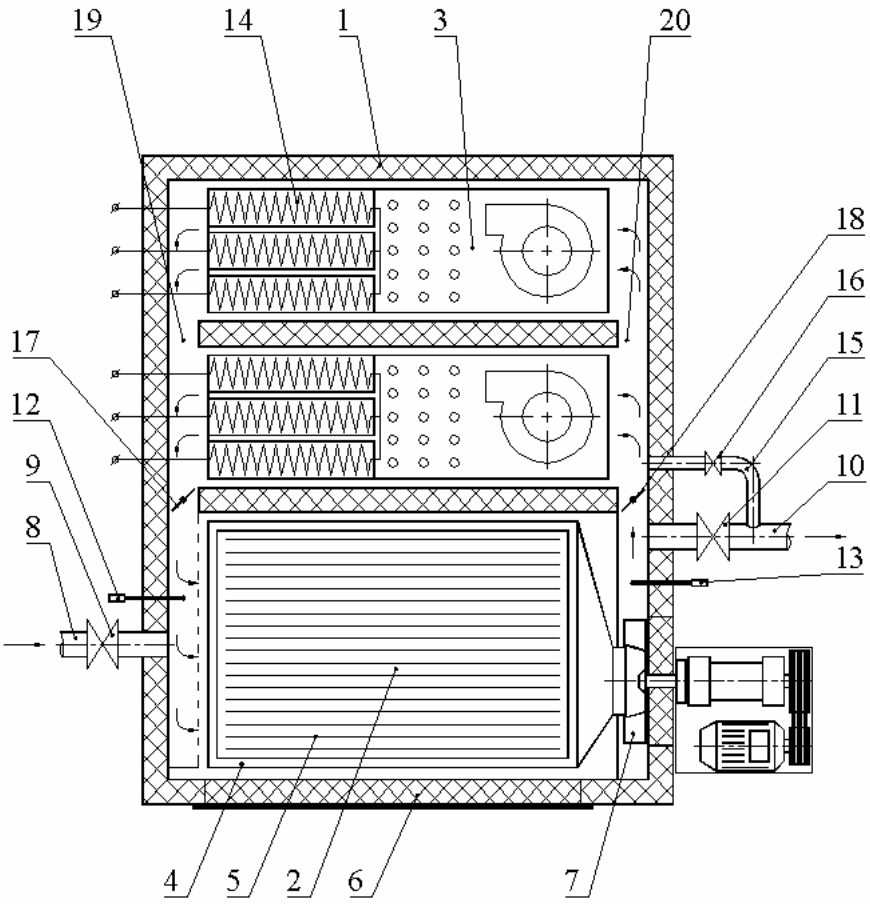

Рисунок 2.4.1 - Конвективная печь усовершенствованной конструкции (вид сверху печи).

Такая схема печи при работе в режиме охлаждения позволяет подавать воздух только на садку, размещенную в рабочем объеме, а аккумулированное тепло нагревателей и корпуса использовать в последующих термических циклах.

При таком режиме работы печи увеличение массы корпуса нагревателей позволяет использовать накопленное тепло, способствуя повышению ее технических показателей. Кроме того, появляется возможность увеличить передачу тепла к газовой среде за счет развития внешней теплообменной поверхности корпуса нагревателей.

Известные электронагреватели закрытого типа, такие как электрорадиантные трубы [44], применяемые, например, в протяжных печах для термообработки полосы в защитной среде, имеют некоторые недостатки. Так, по сравнению с электронагревателями открытого типа в таких устройствах имеет место снижение величины теплового излучения на нагреваемую поверхность

садки из-за применения защитного корпуса, играющего роль теплового экрана. Попытка увеличить передаваемую тепловую мощность этих нагревателей приводит, как правило, к перегреву электроспиралей и снижению ресурса их работы. Учитывая это, было решено разработать электронагреватель с увеличенной теплообменной поверхностью защитного корпуса.

Для более равномерного распределения тепла, выделяемого электронагревателями внутри герметичного корпуса, предложено организовать циркуляцию воздуха за счет применения специального вентилятора. Конструкция такого нагревателя и расчетный анализ его работы представлен в последующих главах настоящей диссертации.

Другим затруднением в реализации предложенной схемы конвективной печи было отсутствие каких-либо данных о тепловых режимах работы привода высокотемпературного вентилятора, поэтому часть исследований была посвящена определению закономерностей теплообмена между нагретыми узлами высокотемпературного вентилятора с окружающей средой.

Конструктивно, рисунок 2.4.1, печь состоит из корпуса 1 с теплоизоляцией, который разделен на две части: рабочий объем 2 и камеру с нагревателями 3. В рабочем объеме установлена подставка 4, на которой размещена садка 5 с образованием каналов, которые обдуваются циркулирующей газовой средой. Загрузка и выгрузка садки производится через дверь 6. Печь оборудована высокотемпературным вентилятором 7. Для подачи воздуха из атмосферы в рабочий объем при охлаждении садки предусмотрен трубопровод 8 с регулирующим клапаном 9. Отвод нагретого воздуха производится через трубопровод 10, оснащенный клапаном 11. Температура газовой среды на входе в рабочий объем печи регулируется термоэлектрическим датчиком 12, а на выходе, соответственно, контролируется датчиком 13. В камере нагрева размещены электронагреватели 14, которые помещены в герметичный корпус. Образующиеся в период нагрева продукты возгонки парафинов удаляются из объема печи с помощью трубопровода 15, оснащенного клапаном 16. В режиме охлаждения

камера с нагревателями изолируется от рабочего объема с помощью заслонок 17 и 18, которые перекрывают каналы 19 и 20.

В таблице 2.4.1 представлены результаты расчетов тепловых балансов усовершенствованной печи, находящейся в «холодном» состоянии после длительного простоя и «горячем» в случае работы в непрерывном цикле. Расчеты проведены по методике, изложенной в главе 2.2 с параметрами работы печи, которые указаны в таблице 2.2.1. Из представленного материала следует, что при нагреве садки в условиях холодной печи каких-либо существенных изменений показателей работы рассматриваемой печи по сравнению с прототипом, указанным в таблице 2.2.1, не наблюдается.

Таблица 2.4.1 - Расчетный тепловой баланс конвективной печи усовершенствованной конструкции.

Наименование	**Печь в холодном состоянии**		**Печь в горячем состоянии**	
	кДж	**%**	**кДж**	**%**
Приход тепла				
1. Электронагреватели	313921	88.9	98482	80.7
2. Тепло от нагрева газовой среды за счет работы вентилятора	39300	11.1	23587	19.3
Итого:	353221	100	122069	100
Расход тепла				
1. Нагрев садки	72792	20.6	72792	59.6
2. Нагрев муфеля (корпуса нагревателей)	217872	61.7	0	0
3. Возгонка парафинов	324	0.1	324	0.3
4. Нагрев воздуха, подаваемый для удаления продуктов возгонки	7018	2.0	7018	5.7
5. Потеря тепла через стенки печи	30218	8.6	18135	14.9
6. Аккумуляция тепла теплоизоляцией	24997	7.0	23800	19.5
Итого:	353221	100	122069	100

При работе усовершенствованной печи в режиме непрерывного цикла корпус с заключенными в нем электронагревателями находится при постоянной температуре 400 – 410 ˚С на протяжении всего термического цикла и поэтому расход тепла на его нагрев равен нулю. Основные показатели печи в указанном

режиме оказались существенно лучше, чем у печи-прототипа. Так, время нагрева садки сократилось в 1.7 раза с 65 до 39 мин, КПД увеличилось в 2.8 раза с 21.5 до 59.6 %, удельные энергозатраты снизились в 2.7 раза с 1483 до 535 кДж/кг, а расчетная производительность возросла с 210.5 до необходимой величины 352 кг/ч, то есть в 1.7 раза.

Таким образом, в целом, предложенная схема конвективной печи обеспечивает необходимые технические показатели. Однако, для создания данного печного агрегата и внедрения его в действующем производстве необходимы расчетно-экспериментальные исследование основных новых узлов: электронагревателей с внутренней циркуляцией теплоносителя и высокотемпературных вентиляторов, оборудованных устройствами охлаждения теплонагруженных узлов.

3. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ЦИРКУЛЯЦИОННОМ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕ ДЛЯ КОНВЕКТИВНОЙ ПЕЧИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ

С целью повышения тепловой эффективности конвективной печи усовершенствованной конструкции был разработан новый электронагреватель закрытого типа, схема теплообмена в котором приведена на рисунке 3.1.

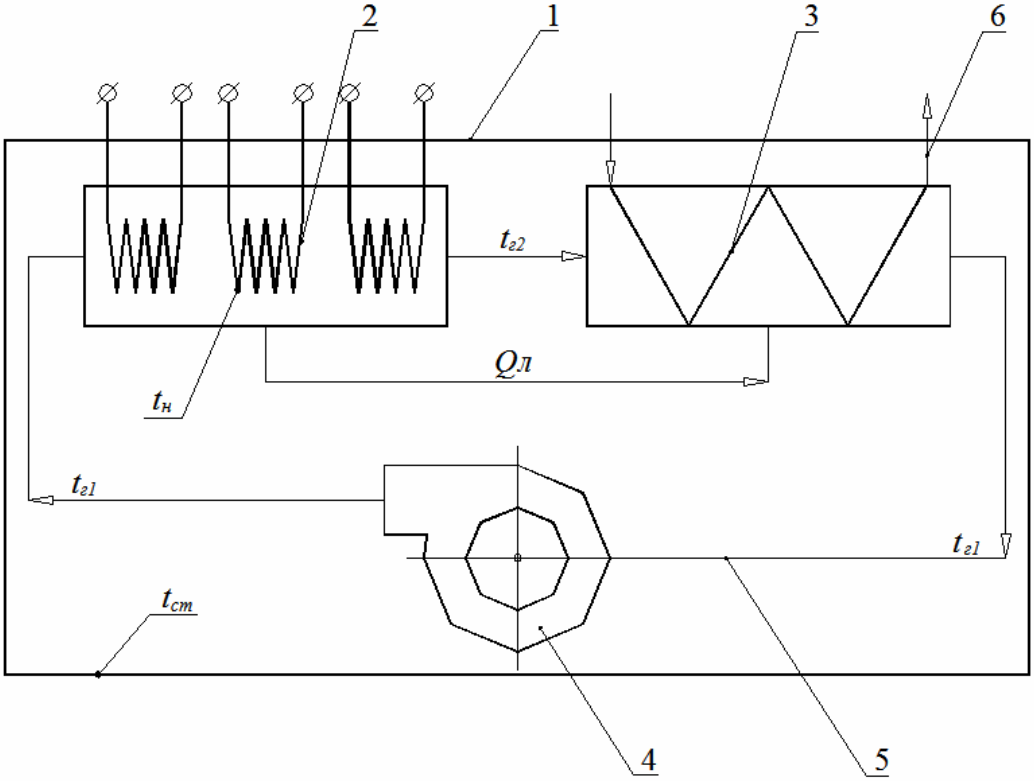

Рисунок 3.1 - Схема теплообмена в электронагревателе закрытого типа с радиационно-конвективным способом передачи тепла от спиралей к корпусу.

1 – герметичный защитный корпус нагревателя; 2 – электроспирали; 3 – трубчатый теплообменник; 4 – высокотемпературный вентилятор; 5 – подводящие и отводящие каналы; 6 – нагреваемый «загрязненный» воздух; $t_{г1}$ – температура теплоносителя (воздуха) на входе в нагреватель; $t_{г2}$ – температура теплоносителя на входе в теплообменник; $Q_л$ – лучистый тепловой поток от спиралей; $t_н$ – температура электроспиралей, $t_{ст}$ – температура стенки.

Теплообмен внутри нагревателя осуществляется следующим образом. Электрическая мощность, выделяемая в виде тепла в проволочных нихромовых спиралях, переносится внутри корпуса нагревателями двумя способами. Одна

часть теплового потока за счет излучения от спиралей передается на боковые стенки вертикальных каналов, которые снаружи обдуваются потоками «загрязненного» воздуха. Другая часть теплового потока от спиралей передается конвекцией за счет обдувки их поверхности чистым воздухом, движущимся внутри корпуса нагревателя, в результате работы вентилятора.

Конвективный теплообмен реализован следующим образом. Выходя из встроенного спирального корпуса вентилятора, поток через верхний перепускной короб поступает в три параллельно расположенных канала, где нагревается, обдувая проволочные спирали. Далее, по нижнему перепускному каналу, теплоноситель подается во внутрь «трубчатки» теплообменника, отдавая тепло через стенки трубок внешнему «загрязненному» потоку воздуха. Охлажденный воздух за счет разрежения, создаваемого циркуляционным вентилятором, поступает на его вход для повторения этого теплообменного цикла.

Система уравнений, описывающая теплообмен внутри рассматриваемого нагревателя в установившемся режиме, имеет вид:

$$\begin{cases} Q_{эл} = Q_л + Q_г \\ Q_л = c_{пр} \cdot F_н \left[\left(\dfrac{T_н}{100} \right)^4 - \left(\dfrac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right] \\ Q_г = \alpha_1 \cdot F_н \left[t_н - 0{,}5 \left(t_{г1} + t_{г2} \right) \right] \\ Q_г = \alpha_2 \cdot F_m \left[0{,}5 \left(t_{г1} + t_{г2} \right) - t_{ст} \right] \\ Q_г = \nu_г \cdot \rho_г \cdot c_г \left(t_{г2} - t_{г1} \right) \end{cases} \qquad (3.1)$$

где $Q_{эл}$ - электрическая мощность, выделяемая на спиралях, Вт;

$Q_л$ - лучистый тепловой поток от спиралей к теплообменнику и стенкам корпуса, Вт;

$Q_г$ - тепловая мощность, переносимая теплоносителем, Вт;

$C_{пр}$ - приведенный коэффициент лучистого теплообмена, Вт/(м^2·К^4);

$F_н$ - площадь поверхности электроспиралей, м^2;

$T_н$ - температура электроспиралей, К;

$T_{ст}$ - температура стенки корпуса электронагревателей, К;

α_1 - коэффициент конвективной теплоотдачи от спиралей к теплоносителю, Вт/(м^2·˚С);

$t_{г1}$ - температура теплоносителя на входе в нагреватель, ˚С;

$t_{г2}$ - температура теплоносителя на входе в теплообменник, ˚С;

α_2 - температура конвективной теплоотдачи от теплоносителя к поверхности теплообменника, Вт/(м^2·˚С);

F_m - площадь теплообменника, м^2;

$v_г$ - производительность высокотемпературного вентилятора, м^3/с;

$\rho_г$ - средняя плотность теплоносителя, кг/м^3;

$c_г$ - средняя удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·˚С).

На рисунке 3.2 представлены расчетные зависимости изменения температуры поверхности электроспиралей от средней температуры поверхности

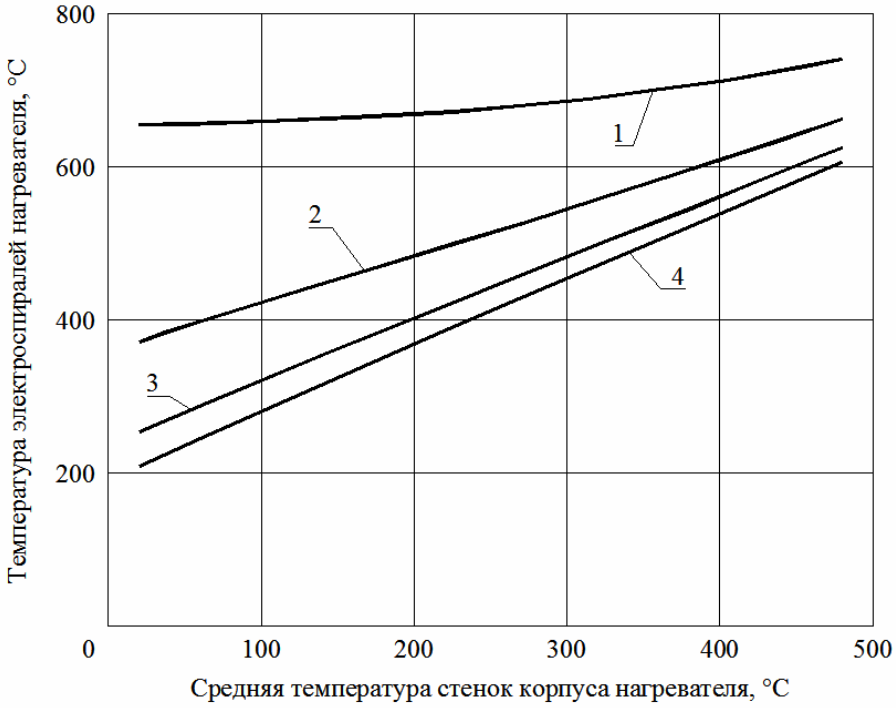

Рисунок 3.2 - Расчетные зависимости изменения температуры электроспиралей от средней температуры стенок корпуса нагревателя при различной производительности циркуляционного вентилятора.
Производительность циркуляционного вентилятора: 1 – 0 м^3/с; 2 – 1.0 м^3/с; 3 – 1.5 м^3/с; 4 – 2.8 м^3/с.
Подводимая электрическая мощность на нагреватель 55 кВт.
Теплообменная площадь корпуса нагревателя 30.9 м^2.

стенок герметичного корпуса нагревателя при различной производительности циркуляционного вентилятора.

Из анализа полученных данных следует, что в условиях постоянной электрической мощности, равной 55 кВт, температура поверхности спиралей существенно снижается при увеличении производительности вентилятора, обеспечивающего перенос тепла конвективным способом, то есть обдувкой их теплоносителем. Температура спиралей зависит также от температуры стенок корпуса нагревателя. Так, при максимальной температуре стенок в условиях работающей печи 410 ˚С и производительности циркуляционного вентилятора 2.8 $м^3$/с, расчетная температура нагревательных элементов составляет 585 ˚С, что создает хорошие условия для длительной эксплуатации спиралей, обеспечивая тем самым надежную работу всего нагревательного устройства и печи в целом.

Уменьшение производительности вентилятора за счет снижения частоты вращения рабочего колеса, например, с 2.8 до 1.0 $м^3$/с приводит к существенному повышению температуры спиралей до 635 ˚С, что в реальных условиях эксплуатации печи нецелесообразно.

Таким образом, расчетами показано, что оптимальным является производительность циркуляционного вентилятора около 2.8 $м^3$/с. По результатам полученных расчетных данных были спроектированы и изготовлены новые электронагреватели в количестве двух штук, конструкция и результаты промышленных исследований которых приведены в главе 6.

4. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВАЛА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ КОНВЕКТИВНЫХ ПЕЧЕЙ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ

Высокотемпературные вентиляторы нашли широкое применение в нагревательных и термических печах с циркуляцией газовой среды различных типов и конструкций. Все они выполнены по схожим конструктивным схемам.

Как правило, рабочее колесо центробежного или осевого типа помещается в рабочее пространство печи с целью перекачивания газовой среды с высокой температурой. Привод вентилятора (дымососа) располагается, как правило, с внешней стороны печного агрегата и посредством вала приводит во вращение рабочее колесо. Высокотемпературная часть вентилятора отделена от ее низкотемпературной теплоизолирующей стенкой (пробкой). Процесс распространения тепла от одной части в другую происходит следующим образом. Тепло от нагретой ступицы и несущего диска рабочего колеса нагревает конец вала, по которому за счет теплопроводности оно распространяется по его длине в сторону низкотемпературной части. Аэродинамические характеристики рабочего колеса (производительность и создаваемый напор газовой среды) выбираются исходя из требований технологии и графиков нагрева (охлаждения) изделий в том или ином печном агрегате. Надежность вентиляторов, а вместе с ними и всей печи, определяется ресурсом работы наиболее ответственных узлов: рабочего колеса и подшипников электропривода.

Наиболее массовое применение в высокотемпературных вентиляторах, используемых для перемещения газа в металлургических печах в диапазоне изменения температур 200 – 700 ˚С нашел способ воздушного охлаждения за счет применения специальных устройств, устанавливаемых между теплоизолированной пробкой и ближним подшипником. Рассматриваемый способ охлаждения вала имеет следующие преимущества:

– отсутствие каких-либо требований по его контролю и обслуживанию, кроме периодической очистки его поверхности от налета пыли;

– высокая надежность и достаточная тепловая эффективность охлаждения вала вентилятора;

– незначительные энергозатраты при эксплуатации таких устройств.

Поскольку информация об эффективности охлаждения вращающихся валов печных вентиляторов таким способом практически отсутствует, то было принято решение о проведении экспериментальных исследований устройств охлаждения различных конструкций.

4.1. Экспериментальная установка

4.1.1. Описание экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рисунке 4.1.1. Установка состоит из следующих основных узлов. На раме - 1, выполненной из листовой стали, закреплен узел подшипников – 2, со вспомогательным валом - 3. Через шкив - 4 и клиноременную передачу - 5 вал приводится во вращение электродвигателем - 6. С целью плавного изменения частоты вращения вала электродвигатель снабжен частотным преобразователем - 7. Исследуемая часть вала вентилятора - 8, выполненная в натуральную величину, имеет полость, в которой смонтирован электронагреватель, состоящий из диэлектрического керамического корпуса - 9 и проволочных нагревательных элементов - 10. Электрический ток подводится через токоподводы - 11 посредством вращающихся контактных колец - 12. С торцевых сторон нагреватель изолирован от внешней среды теплоизоляцией - 13. На внешнюю образующую вала – 8, монтируется то или иное исследуемое устройство охлаждения - 14.

Нагревательный элемент моделирует подвод тепла от вала вентилятора, который в реальных условиях нагревается за счет передачи тепла теплопроводностью от рабочего колеса, находящегося в рабочем объеме печи.

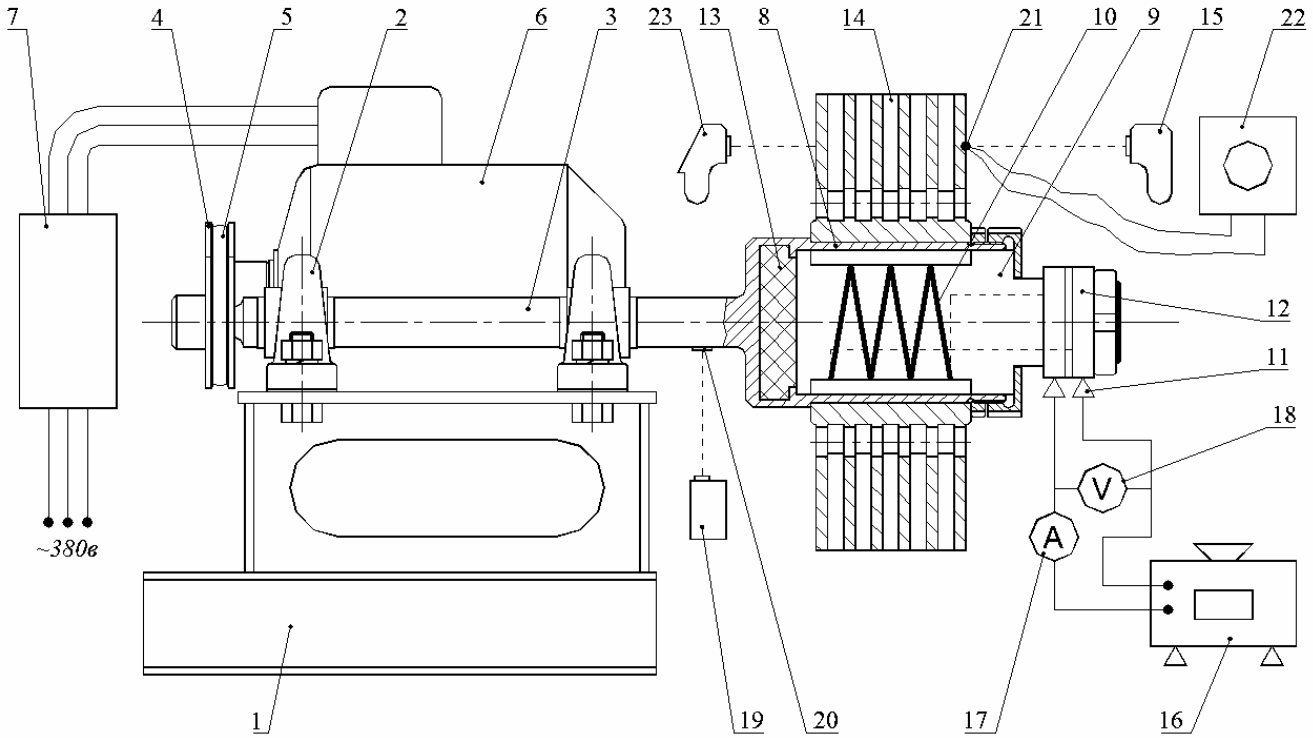

Рисунок 4.1.1 - Схема экспериментальной установки для проведения исследований устройств воздушного охлаждения вала высокотемпературных вентиляторов.
1 – рама; 2 – узел подшипников; 3 – вспомогательный вал; 4 – шкив; 5 – клиновой ремень; 6 – электродвигатель; 7 – частотный преобразователь; 8 – исследуемый вал; 9 – электроизолятор; 10 – проволочные нагреватели сопротивления; 11 – токовыводы; 12 – токосъемники; 13 – теплоизоляция; 14 – устройство охлаждения; 15 – пирометр; 16 – автотрансформатор; 17 – амперметр; 18 – вольтметр; 19 – лазерный отметчик частоты вращения вала; 20 – метка; 21 – термоэлектрический датчик типа ХК; 22 – электронный потенциометр; 23 – тепловизор.

Устройство охлаждения служит для отвода избыточного тепла от вала, рассеивая его в окружающее пространство и предохраняя перегрев ближнего к печи узла подшипника высокотемпературного вентилятора.

Распределение температуры на поверхности исследуемого устройства при его вращении измеряется с помощью пирометра инфракрасного излучения - 15. Температура окружающего воздуха контролируется ртутным термометром (на схеме не обозначен).

Электропитание нагревательного элемента осуществляется с помощью автотрансформатора - 16, а подаваемая мощность измеряется контрольно-измерительными приборами 17 и 18. Частота вращения вала 3 измеряется с

помощью виброметра-частотомера 19, лазерный луч которого, визируется на отражающую метку 20.

С целью повышения точности измерения температур поверхности исследуемого устройства, предварительно была проведена тарировка показаний пирометра 15 относительно образца – термоэлектрического датчика 21 типа ХК. В качестве вторичного измерительного прибора применялся электронный потенциометр 22. Качественное распределение температуры по поверхности устройств изучали с помощью тепловизора 23.

Перечень используемых в ходе экспериментов приборов и их характеристики приведены в таблице 4.1.1.

Таблица 4.1.1 - Перечень используемых приборов.

Наименование прибора	**Тип прибора**	**Пределы измерения**	**Цена деления шкалы**	**Пределы допускаемой абсолютной погрешности**	**Примечание**
Амперметр	Ц434	0 ÷ 5 А	0.1	0.05	№0183
Вольтметр	Ц4354	0 ÷ 60 В	2	1	№008432
Пирометр инфракрасного излучения	CEM DT-8861	-50 ÷ 550 ˚С	0.1	0.05	№140529249
Частотный преобразователь	Erman R9	0 ÷ 50 Гц	0.01	0.01	
Виброметр-частотомер	Viana-1	0 ÷ 1000 Гц	0.01	0.01	№51
Термометр ртутный	ГОСТ 2823-59	0 ÷ 100 ˚С	0.1	0.05	
Тепловизор	HT-02	-20 ÷ 300 ˚С	0.1	2	№201707036531

4.1.2. Методика проведения исследований

При определении коэффициентов конвективного теплообмена между вращающимся устройством охлаждения вала и обдувающей его поверхность

окружающей средой (воздухом) полученные экспериментальные данные представлялись в виде зависимостей конвективного теплообмена:

$$Nu_{\alpha} = C \cdot \mathrm{Re}^{K}, \qquad (4.1)$$

где Nu_{α} – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

C и K – искомые величины, определяемые из анализа экспериментальных данных.

Учитывая, что в качестве определяющего размера выбран внешний диаметр устройства охлаждения D_y, выражения для определения величин Nu_{α} и Re представляются следующим образом:

$$Nu_{\alpha} = \frac{\alpha_y \cdot \mathrm{D_y}}{\lambda_в}, \qquad (4.2)$$

где α_y – средний коэффициент теплоотдачи по поверхности устройства охлаждения, обдуваемой воздухом, Вт/(м^2 ·°С);

D_y – внешний диаметр устройства охлаждения, м, рисунок 4.1.2.1;

$\lambda_в$ – коэффициент теплопроводности окружающей среды, Вт/(м·°С):

При определении величины Re используют, как правило, значение средней скорости потока газовой среды, обдувающей твердую поверхность того или иного изделия [8].

Определение средней скорости потока воздуха связано с большими затруднениями из-за сложной картины течения относительно поверхности устройств охлаждения. При обработке экспериментальных данных использовали легко вычисляемую величину – линейную скорость движения вращающегося устройства W на внешнем диаметре D_y.

Учитывая вышесказанное, величина Re рассчитывалась следующим образом:

$$\mathrm{Re} = \frac{W \cdot D_y}{\nu_в} = \frac{\pi \cdot D_y^2 \cdot n}{\nu_в}, \qquad (4.3)$$

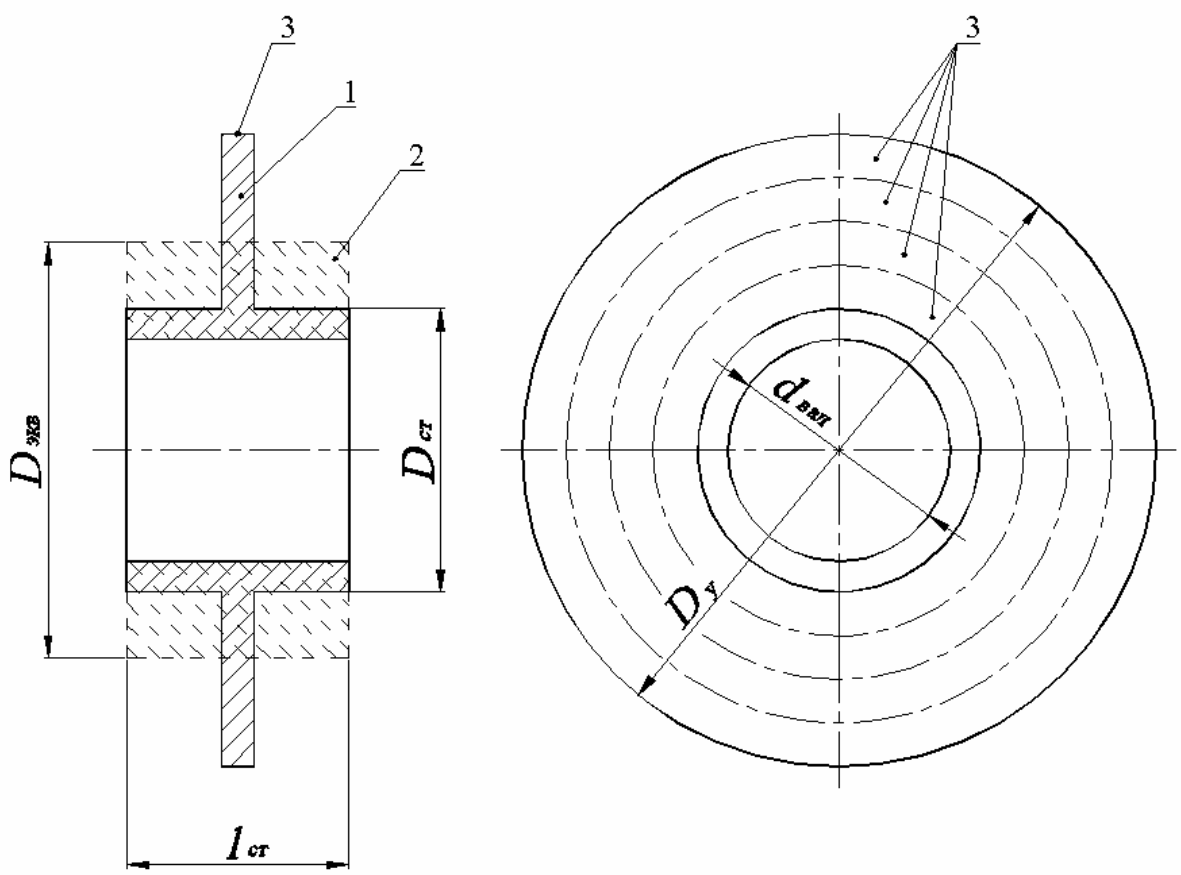

Рисунок 4.1.2.1 - Схема для расчета зависимостей тепловой эффективности устройств охлаждения, выполненных из разных материалов.
1 – исследуемое устройство; 2 – условная втулка с эквивалентным диаметром, 3 – условные элементы, используемые при определении средней температуры поверхности устройства.

где $W = \pi \cdot D_y \cdot n$ – линейная скорость движения образующей на внешнем диаметре устройства, м/с;

$\nu_в$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м^2/с;

n – угловая скорость вращения устройства, 1/с.

Средний коэффициент теплоотдачи от поверхности устройства охлаждения при установившемся режиме определялся по общеизвестной зависимости:

$$\alpha_y = \frac{Q_p}{F_y \cdot (t_y - t_в)}, \qquad (4.4)$$

где Q_p – тепловой поток, рассеиваемый устройством охлаждения в окружающее пространство в результате обдувки его поверхности воздухом при установившемся режиме теплообмена, Вт;

$F_у$ – суммарная теплообменная поверхность устройства охлаждения, обдуваемая воздухом, м^2;

$t_у$ – средняя температура теплообменной поверхности устройства охлаждения, определяемая по методике, изложенной в главе 4.1.3, ˚С;

$t_в$ – температура окружающей среды, ˚С.

Тепловой поток $Q_р$, рассеиваемый в окружающую среду при стационарном теплообмене в рассматриваемом случае равен:

$$Q_р = Q_н - Q_п, \qquad (4.5)$$

где $Q_н$ – электрическая мощность, подводимая к валу с помощью электронагревателя определялась по показаниям контрольно-измерительных приборов, Вт;

$Q_п$ – тепловые потери установки в окружающую среду помимо исследуемого устройства, Вт.

Тепловой поток, рассеиваемый в окружающую среду $Q_р$ равен сумме потерь конвекцией и излучением:

$$Q_р = Q_к + Q_л = \alpha_к \cdot F_у \cdot (t_у - t_в) + C_{пр} \cdot F_л \cdot \left[\left(\frac{T_у}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_в}{100}\right)^4\right], \qquad (4.6)$$

где $Q_к$ – конвективный тепловой поток, Вт;

$Q_л$ – лучистый тепловой поток, Вт;

$\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности устройства за счет конвективного теплообмена, Вт/(м^2·˚С);

$C_{пр}$ – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м^2·˚С^4);

$F_л$ – площадь излучающей поверхности устройства охлаждения, м^2;

Учитывая, что эффект охлаждения вала в реальных условиях эксплуатации вентиляторов определяется общим тепловым потоком $Q_р$, находить по отдельности величины $Q_к$ и $Q_л$ в нашем случае большой необходимости нет.

Кроме того, при максимально допустимой температуре вала во время эксплуатации 100 – 120 ˚С, лучистый тепловой поток $Q_л$ составляет всего 5 – 7%

от общего теплового потока Q_p, рассеиваемого в окружающую среду от поверхности устройства охлаждения.

С учетом вышесказанного, однако, более подробно раскроем физический смысл среднего коэффициента теплоотдачи, определяемого в ходе проведения исследований. Для этого воспользуемся понятием условного коэффициента суммарной теплопередачи, предложенным в [44] для расчета смешанного конвективно-радиационного теплообмена.

Из совместного решения уравнений (4.4) и (4.6) следует, что определяемый в ходе исследований средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_у$ является, по существу, условным коэффициентом суммарной теплопередачи смешанного конвективно-радиационного теплообмена, выраженного в единицах конвективной теплоотдачи:

$$\alpha_у = \alpha_к + \sum \cdot C_{пр} \cdot \frac{F_л}{F_к}, \qquad (4.7)$$

где $\sum = \dfrac{\left(\dfrac{T_у}{100}\right)^4 - \left(\dfrac{T_в}{100}\right)^4}{t_у - t_в}$ – температурный фактор, ˚С^3.

При необходимости, анализируя полученные экспериментальные данные и оценивая величины $C_{пр}$ и $F_л$ для конкретного устройства охлаждения, можно определить значение $\alpha_к$, а затем и тепловые потоки $Q_к$ и $Q_л$.

Во время проведения опытов возникают теплопотери, рассеиваемые от деталей установки в окружающую среду помимо исследуемого устройства. Эти потери связаны в основном с нагревом вспомогательного вала – 3, рисунок 4.1.1.

Теплопотери учитывались следующим образом. Вместо исследуемого образца устройства устанавливался теплоизоляционный слой из базальтовых матов толщиной около 100 мм, заключенный в металлический корпус, а затем при установившемся режиме определялась вспомогательная зависимость:

$$Q_н = Q_п = f(t_{вс}; n_{вс}), \qquad (4.8)$$

где $t_{вс}$ – средняя температура нагрева вспомогательного вала, ˚С;

$n_{вс}$ – частота вращения вала, 1/с.

Во время этих опытов считалось, что все тепло от нагревателей $Q_н$ рассеивается в окружающую среду помимо вала – 8, предназначенного для установки исследуемых образцов.

В среднем теплопотери в окружающую среду помимо исследуемых образцов составили 1 - 5 % от общей подводимой электрической мощности.

4.1.3. Методика обработки результатов исследований

С целью определения средней температуры, теплообменная поверхность исследуемого устройства охлаждения разделялась условно на отдельные элементы, где предполагалось, что в их пределах температура поверхности одинакова:

$$t_y = \frac{t_1 \cdot F_1 + t_2 \cdot F_2 + \ldots + t_m \cdot F_m}{F_1 + F_2 + \ldots + F_m}, \qquad (4.9)$$

где t_1; t_2; t_m – температуры элементов устройства охлаждения, ˚С;

F_1; F_2; F_m – площади поверхностей соответствующих элементов, м^2.

Одним из важных параметров, определяющих эффективность охлаждения, является температура поверхности образующей вращающегося вала в районе расположения на нем того или иного исследуемого устройства. Трудность определения этой температуры заключается в недоступности ее для непосредственных инструментальных измерений из-за охватывающей вал втулки этого устройства, рисунок 4.1.2.1.

Температура поверхности вала во время опытов определялась расчетным путем по зависимости, установленной согласно закона Фурье для теплопроводности цилиндрической стенки:

$$t_{вал} = \frac{Q_p \cdot \ln \frac{D_{ст}}{d_{вал}}}{2\pi \cdot \lambda_м \cdot l_{ст}} + t_{ст}, \qquad (4.10)$$

где $t_{вал}$ – средняя температура поверхности вращающегося вала, охватываемой исследуемым устройством, ˚С;

Q_p – тепловой поток, рассеиваемый в окружающую среду, Вт;

$D_{ст}$ – диаметр ступицы устройства, м;

$\lambda_м$ – коэффициент теплопроводности материала втулки устройства, Вт/м·˚С;

$l_{ст}$ – длина ступицы устройства, м;

$t_{ст}$ – средняя температура поверхности ступицы устройства, определяемая экспериментально во время проведения опытов, ˚С.

Определение коэффициентов теплопередачи от поверхности вала к окружающей среде с учетом отвода тепла теплопроводностью через внутреннее сечение устройств охлаждения производилось по следующей формуле:

$$k_y = \frac{Q_p}{F_y \cdot (t_{вал} - t_в)}, \qquad (4.11)$$

Предложенный прием обработки экспериментальных данных позволяет установить связь между средней температурой поверхности исследуемого устройства и температурой участка вала, расположенного внутри него. Кроме того, в этом случае повышается точность и упрощается расчет теплового состояния вала при работе его в промышленных условиях.

Из решения системы уравнений (4.4) и (4.11) следует зависимость между температурой вала и средней температурой поверхности устройства:

$$\bar{t}_{вал} = \frac{\alpha_y}{k_y} \cdot t_y - \left(\frac{\alpha_y}{k_y} - 1 \right) \cdot t_в, \qquad (4.12)$$

Необходимо заметить, что приведенная выше зависимость (4.12) фактически определяет влияние на теплопередачу внутренней задачи – распространение тепла в радиальном направлении за счет теплопроводности. Разность между температурами $t_{вал}$ и t_y определяется свойствами материала, из которого изготовлены исследуемые устройства. Из этого обстоятельства следует, что нетрудно оценить резерв повышения эффективности предложенных устройств в предположении, что коэффициент теплопроводности материала стремится теоретически к бесконечности. Расчет рассеиваемого теплового потока Q_p в этом случае необходимо производить по формуле (4.4) в предположении, что средняя температура поверхности устройства охлаждения равна температуре вала.

Значительный интерес представляет изучение влияния на тепловую эффективность выбор материала, из которого изготовлено то или иное устройство охлаждения. Так, теплопроводность меди превышает теплопроводность стали 45 примерно в 5 раз, что приводит к увеличению эффективности тепловой работы устройства.

Количественную оценку работы того или иного устройства, выполненного из различных материалов проводили по следующей методике. Наибольшую трудность при этом представляет расчет распространения тепла от вала к внешней поверхности устройства теплопроводностью ввиду их сложной конструкции. Для оценки теплового потока теплопроводностью через внутренний объем устройств применили следующий подход.

Конструкцию исследуемого устройства охлаждения того или иного типа мысленно представляли в виде втулки, установленной на вращающийся вал с некоторым эквивалентным диаметром $D_{экв}$, рисунок 4.1.2.1. Эквивалентный диаметр рассчитывался из условия, что тепловой поток от вала к поверхности условной втулки и рассеиваемая тепловая мощность с поверхности реального устройства охлаждения в стационарном тепловом режиме были бы одинаковыми.

Тепловой поток от вала к поверхности эквивалентной втулки теплопроводностью определяется законом Фурье для цилиндрической стенки:

$$Q_m = \frac{2\pi \cdot \lambda_{вт} \cdot l_{ст}}{\ln \frac{D_{экв}}{d_{вал}}} \cdot (t_{вал} - t_{вт}), \qquad (4.13)$$

где Q_m – тепловой поток, распространяющийся теплопроводностью от вала к поверхности эквивалентной втулки, Вт;

$\lambda_{вт}$ – коэффициент теплопроводности втулки, Вт/(м·˚С)

$l_{ст}$ – длина ступицы, м;

$D_{экв}$ – эквивалентный диаметр втулки, м;

$d_{вал}$ – диаметр вала, м;

$t_{вт}$ – средняя температура образующей втулки, ˚С.

Рассеиваемый тепловой поток с поверхности реального исследуемого устройства в установившемся режиме определяется зависимостью:

$$Q_p = \alpha_y \cdot F_y \cdot (t_y - t_в), \qquad (4.14)$$

где Q_p – рассеиваемый тепловой поток с поверхности устройства охлаждения, Вт;

α_y – коэффициент теплоотдачи с поверхности устройства охлаждения, Вт/(м^2·˚С);

F_y – теплообменная поверхность устройства охлаждения, м^2;

t_y – средняя температура теплообменной поверхности устройства охлаждения, ˚С;

$t_в$ – температура окружающей среды, ˚С.

При условии равенства тепловых потоков, а также средних температур поверхности эквивалентной втулки и устройства охлаждения в результате решения системы уравнений (4.13) и (4.14) определяли зависимость, описывающую теплопередачу от вала вентилятора в окружающую среду с учетом теплопроводящих свойств материала:

$$Q_p = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_y} + \dfrac{F_y \cdot \ln D_{экв} / d_{вал}}{2\pi \cdot \lambda_{вт} \cdot l_{ст}}} \cdot F_y (t_{вал} - t_в) \qquad (4.15)$$

Отсюда коэффициент теплопередачи k_y равен:

$$k_y = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_y} + \dfrac{F_y \cdot \ln D_{экв} / d_{вал}}{2\pi \cdot \lambda_{вт} \cdot l_{ст}}}, \qquad (4.16)$$

Преобразовав уравнение (4.16), получим выражение для определения эквивалентного диаметра втулки:

$$D_{экв} = d_{вал} \cdot \exp\left[\frac{2\pi \cdot \lambda_{вт} \cdot l_{ст}}{F_y} \cdot \left(\frac{1}{k_y} - \frac{1}{\alpha_y}\right)\right] \qquad (4.17)$$

При расчете эквивалентного диаметра втулки по указанной выше зависимости использовали значения k_y и α_y, полученные в ходе

экспериментальных исследований для конкретных конструкций охлаждения, выполненных из стали 45.

Коэффициент теплопередачи k_y для устройств охлаждения, изготовленных из других материалов, например, алюминия или меди, определяли по формуле (4.16) при допущении, что эквивалентный диаметр условной втулки для конкретных условий работы и соответствующих конструкций устройств охлаждения является величиной постоянной.

Выводы

Разработана и изготовлена экспериментальная установка для исследования теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала печного вентилятора различных конструкций в натуральном масштабе.

Предложена методика проведения исследований, позволяющая получать экспериментальные зависимости конвективного теплообмена устройств охлаждения различных типов.

Приведена методика обработки данных, полученных в ходе эксперимента, пригодных для использования в расчетах теплового состояния высокотемпературных вентиляторов.

4.2. Результаты экспериментальных исследований теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала печных вентиляторов различных конструкций

4.2.1. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена вращающегося вала с окружающей средой необорудованного устройством воздушного охлаждения

На экспериментальном стенде, описанном выше, была проведена работа по определению зависимости теплоотвода от открытой поверхности вала в окружающую среду (воздух) при различной частоте его вращения [73].

На рисунке 4.2.1.1 приведены результаты этих исследований, которые с достаточной точностью описываются с помощью следующей безразмерной зависимости:

$$Nu_{\alpha} = 0.4964 \cdot \mathrm{Re}^{0.6}, \qquad (4.18)$$

где $Nu_{\alpha} = \dfrac{\alpha_{вал} \cdot d_{вал}}{\lambda_{в}}$;

$\mathrm{Re} = \dfrac{\pi \cdot d_{вал}^{2} \cdot n}{\nu_{в}}$;

где $d_{вал}$ – диаметр вала, м;

$\alpha_{вал}$ – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности вращающегося вала, Вт/(м$^2\cdot$°С).

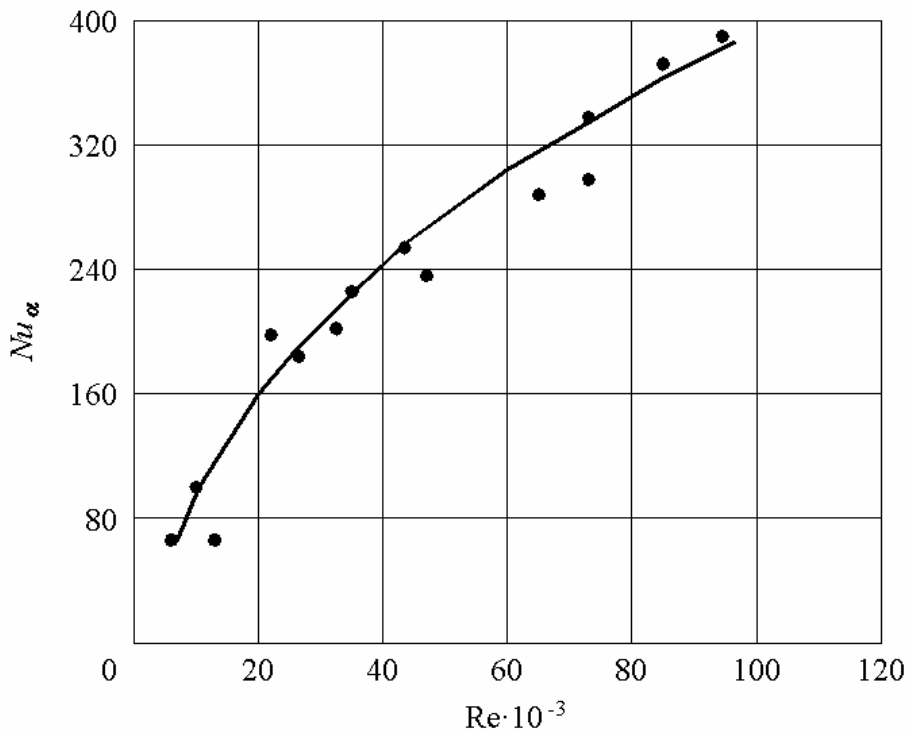

Рисунок 4.2.1.1 - Зависимость величины числа Nu_{α} от числа Re для условий конвективного теплообмена между открытой поверхностью вращающегося вала печного вентилятора и окружающей средой.

Погрешность результатов расчетов составляет 15%.

Во время опытов исследовался участок вала печного вентилятора в натуральную величину диаметром 110 мм и длиной 110 мм в диапазоне изменения частот вращения от 200 до 1200 об/мин.

Исследования теплообмена на экспериментальной установке в диапазоне изменения частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин выбрано, исходя из следующих обстоятельств. В настоящее время электродвигатели печных вентиляторов, как правило, оборудуются частотными преобразователями, которые позволяют плавно регулировать их аэродинамические характеристики. Так, в печах периодического действия в режиме нагрева необходимо обеспечить тепловой поток на садку существенно больше, чем, например, в период выдержки. Вследствие этого, с целью увеличения скорости нагрева садки в этот период печные вентиляторы работают с повышенной производительностью, что обеспечивается соответствующей частотой вращения рабочего колеса и вала. В режиме выдержки производительность вентилятора снижается за счет уменьшения его числа оборотов. Такое управление печным вентилятором позволяет экономить потребляемую электроэнергию и сохранить ресурс работы подшипников и рабочего колеса, которые эксплуатируются в достаточно тяжелых температурных условиях. Возможная частота вращения вала всех известных вентиляторов, работающих в печах с использованием конвективного теплообмена, практически полностью укладывается в исследуемый диапазон 200-1200 об/мин.

Полученная экспериментальная зависимость справедлива для расчета охлаждения вращающихся валов вентиляторов, работающих в геометрически и гидродинамически подобных условиях.

На рисунке 4.2.1.2 приведено сравнение величин коэффициентов теплоотдачи от поверхности вращающегося вала, полученных в ходе экспериментов и одиночного неподвижного цилиндра при обтекании его потоком воздуха в поперечном направлении по данным [8] в сопоставимых условиях. Из анализа полученных результатов следует, что интенсивность теплообмена в первом случае на 40 – 50 % больше, чем во втором. Это явление объясняется более сложным характером обтекания поверхности неподвижного цилиндра, где по мере движения газа поперек образующей имеет место нарастание пограничного слоя с последующим срывом его в кормовой части. При этом

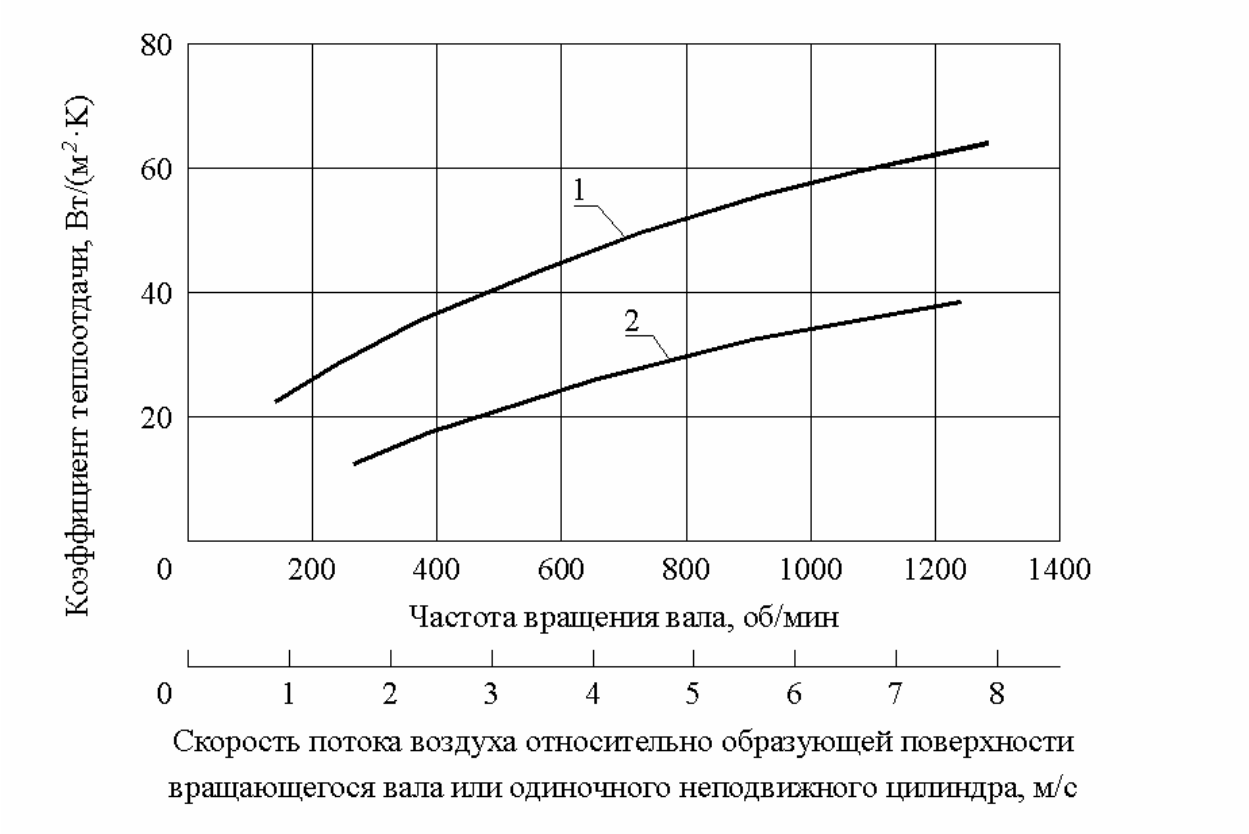

Рисунок 4.2.1.2 - Сравнение теплоотдачи от поверхности вращающегося вала и одиночного неподвижного цилиндра при поперечном направлении его обдувки воздухом.
1 – вращающийся открытый вал вентилятора диаметром 110 мм; 2 – одиночный неподвижный цилиндр диаметром 110 мм в поперечном потоке воздуха по данным [8].

локальное значение коэффициента теплоотдачи на лобовой образующей цилиндра практически близки или совпадают с полученными значениями среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности вращающегося вала.

Полученные в ходе экспериментов зависимости конвективной теплоотдачи от открытой поверхности вала были использованы при исследовании тепловых режимов работы печных вентиляторов при изменении их конструкции и применяемых материалов, в главах 6.1 и 6.2 настоящей работы.

4.2.2. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала однодискового типа

В настоящее время широкое применение в конструкциях действующих печных вентиляторов получило устройство воздушного охлаждения однодискового типа - ОД, состоящее из втулки и установленного на ней диска, рисунок 4.2.2.1. Каких-либо сведений об эффективности тепловой работы этих устройств неизвестны. В связи с этим было принято решение о проведении исследований по определению теплообменных зависимостей устройств такого типа трёх типоразмеров с внешними диаметрами 296, 260 и 220 мм, соответственно, ОД 296; ОД 260 и ОД 220.

В таблице 4.2.2.1 указаны геометрические размеры рассматриваемых устройств.

На рисунке 4.2.2.2 приведены результаты экспериментальных исследований теплообмена на наружной поверхности устройств охлаждения, которые достаточно точно описываются следующей зависимостью.

$$Nu_{\alpha} = 0.2710 \cdot \mathrm{Re}^{0,6}. \qquad (4.19)$$

Полученная формула справедлива для всех трёх типоразмеров однодисковых устройств: ОД296, ОД260 и ОД220 в диапазоне изменения величины $0.372 \le d/D \le 0.500$. Погрешность результатов расчета по приведенной зависимости составляет 15%.

Постоянный коэффициент пропорциональности в формуле (4.19), указывает на то, что устройства однодискового типа были исследованы в условиях, близких к геометрическому и гидродинамическому подобию.

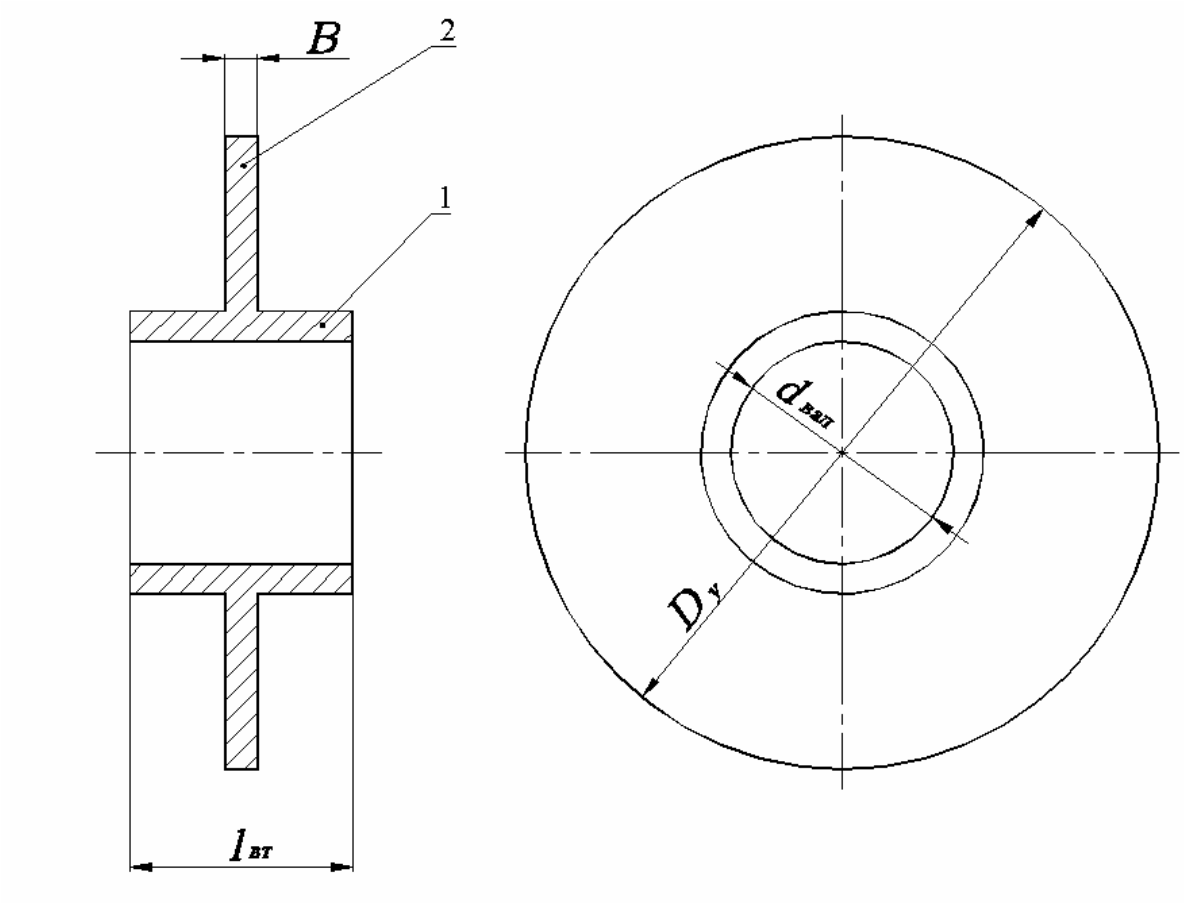

Рисунок 4.2.2.1 - Схема устройства воздушного охлаждения вала однодискового типа (ОД).
1 – втулка; 2 – диск.

Таблица 4.2.2.1 - Геометрические размеры устройств охлаждения однодискового типа.

Наименование величины	**Ед. изм.**	Обозначение устройства		
		ОД-296	**ОД-260**	**ОД-220**
Внешний диаметр D_y	мм	296	260	220
Диаметр вала $d_{вал}$	мм	110	110	110
Отношение диаметров $d_{вал}$ /D_y		0.372	0.423	0.500
Толщина диска B	мм	14	14	14
Длина втулки $l_{вт}$	мм	110	110	110
Теплообменная площадь устройства	$м^2$	0.1668	0.1354	0.1053
Применяемый материал		ст. 45	ст. 45	ст. 45

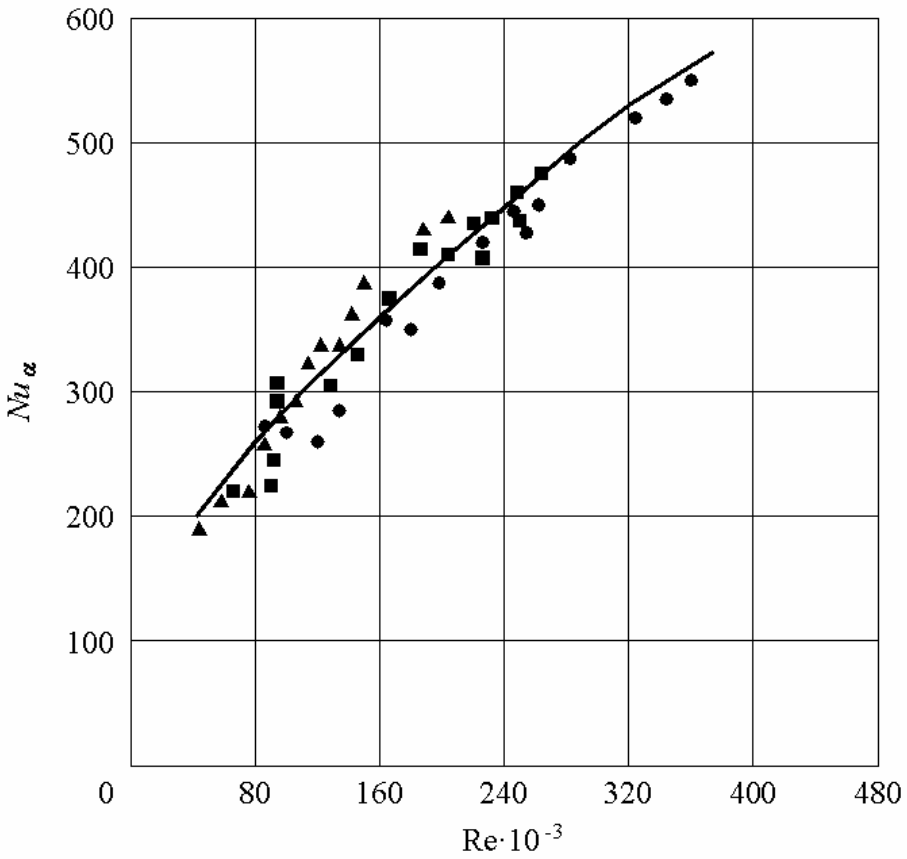

Рисунок 4.2.2.2 – Зависимость величины числа Nu_α от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения однодискового типа вала вентилятора и окружающей средой.
● – ОД 296; ■ – ОД 260; ▲ – ОД 220.

На рисунке 4.2.2.3 приведена зависимость среднего коэффициента теплоотдачи по поверхности устройств однодискового типа к окружающей среде при изменении частоты вращения вала вентилятора. Оказалось, что коэффициент теплоотдачи существенно зависит от частоты вращения вала. Так, при увеличении числа оборотов с 200 до 1200 об/мин коэффициент теплоотдачи увеличивается примерно в 2.8 ÷ 3.0 раза, что справедливо для всех трёх исследованных типоразмеров. Коэффициент теплоотдачи в некоторой степени зависит также от размеров вращающегося диска. При одной и той же частоте вращения вала коэффициент теплоотдачи у ОД 296 больше на 5 ÷ 7%, чем у ОД 220.

Это явление объясняется тем, что при одинаковой частоте вращения, средняя скорость обдувки боковой поверхностей диска у ОД 296 с наибольшим диаметром более значительна, чем у ОД 260 и ОД 220.

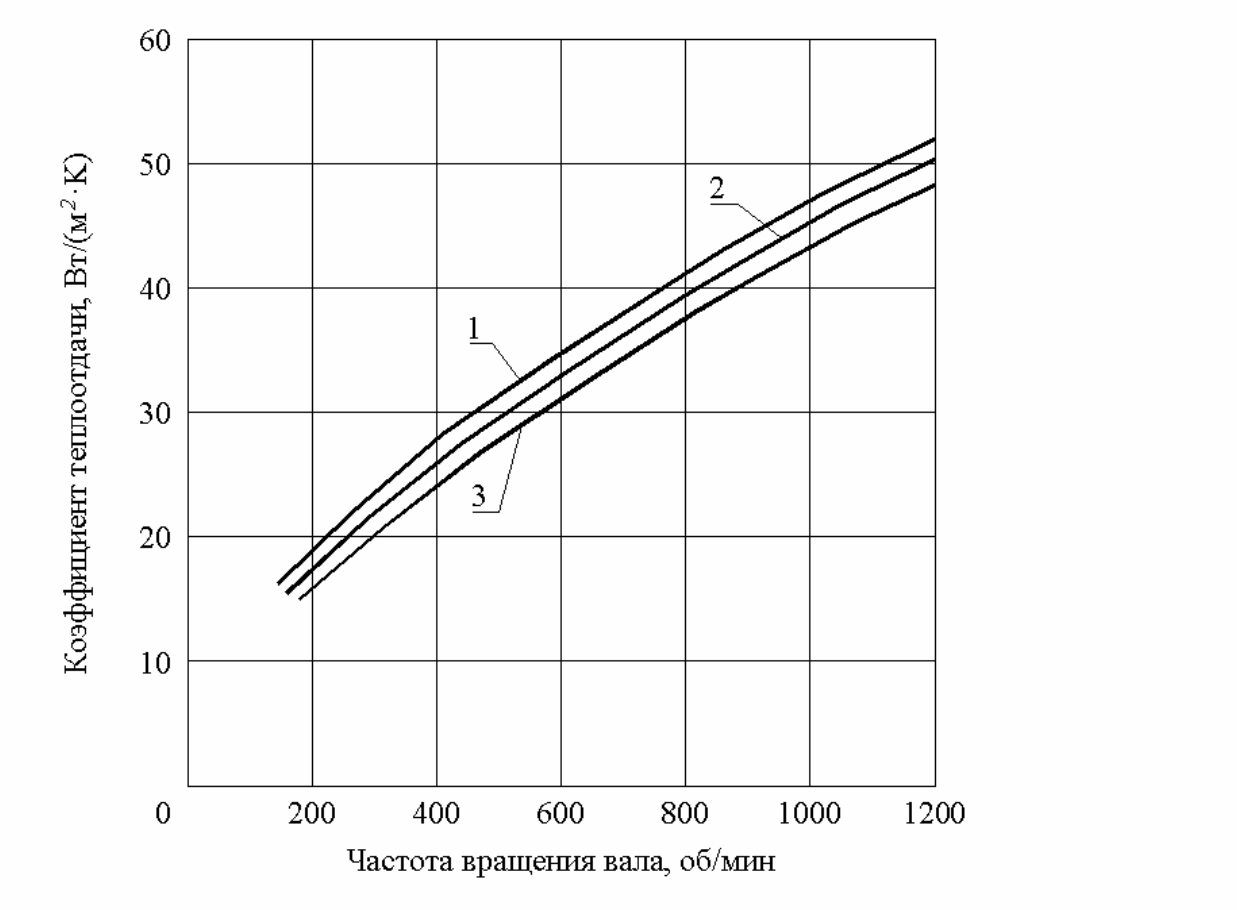

Рисунок 4.2.2.3 - Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности устройств охлаждения однодискового типа к окружающей среде от частоты вращения вала печного вентилятора.
1 – ОД 296; 2 – ОД 260; 3 – ОД 220.

По сравнению с открытым валом диаметром 110 мм, рисунок 4.2.1.2, в сопоставимых условиях коэффициент теплоотдачи, например, при 600 об/мин у ОД 296 меньше на 17 %, а у ОД 220 на 24 %. Это связано с тем, что при вращении диска на его боковых поверхностях образуются потоки воздуха, вращающихся в попутном направлении и экранирующие в некоторой степени газообмен с окружающей средой, в то время как при вращении открытого вала этого явления не наблюдается.

В ходе обработки полученных данных были найдены коэффициенты теплопередачи от поверхности вращающегося вала через внутреннее сечение охватываемого его устройства охлаждения в окружающую среду.

Изменение коэффициентов теплопередачи от вала в окружающую среду от частоты вращения вала для рассматриваемого типа устройств охлаждения

представлена на рисунке 4.2.2.4. Наименьшие значения коэффициентов теплопередачи наблюдается у ОД 296 с наибольшим диаметром, что объясняется более значительным тепловым сопротивлением, возникающим при распространении тепла теплопроводностью внутри диска в радиальном направлении.

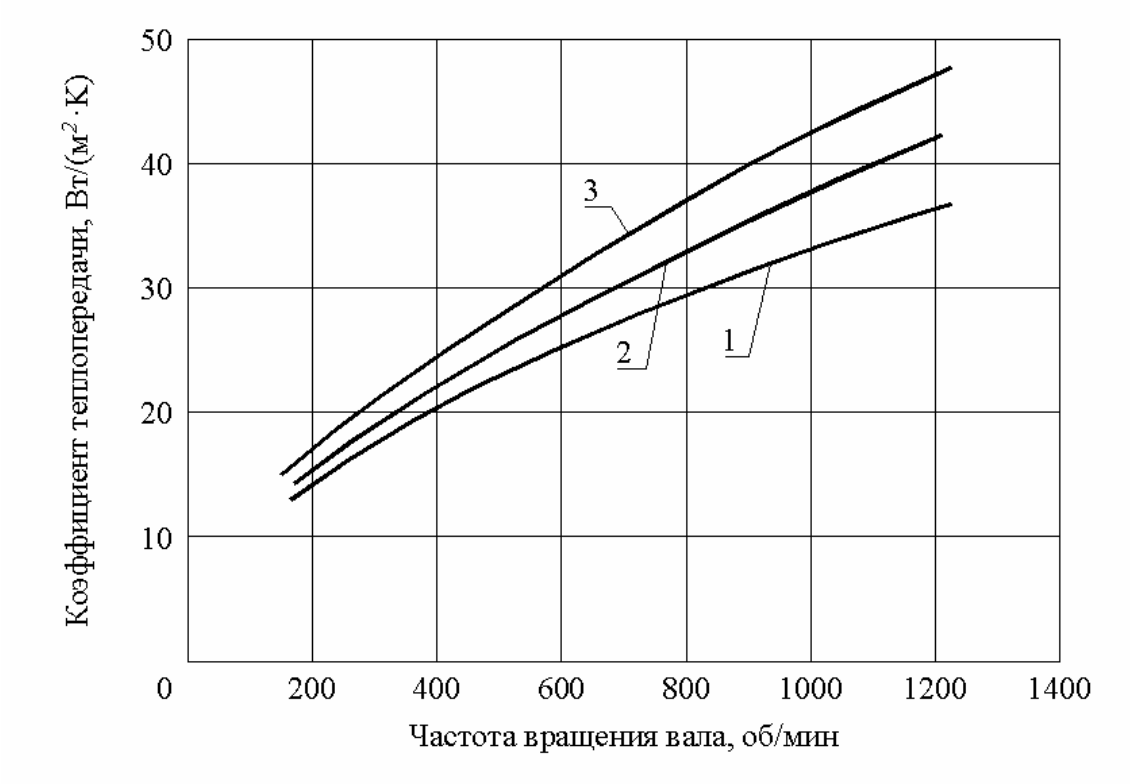

Рисунок 4.2.2.4 - Изменение коэффициентов теплопередачи от устройств однодискового типа в окружающую среду в зависимости от частоты вращения вала.
1 – ОД 296; 2 – ОД 260; 3 – ОД 220.

Тепловое сопротивление при распространении тепла в радиальном направлении снижается с уменьшением диаметра диска, в результате чего разность между коэффициентом теплоотдачи от поверхности устройства и коэффициентом теплопередачи, например, для ОД 220 составляет около 2 – 3 Вт/(м^2·°С), в то время как для ОД 296, соответственно, 10 – 15 Вт/(м^2·°С), рисунки 4.2.2.3 и 4.2.2.4.

Эффективность работы устройств охлаждения однодискового типа при различных режимах работы печных вентиляторов представлена в главе 6.3.

4.2.3. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала стержневого типа

На рисунке 4.2.3.1 приведена схема устройства охлаждения вала стержневого типа - СТ, которое состоит из втулки 1 и равномерно расположенных по радиусу стержней 2. Устройство представляет из себя теплообменник, где теплоотдача от поверхности стержней интенсифицируется за счет их вращения.

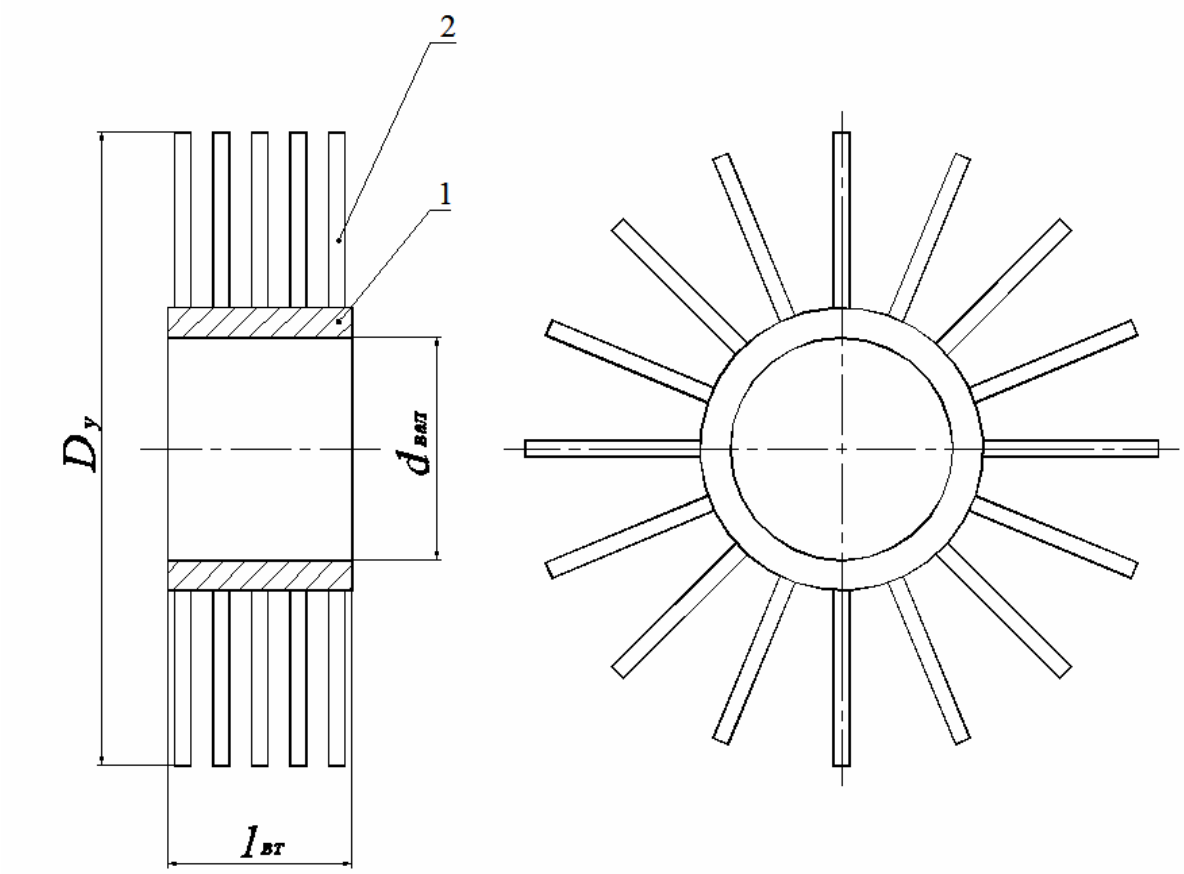

Рисунок 4.2.3.1 - Схема устройства воздушного охлаждения вала стержневого типа (СТ).
1 – втулка; 2 – стержень.

На экспериментальной установке были определены закономерности теплоотдачи от поверхности стержневых устройств трех типоразмеров в зависимости от частоты вращения вала вентилятора. Разработанные устройства выполнены в натуральную величину и в дальнейшем применялись в конструкции высокотемпературных печных вентиляторов [75].

В таблице 4.2.3.1 представлены геометрические размеры всех трех исследованных устройств стержневого типа.

Таблица 4.2.3.1 - Геометрические размеры устройств охлаждения стержневого типа.

Наименование величины	**Ед. изм.**	Обозначение устройства		
		СТ-346	**СТ-286**	**СТ-220**
Внешний диаметр	мм	346	286	220
Диаметр вала вентилятора	мм	110	110	110
Отношение диаметров $d_{вал}/D_y$		0.318	0.385	0.5
Количество рядов стержней	шт.	5	5	5
Количество стержней в одном ряду	шт.	16	16	16
Общее количество стержней	шт.	80	80	80
Длина единичного стержня	мм	103	73	40
Диаметр стержня	мм	12	12	12
Длина втулки устройства охлаждения $l_{вт}$	мм	110	110	110
Теплообменная площадь устройства	$м^2$	0.3485	0.2580	0.1586
Применяемый материал		ст. 45	ст. 45	ст. 45

Результаты исследований на экспериментальной установке устройств охлаждения приведены на рисунке 4.2.3.2, которые после обработки соответствуют следующим зависимостям.

Для устройства СТ 346:

$$Nu_{\alpha} = 0.05399 \cdot \mathrm{Re}^{0.8}, \qquad (4.20)$$

Для устройств СТ 286 и СТ 220 зависимость Nu_{α} от числа Re оказалась универсальной:

$$Nu_{\alpha} = 0.07553 \cdot \mathrm{Re}^{0.8}, \qquad (4.21)$$

Полученные экспериментальные зависимости были обобщены в виде:

$$Nu_{\alpha} = C_{ст} \cdot \mathrm{Re}^{0.8}, \qquad (4.22)$$

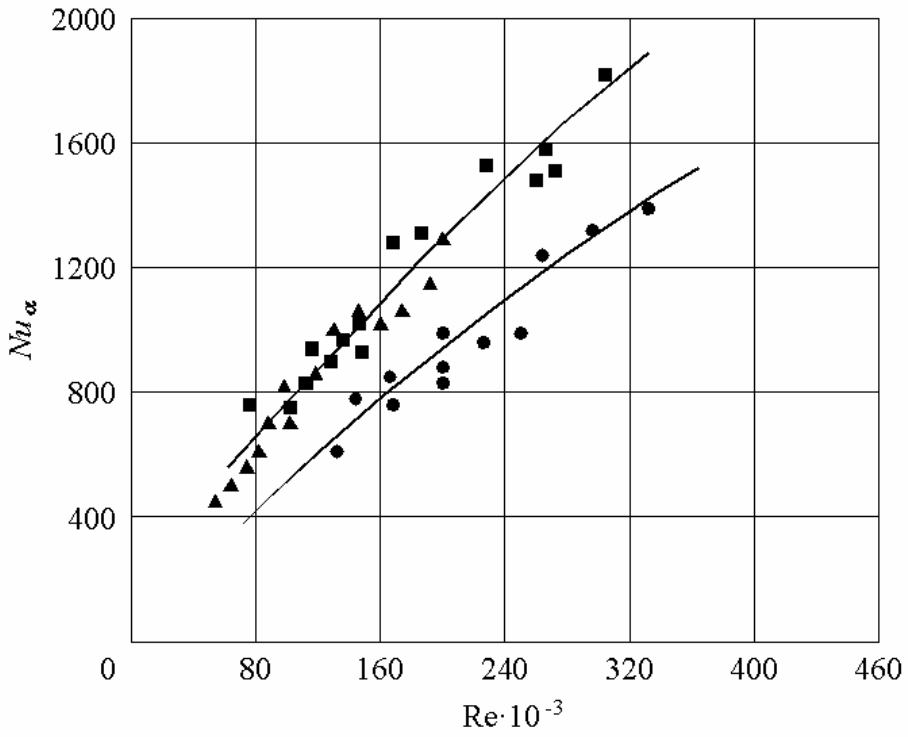

Рисунок 4.2.3.2 – Зависимость величины числа Nu_α от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения стержневого типа вала печного вентилятора и окружающей средой.
● – СТ 346; ■ – СТ 286; ▲ – СТ 220.

где $C_{ст}$ – коэффициент, зависящий от соотношения диаметров вала и стержневого устройства $d_{вал}/D_y$. Погрешность результатов, полученных по зависимости (4.22) составляет ±5.5%.

Изменение $C_{ст}$ от $d_{вал}/D_y$ приведено на рисунке 4.2.3.3. Зависимость справедлива в исследованном диапазоне $0.318 \le d_{вал}/ D_y \le 0.5$.

В диапазоне изменения $0.38 \le d_{вал}/D_y \le 0.5$, что соответствует уменьшению длины стержней от 73 до 40 мм, имеет место автомодельный режим, где теплоотдача для данного типа устройства описывается общей зависимостью с постоянным коэффициентом $C_{ст}$.

В исследованном диапазоне $0.318 \le d_{вал}/D_y \le 0.38$, что соответствует изменению длины стержней от 103 до 73 мм, автомодельного режима теплоотдачи не наблюдается и $C_{ст}$ является величиной переменной.

На рисунке 4.2.3.4 представлены зависимости среднего коэффициента теплоотдачи устройств охлаждения стержневого типа от частоты вращения вала вентилятора.

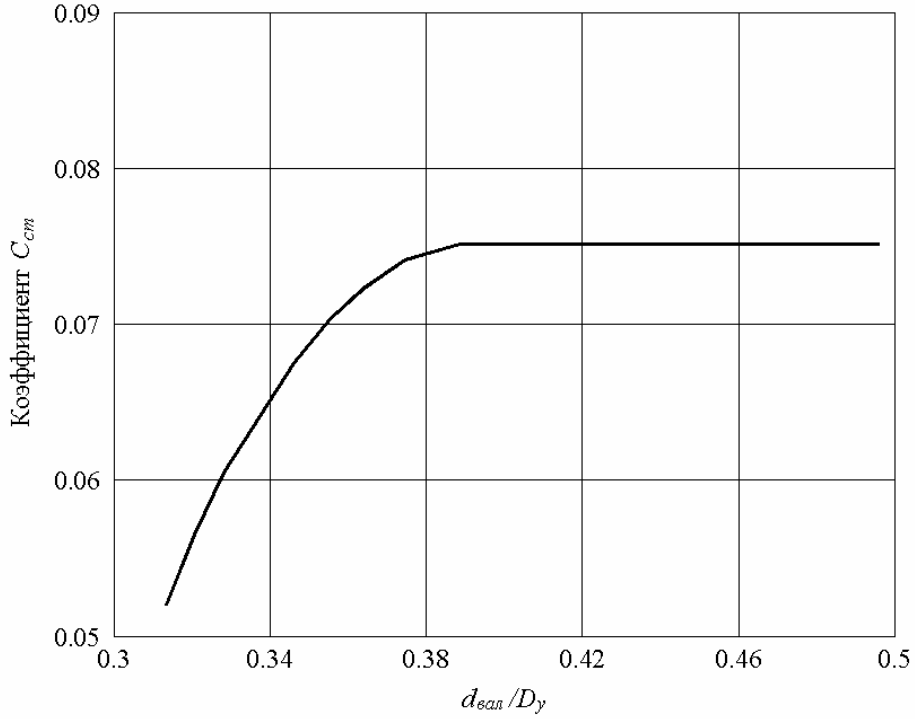

Рисунок 4.2.3.3 - Зависимость коэффициента C_{cm} от соотношения диаметров вала и внешнего диаметра устройства охлаждения стержневого типа.

При изменении числа оборотов от 200 до 1200 об/мин, коэффициент теплоотдачи увеличивается в 3.5 – 4.0 раза, что справедливо для всех исследованных стержневых устройств. Сложная аэродинамика обтекания потоком воздуха системы вращающихся стержней привела к следующим результатам.

Средний коэффициент теплоотдачи СТ 346 с самыми длинными стержнями (103 мм) оказался наименьшим, рисунок 4.2.3.4, кривая 1, по сравнению с другими устройствами: СТ 286 и СТ 220. Это объясняется следующим явлением. Втулки устройств снабжены пятью рядами стержней, которые при вращении индуцируют потоки воздуха, движущихся не только в попутном направлении, но и имеют составляющую скорости, направленную вдоль образующих стержней. Таким образом, в объеме устройства, ограниченном системой стержней, формируется поток воздуха, который под действием разрежения, создаваемого в

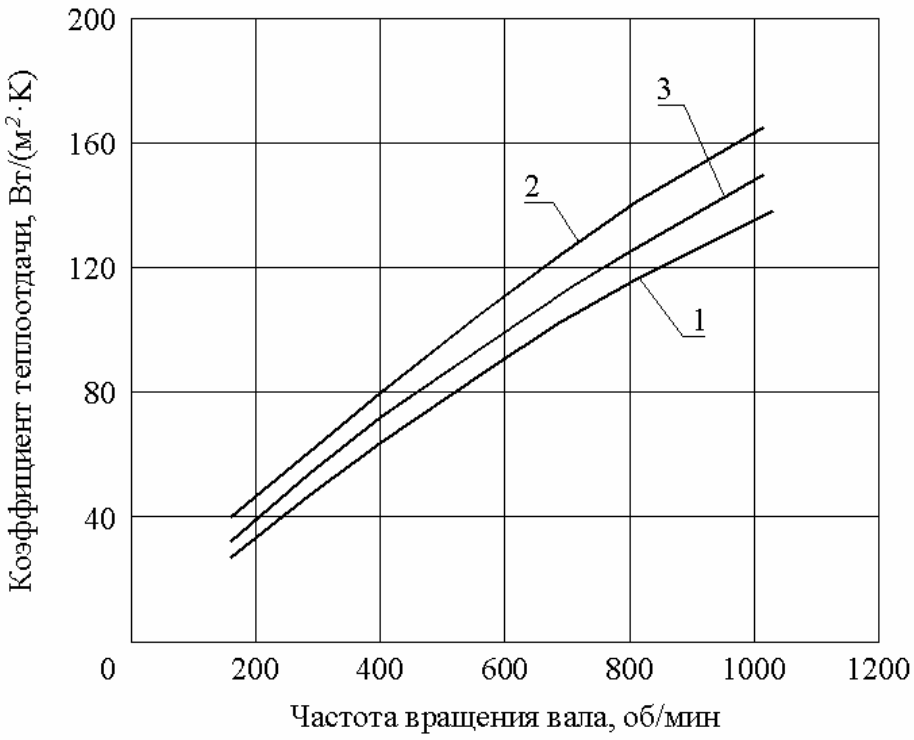

Рисунок 4.2.3.4 - Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности устройств охлаждения стержневого типа к окружающей среде от частоты вращения вала печного вентилятора.
1 – СТ 346; 2 – СТ 286; 3 – СТ 220.

результате их вращения, подсасывается в районе втулки, а затем, за счет центробежной силы движется в радиальном направлении и выбрасывается в окружающее пространство. Поверхность стержней выполняет в данном случае роль лопаток рабочего колеса центробежного вентилятора. Таким образом, в случае использования СТ 346 заполнение объема межстержневого пространства неравномерно, поскольку движение воздуха во внутрь его экранируется наружными рядами стержней, отбрасывающие часть этого потока наружу в радиальном направлении. В результате этого, внутренние ряды стержней омываются в продольном направлении потоками воздуха с меньшими скоростями, способствуя снижению среднего коэффициента теплоотдачи.

Наибольшая интенсивность теплообмена в сопоставимых условиях наблюдается у СТ 286 со стержнями длиной 73 мм, рисунок 4.2.3.4, кривая 2, где наиболее оптимально сочетаются равномерное заполнение объема, ограниченного системой стержней, и достаточно высокая скорость обдувки их поверхности.

Сравнивая полученные данные по СТ 286 и СТ 220, было установлено, что при одинаковой частоте вращения вала, коэффициент теплоотдачи по поверхности у СТ 286 больше, чем у СТ 220 примерно на 15 – 20 %, что вполне объяснимо уменьшением интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ 220 вследствие снижения их средней линейной скорости движения по окружности.

Зависимость коэффициента теплопередачи $k_{ст}$ от частоты вращения вала представлена на рисунке 4.2.3.5.

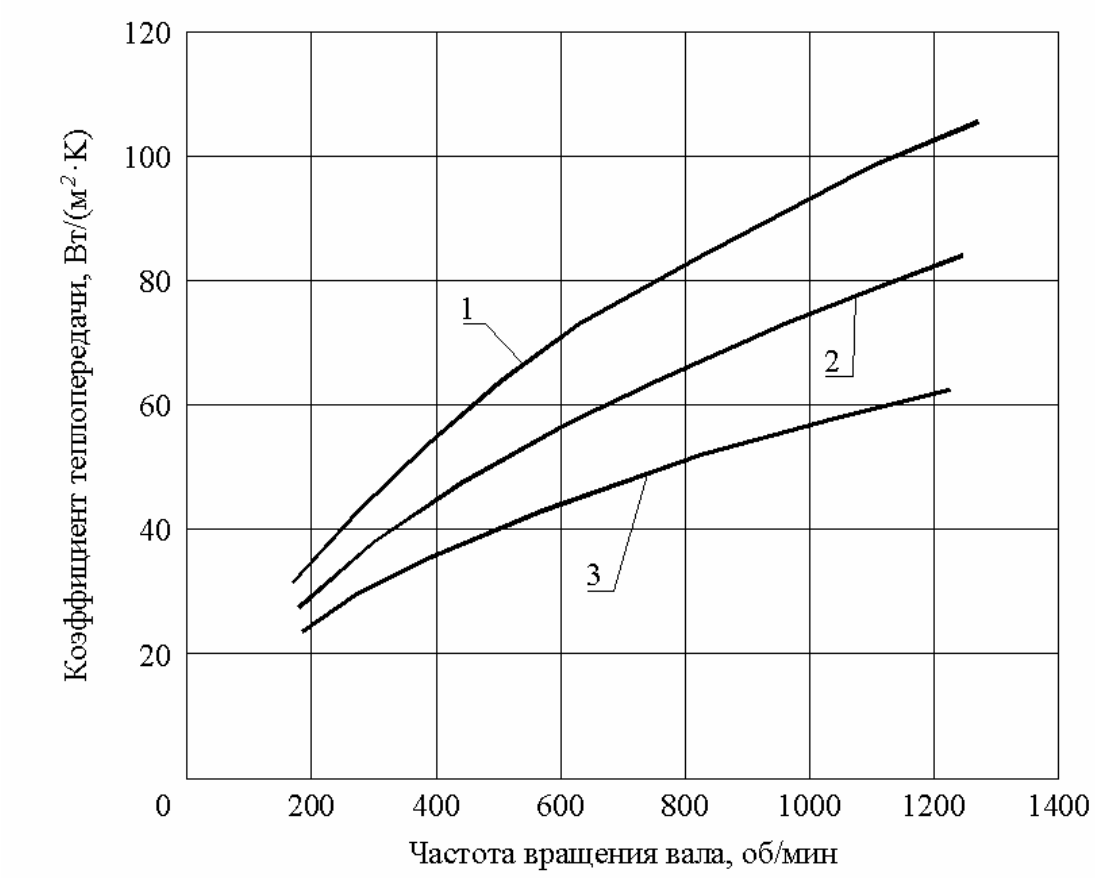

Рисунок 4.2.3.5 - Зависимость среднего коэффициента теплопередачи устройств стержневого типа от частоты вращения вала печного вентилятора.
1 – СТ 220; 2 – СТ 286; 3 – СТ 346.

Из анализа полученных данных следует, что коэффициент теплопередачи примерно в 1.5 – 2.0 раза меньше, чем средний коэффициент теплопередачи $\alpha_{ст}$ по поверхности стержневых устройств, рисунок 4.2.3.4, что говорит о достаточно большом тепловом сопротивлении при распространении тепла вдоль стержней теплопроводностью. Наибольшее значение коэффициента $k_{ст}$ наблюдается у СТ

220 с наименьшим внешним диаметром и короткими стержнями, что вполне согласуется с пониманием физического смысла коэффициента теплопередачи.

4.2.4. Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в устройствах воздушного охлаждения вала многодискового типа

На рисунке 4.2.4.1 приведена схема разработанного нами устройства воздушного охлаждения вращающегося вала печного вентилятора многодискового типа - МД.

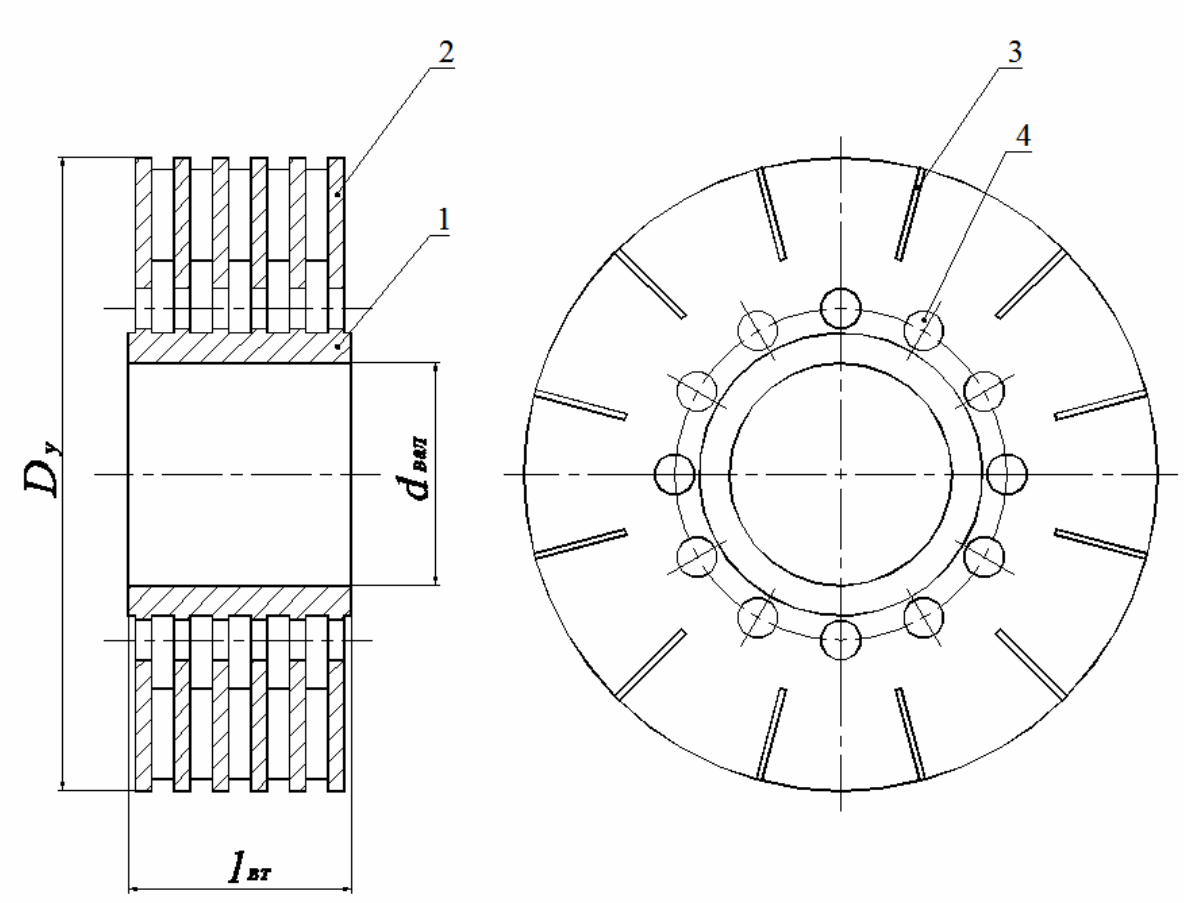

Рисунок 4.2.4.1 - Схема устройства воздушного охлаждения вала многодискового типа (МД).
1 – втулка; 2 – диски; 3 – радиальные лопатки; 4 – впускные отверстия.

Устройство состоит из втулки - 1, плотно насаживаемой на вал вентилятора, шести дисков - 2, равномерно расположенных по образующей втулки и

двенадцати лопаток - 3, встроенных в радиальные пазы дисков. На каждом из дисков имеется двенадцать впускных отверстий - 4.

Отвод тепла от вала вентилятора осуществляются теплопроводностью за счет разности температур по радиусу дисков, возникающей в результате конвективного теплообмена между его поверхностью и потоком охлаждающего воздуха в междисковом пространстве. Движение воздуха внутри устройства, представляющего собой вращающийся теплообменник, интенсифицируется за счет разрежения, создаваемого аэродинамической работой радиальных лопаток, под действием которых воздух всасывается во входные отверстия, а затем, обдувая нагретые боковые поверхности дисков, выбрасывается наружу.

На экспериментальной установке были проведены работы по определению эффективности тепловой работы разработанных устройств охлаждения трёх типоразмеров в зависимости от частоты их вращения, пригодных для расчета в условиях работы печных вентиляторов [71].

В таблице 4.2.4.1 приведены геометрические размеры исследованных типоразмеров устройств.

Таблица 4.2.4.1 - Геометрические размеры устройств охлаждения многодискового типа.

Наименование величины	**Ед. изм.**	Обозначение устройства		
		МД 313	**МД 290**	**МД 250**
Внешний диаметр	мм	313	290	250
Диаметр вала вентилятора	мм	110	110	110
Отношение диаметров $d_{вал}/D_y$		0.351	0.379	0.440
Количество впускных отверстий в расчете на один диск	шт.	12	12	12
Диметр входного отверстия	мм	20	20	20
Количество дисков	шт.	6	6	6
Толщина диска	мм	8	8	8
Расстояние между дисками	мм	11	11	11
Длина втулки $l_{вт}$	мм	110	110	110
Теплообменная площадь устройства	$м^2$	0.8379	0.6879	0.4870
Отношение площади впускных отверстий к площади выпускного сечения устройства		0.139	0.150	0.175
Применяемый материал		ст. 45	ст. 45	ст. 45

На рисунке 4.2.4.2 представлены результаты экспериментальных исследований теплообмена на внешней поверхности устройства, описываемые следующими критериальными зависимостями.

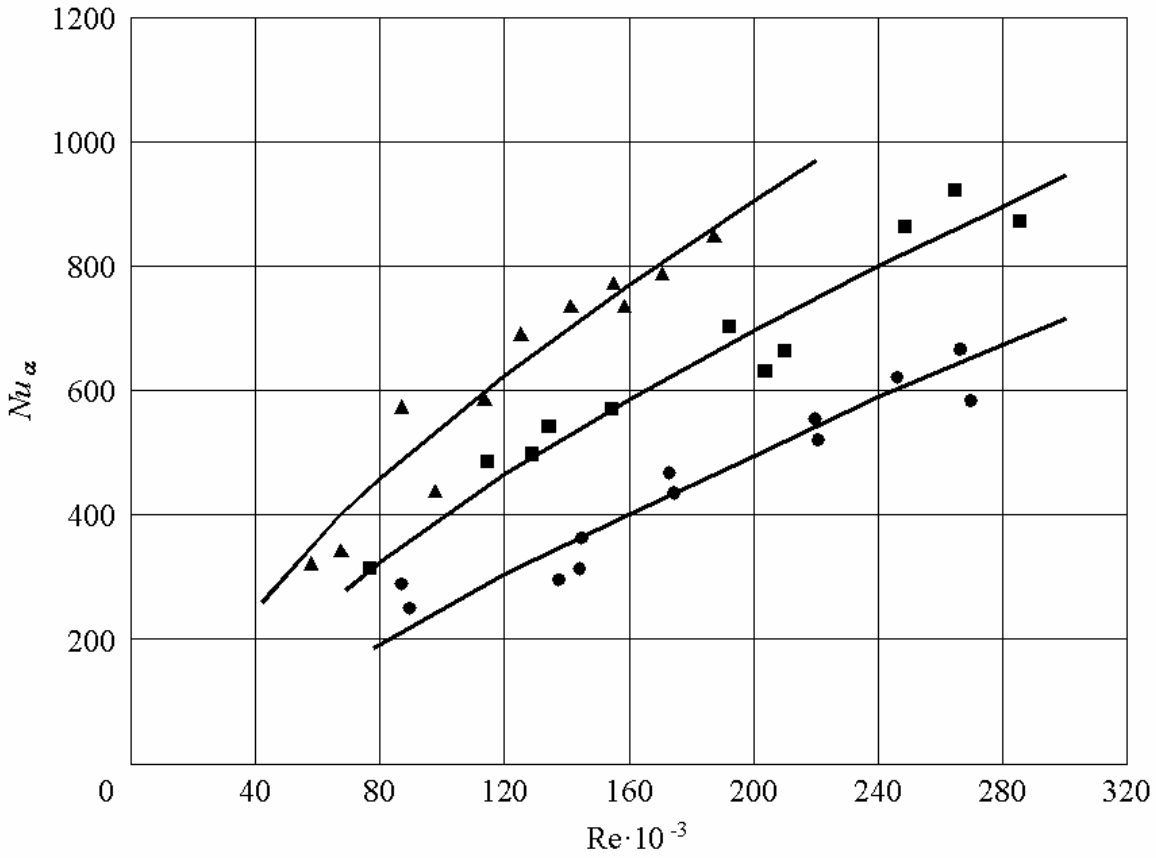

Рисунок 4.2.4.2 - Зависимость числа Nu_α от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения многодискового типа и окружающей средой.

● – МД 313; ■ – МД 290; ▲ – МД 250.

Для устройства МД 313:

$$Nu_\alpha = 0{,}02746 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8} \qquad (4.23)$$

Для устройства МД 290:

$$Nu_\alpha = 0{,}03982 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8} \qquad (4.24)$$

Для устройства МД 250:

$$Nu_\alpha = 0{,}05287 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8}, \qquad (4.25)$$

Статистическая оценка результатов экспериментов выполнена по методике, опубликованной в работе [76] и приведена в таблице 4.2.4.2. Полученные данные

свидетельствуют о значимости коэффициента детерминации и адекватности полученных уравнений регрессии.

Таблица 4.2.4.2 - Статистическая оценка результатов экспериментов.

Устройство	**R^2**	**Оценка значимости R^2**		**Оценка адекватности уравнения регрессии**	
		$t_{расч}$	**$t_{доп}$ при α=0,05**	**$F_{расч}$**	**$F_{доп}$ при α=0,05**
МД 313	0.869	10.3	2.23	7.63	2.82
МД 290	0.876	8.28	2.26	8.08	2.98
МД 250	0.868	7.82	2.26	7.58	2.98
Примечание. R^2 – коэффициент детерминации; t и F – критерии Стьюдента и Фишера					

При соблюдении правил моделирования тепловых процессов, изложенных в работе [8], полученные закономерности могут быть использованы при расчете устройств охлаждения данного типа для других конструкций вентиляторов.

Исследованные устройства не являются геометрически подобными между собой, поэтому численный коэффициент в приведенных зависимостях является величиной, зависящей от соотношения диаметра вала вентилятора и внешнего диаметра устройства (d/D).

Для удобства пользования полученными экспериментальными данными предложено обобщить зависимости (4.23) ÷ (4.25):

$$Nu_{\alpha} = C_{мд} \cdot \mathrm{Re}^{0.8}, \qquad (4.26)$$

где $C_{мд}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношения диаметров вала и внешнего диаметра устройства $d_{вал}/D_y$ рассматриваемых устройств и описываемый в исследованном диапазоне изменения параметров уравнением

$$C_{мд} = -0.4675 + 2.3074 \cdot \frac{d_{вал}}{D_y} - 2.5561 \cdot \left(\frac{d_{вал}}{D_y}\right)^2 \qquad (4.27)$$

Уравнение (4.27) справедливо в исследованном диапазоне изменения $0.351 \le d_{вал}/D_y \le 0.44$. Погрешность результатов, полученных по зависимости (4.26) составляет ±7%.

На рисунке 4.2.4.3 представлены результаты обработки полученных экспериментальных данных в виде зависимости среднего по поверхности устройства охлаждения коэффициента теплоотдачи от частоты вращения вала вентилятора для всех трёх представленных типоразмеров.

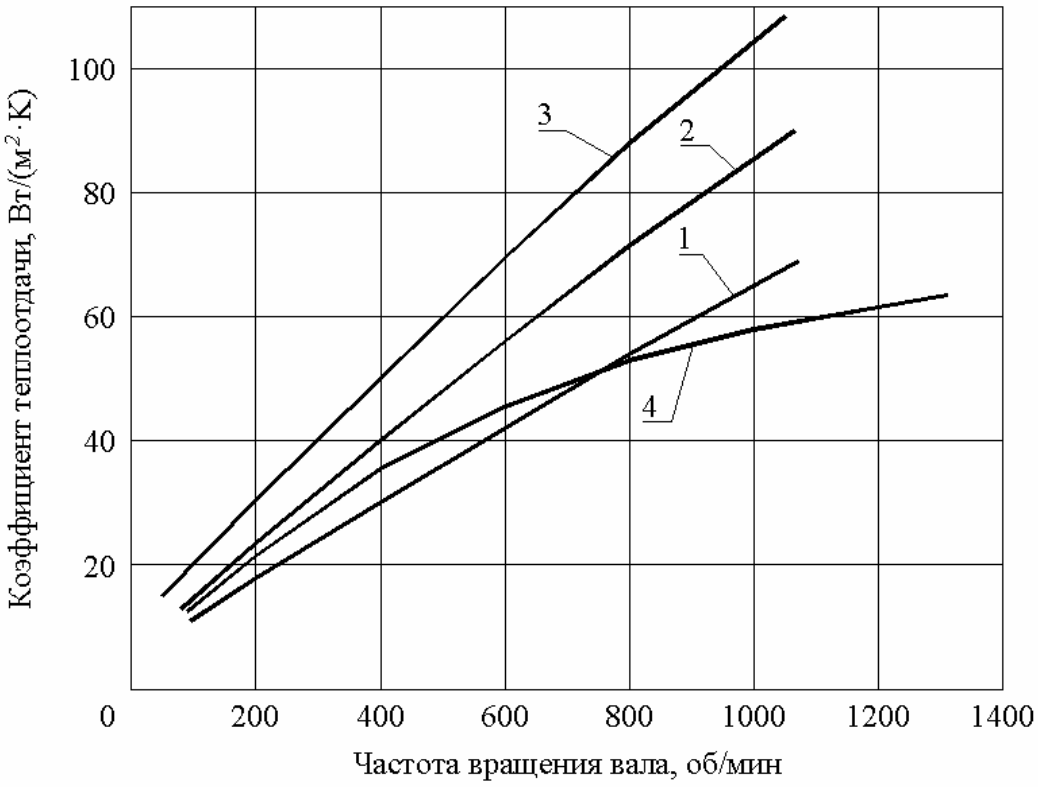

Рисунок 4.2.4.3 - Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи по поверхности устройств охлаждения многодискового типа от частоты вращения вала печного вентилятора.
1 – МД 313; 2 – МД 290; 3 – МД 250; 4 – вал не оборудован устройством охлаждения.

Исследованные устройства охлаждения могут эксплуатироваться на том или ином печном вентиляторе в широком диапазоне изменения частот вращения вала. Наиболее существенное отличие теплообменных свойств между многодисковыми устройствами с различным внешним диаметром наблюдается при значительных частотах вращения вала, например 1000 об/мин.

Так, уменьшение внешнего диаметра устройства приводит к существенному повышению величины среднего коэффициента теплоотдачи.

При частоте вращения вала 1000 об/мин для устройства МД 313 коэффициент теплоотдачи составляет 64 Вт/(м$^2\cdot$°С), а для МД 250, соответственно, 107 Вт/(м$^2\cdot$°С), то есть увеличивается в 1.7 раза.

Это обстоятельство связано со следующим явлением. Конструкция каждого из рассматриваемых устройств представляет собой с точки зрения аэродинамики систему из пяти параллельно установленных рабочих колес вентиляторов с радиальными лопатками. При вращении этих колес под воздействием разрежения, создаваемого лопатками, наружный воздух, проходя через систему боковых отверстий, формируется в виде двух течений, направленных навстречу от крайних междисковых пространств к центральным. В устройстве МД 313 разряжение велико, а площадь входных отверстий недостаточна для равномерного заполнения воздухом всех пяти междисковых пространств. Вследствие этого, скорость обдувки воздухом центральных дисков меньше, чем крайних, что и является причиной относительного снижения среднего коэффициента теплоотдачи. В ходе исследований устройств МД 290 и МД 250 оказалось, что равномерность заполнения междискового пространства потоком воздуха по сравнению с МД 313 в сопоставимых условиях улучшилось, а величина среднего коэффициента теплоотдачи, соответственно, увеличилась. Возможность повышения равномерности обдувки воздухом поверхности дисков в устройстве МД 313 за счет увеличения размеров входных отверстий ограничено в связи с риском уменьшения отвода тепла теплопроводностью от вала вентилятора из-за снижения площади поперечного сечения материала диска в районе цилиндрической поверхности, проходящей через их оси.

Для сравнения, на рисунке 4.2.4.3 представлена полученная в ходе исследований, кривая 4 изменения среднего коэффициента теплоотдачи от боковой поверхности вала, не оборудованного устройством охлаждения. Из рассмотрения зависимостей следует, что в пределах изменения частоты вращения вала от 100 до 600 об/мин интенсивность теплообмена в расчете на единицу площади во всех случаях увеличивается примерно в одном темпе. При частоте вращения более 600 об/мин в отличие от разработанных устройств прирост

коэффициента теплоотдачи от поверхности необорудованного вала существенно снижается, что объясняется по-видимому нарастанием пограничного воздушного слоя вокруг его образующей, препятствующего теплообмену с окружающей средой.

Зависимость коэффициента теплопередачи k_y от частоты вращения вала приведены на рисунке 4.2.4.4.

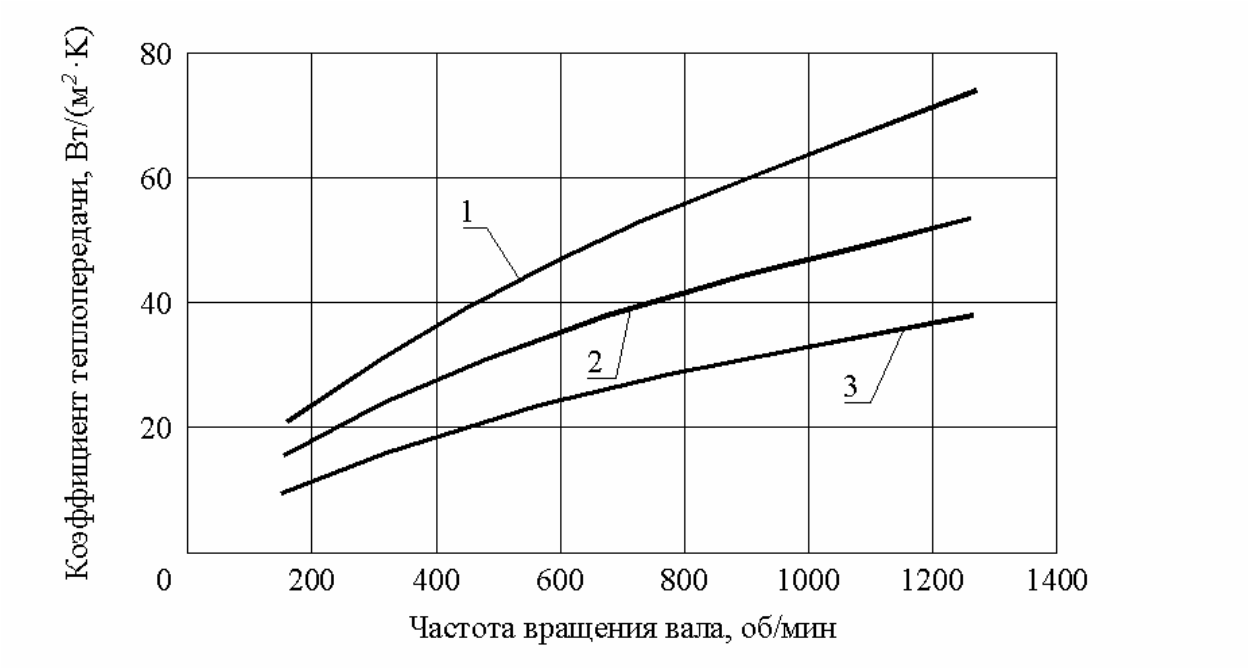

Рисунок 4.2.4.4 - Зависимость коэффициента теплопередачи устройств многодискового типа от частоты вращения вала печного вентилятора.
1 – МД 250; 2 – МД 290; 3 – МД 313.

Величина k_y оказалась меньше среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности охлаждающего устройства α, рисунок 4.2.4.3, в 1.5 ÷ 2.0 раза, так как k_y учитывает участок передачи тепла теплопроводностью через внутреннее сечение этого устройства.

4.2.5. Сравнительный анализ тепловой эффективности устройств воздушного охлаждения различных типов, изготовленных из различных материалов

Результаты, полученные в ходе экспериментальных исследований, позволили провести сравнительный анализ тепловой эффективности предложенных конструкций устройств воздушного охлаждения вращающегося вала печного вентилятора, выполненных из различных материалов.

При проведении работ на экспериментальной установке были исследованы однодисковые (ОД), многодисковые (МД) и стержневые (СТ) устройства охлаждения с различными внешними диаметрами, таблицы 4.2.2.1, 4.2.3.1 и 4.2.4.1. Размер внешних диаметров устройств был ограничен техническими возможностями изготовления и конструктивными особенностями этих устройств при монтаже на экспериментальную установку.

Для проведения сравнительного анализа тепловой эффективности устройств различных типов в качестве основного параметра, определяющего значение числа Re, был выбран размер внешнего диаметра, равный 260 мм.

Тепловую эффективность того или иного устройства оценивали по зависимости величин коэффициентов теплопередачи от частоты вращения вала вентилятора. Значение коэффициента теплопередачи для той или иной частоты вращения вала определялось по зависимостям (4.10), (4.11) и (4.12). При расчете коэффициентов теплопередачи для ОД 260 использовались коэффициенты теплоотдачи от поверхности этого устройства в окружающую среду, полученные в ходе эксперимента. Коэффициенты теплоотдачи для СТ 260 и МД 260 рассчитывались по зависимостям (4.22) и (4.25) с учетом того, что одинаковое соотношение диаметров для этих устройств $d_{вал}/D_y$ = 0.42 находятся в исследованном диапазоне изменения параметров.

На рисунке 4.2.5.1 приведены зависимости величины коэффициента теплопередачи устройств охлаждения различных типов от частоты вращения вала вентилятора. Все устройства изготовлены из стали 45.

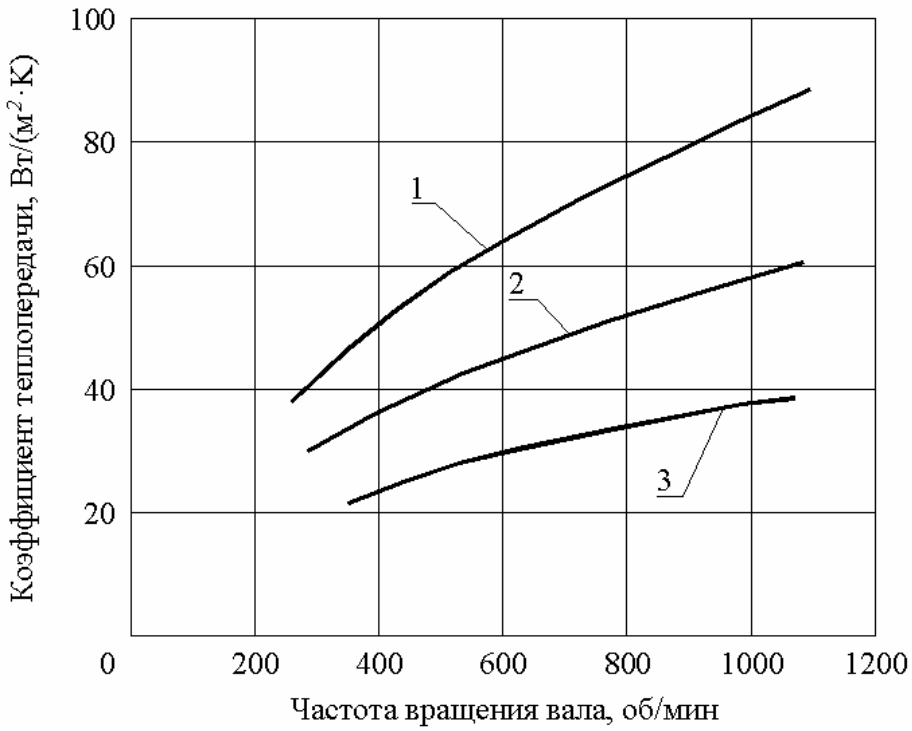

Рисунок 4.2.5.1 - Зависимость коэффициентов теплопередачи от частоты вращения вала для устройств охлаждения различных типов, выполненных из стали 45.
1 – СТ 260; 2 – МД 260; 3 – ОД 260.

Величина коэффициента теплопередачи зависит от частоты вращения вала. Так, при увеличении частоты вращения с 400 до 1000 об/мин, коэффициент теплопередачи, например, для СТ 260 увеличивается с 50 до 85 Вт/(м^2·°С), то есть в 1.7 раза. Наибольший коэффициент теплопередачи наблюдается у устройства охлаждения стержневого типа, а наименьший у однодискового. При частоте вращения вала 1000 об/мин коэффициент теплопередачи у СТ 260 составляет 85 Вт/(м^2·°С), у МД 260 соответственно 60 Вт/(м^2·°С), а у ОД 260 всего лишь 39 Вт/(м^2·°С).

Преимущественно поперечное обтекание потоком воздуха вращающихся стержней в СТ 260 способствует интенсификации внешнего теплообмена – теплоотдачи от их поверхности в окружающую среду.

Вращение диска в спокойном воздухе, характерное для ОД 260, приводит по-видимому к возникновению пограничного слоя, препятствующего росту коэффициента теплоотдачи.

Использование в многодисковых устройствах конструктивных особенностей, например, радиальных лопаток, позволяет принудительно прокачивать воздух в междисковом пространстве, увеличивая средний коэффициент теплоотдачи по сравнению с ОД 260 в 1.5 раза.

На рисунке 4.2.5.2 и рисунке 4.2.5.3 приведены зависимости коэффициентов теплопередачи устройств охлаждения исследованных типов с внешним диаметром 260 мм от частоты вращения вала печного вентилятора, изготовленных из алюминия и меди.

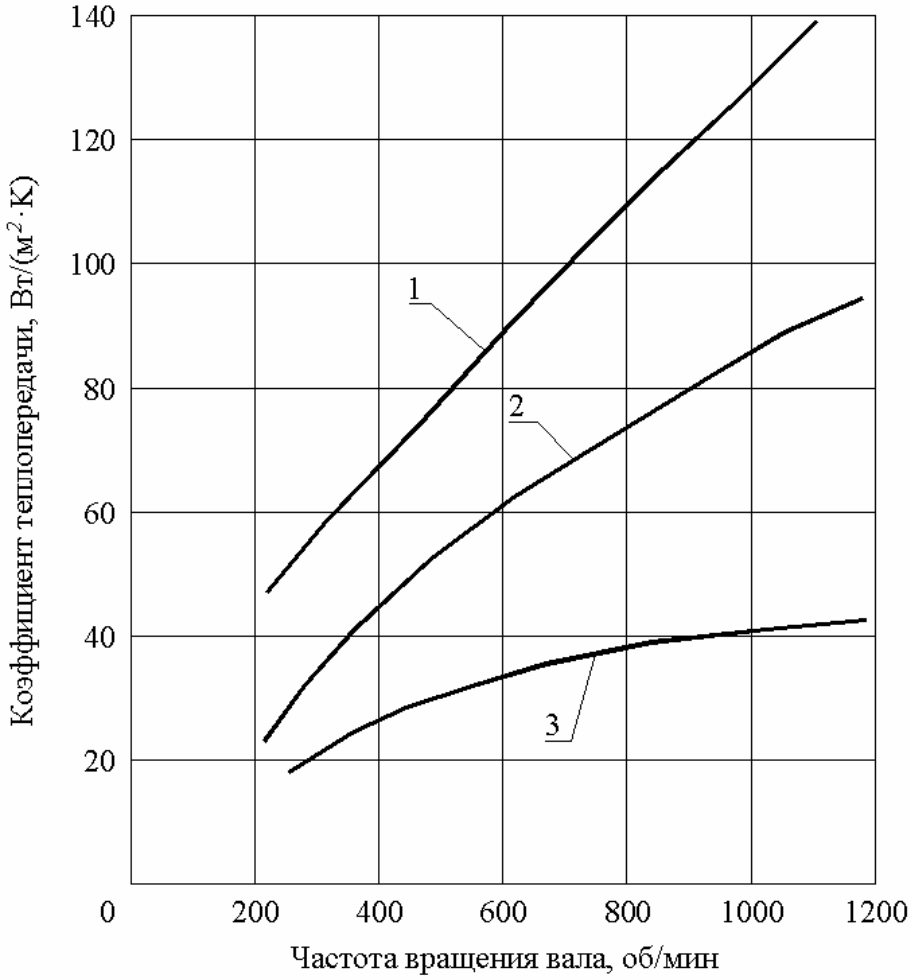

Рисунок 4.2.5.2 - Зависимость коэффициентов теплопередачи от частоты вращения вала для устройств охлаждения различных типов, выполненных из алюминия.
1 – СТ 260; 2 – МД 260; 3 – ОД 260.

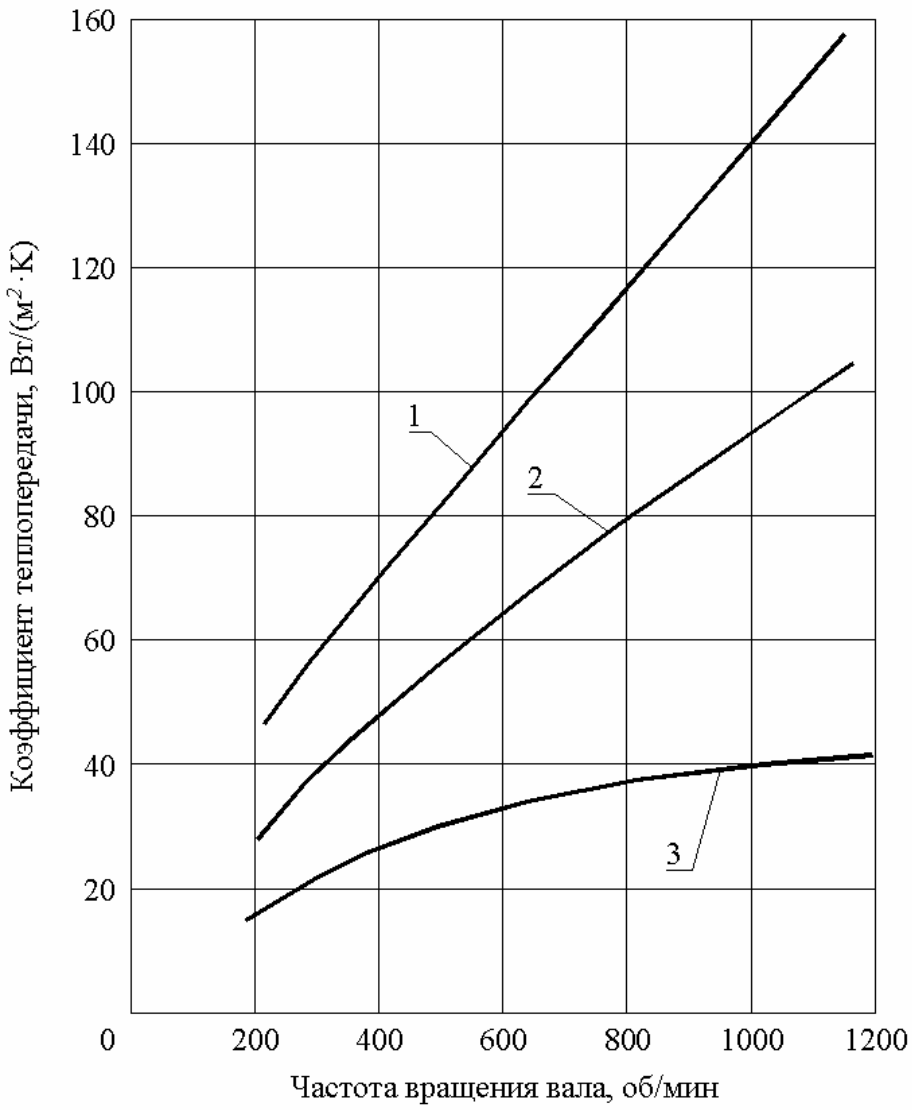

Рисунок 4.2.5.3 - Зависимость коэффициентов теплопередачи от частоты вращения вала для устройств охлаждения различных типов, выполненных из меди.
1 – СТ 260; 2 – МД 260; 3 – ОД 260.

Использование материалов с высокими теплопроводящими свойствами влияют на увеличение коэффициента теплопередачи за счет интенсификации переноса тепла теплопроводностью от вала к поверхности устройств.

Так, при частоте вращения вала 1000 об/мин применение алюминия по сравнению со сталью 45 у СТ 260 коэффициент теплопередачи увеличивается с 85 до 130 Вт/(м^2·°С), а использование меди, соответственно, до 140 Вт/(м^2·°С), то есть в 1.5 и 1.65 раз соответственно. Использование меди вместо алюминия приводит к увеличению коэффициента теплопередачи в этом случае

незначительно всего на 7.7%. Такой же эффект наблюдается и у устройства охлаждения типа МД 260.

В случае использования для изготовления ОД 260 меди или алюминия не приводит к какому-либо существенному изменению коэффициента теплопередачи. Это явление связано с тем, что лимитирующим участком теплопереноса в этом случае является теплоотдача в окружающую среду от поверхности диска, а не теплопроводность через его внутреннее сечение.

Выводы

1. Проведены экспериментальные исследования и получены безразмерные зависимости конвективного теплообмена от поверхности вращающегося вала печного вентилятора в окружающую среду, необорудованного устройством воздушного охлаждения.

Проведено сравнение величин коэффициентов теплоотдачи от поверхности вращающегося вала и одиночного неподвижного цилиндра при обтекании его воздухом в поперечном направлении в сопоставимых условиях. Показано, что интенсивность теплообмена в первом случае на 40 – 50 % больше, чем во втором.

2. В результате экспериментов получена безразмерная зависимость конвективного теплообмена между окружающей средой и поверхностью устройств воздушного охлаждения однодискового типа, справедливая для всех трех исследованных типоразмеров. Увеличение диаметра диска на 35 % приводит к повышению среднего коэффициента теплоотдачи лишь на 5 – 7 %, в то время как изменение частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин способствует интенсификации теплообмена в 2.8 ÷ 3.0 раза. В ходе обработки полученных данных найдены коэффициенты теплопередачи от поверхности вращающего вала через внутреннее сечение устройства охлаждения в окружающую среду.

Показано, что наименьшие коэффициенты теплопередачи наблюдаются у однодискового устройства с наибольшим внешним диаметром, обладающим более значительным тепловым сопротивлением, возникающим при

распространении тепла теплопроводностью внутри диска в радиальном направлении.

3. В ходе исследований и обработки полученных данных получены зависимости конвективного теплообмена для устройств воздушного охлаждения стержневого типа трех типоразмеров. Наименьший усредненный коэффициент теплоотдачи от поверхности оказался у устройства с наибольшим внешним диаметром СТ 346, где имеет место неравномерная обдувка поверхности стержней, расположенных во внутренних и наружных рядах.

Наибольшая интенсивность теплообмена в сопоставимых условиях наблюдается у СТ 286, где наиболее оптимально сочетаются равномерность заполнения межстержневого объема устройства и высокая средняя скорость их обдувки.

Уменьшение интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ 220 в сопоставимых условиях приводит к снижению среднего коэффициента теплоотдачи на 15 – 20 % по сравнению с остальными устройствами охлаждения.

Получены коэффициенты теплопередачи от поверхности нагретого вала к окружающей среде через внутренне сечение стержневых устройств охлаждения. Показано, что наибольшее значение коэффициента теплопередачи в сопоставимых условиях наблюдается у устройства с коротким стержнями, где имеет место наименьшее тепловое сопротивление при распространении тепла теплопроводностью по их длине.

4. Проведены работы по определению эффективности тепловой работы устройств воздушного охлаждения вентиляторов многодискового типа трех типоразмеров. Результаты экспериментальных исследований представлены в виде безразмерных зависимостей. Полученные данные свидетельствуют о значимости коэффициента детерминации и адекватности полученных уравнений регрессии.

Как и в случае с устройствами стержневого типа, заполняемость потоком воздуха внутреннего объема многодисковых устройств с внешними диаметрами от 290 мм до 313 мм (МД 290 и МД 313) происходит неравномерно. В результате этого при вращении рассматриваемых многодисковых устройств скорость

обдувки воздухом центральных дисков меньше, чем крайних, что и является причиной снижения среднего коэффициента теплоотдачи в 1.5 – 1.7 раза относительно многодискового устройства с наименьшим диаметром 250 мм (МД 250). В результате обработки опытных данных получены значения коэффициентов теплопередачи от поверхности вращающегося вала в окружающую среду через сечение исследуемых устройств. Показано, что с увеличением частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин коэффициент теплопередачи у всех исследованных многодисковых устройств возрастает в 2.8 - 3.8 раза. Наибольший коэффициент теплопередачи в сопоставимых условиях оказался у МД 250 с наименьшим диаметром, обладающим наименьшим тепловым сопротивлением при передаче тепла теплопроводностью в радиальном направлении через внутренне сечение этого устройства.

5. Проведен сравнительный анализ эффективности охлаждения вала печного вентилятора с помощью предложенных конструкций, трех типов с одинаковым внешним диаметром, равным 260 мм: однодискового ОД 260, стержневого СТ 260 и многодискового МД 260. Наибольший коэффициент теплопередачи наблюдается у СТ 260, а наименьший у ОД 260. Так, в сопоставимых условиях коэффициент теплопередачи оказался больше у СТ 260, чем у ОД 260 в 2.2 раза, а у МД 260, соответственно, в 1.5 раза. Использование материалов с высокими коэффициентами теплопроводности влияют в сторону увеличения коэффициента теплопередачи всех типов устройств охлаждения. Использование алюминия или меди вместо стали 45 приводит к увеличению коэффициентов теплопередачи у СТ 260 в 1.5 и в 1.65 раза соответственно. Применительно к МД 260 коэффициент теплопередачи при использовании алюминия и меди вместо стали 45 повышается соответственно в 1.4 и 1.6 раза.

Использование для изготовления ОД 260 алюминия или меди вместо стали 45 способствует лишь незначительному повышению на 3 – 5 % коэффициента теплопередачи, так как в этом случае лимитирующим участком теплопереноса является теплоотдача от поверхности диска в окружающую среду.

Таким образом, при переносе тепла от поверхности нагретого вала в окружающую среду наиболее эффективными оказались в сопоставимых условиях устройства стержневого и многодискового типов, коэффициенты теплопередачи которых оказались больше, чем у однодисковых устройств, соответственно, в 2.2 и 1.5 раза.

5. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ПЕЧЕЙ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ

5.1. Методика расчета теплового режима ходовой части печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения вращающегося вала

В ходе проведения работ на экспериментальной установке были исследованы различные конструкции охлаждающих устройств и проанализирована их тепловая эффективность. Знание полученных закономерностей, однако, недостаточно для расчета теплового состояния вращающегося вала по его длине. Для определения режимов работы ходовой части, рисунок 5.1.1, была разработана методика для расчета тепловых потоков и распределения температур по длине вала высокотемпературного вентилятора при стационарном, установившемся тепловом режиме. Расчет представляет собой численную зонную двухмерную методику, основанную на решении уравнений баланса тепловых потоков, составленных для каждой из расчетных зон (участков) при условии теплообмена их с соседними. Таким образом, вал вентилятора с сопряженными с ним другими элементами и узлами делится на интересующие нас тепловые участки, которые обмениваются теплом между собой и окружающей средой.

При разработке методики были сделаны следующие допущения:

- тепловой поток, распространяющийся за счет теплопроводности вдоль вала, пропорционален разности средних температур соседних участков и обратно пропорционален расстоянию между серединами соседних расчетных участков;
- расчетные участки, сопряженные с валом, обмениваются теплом за счет теплопроводности в направлении, перпендикулярном оси вращения вала;

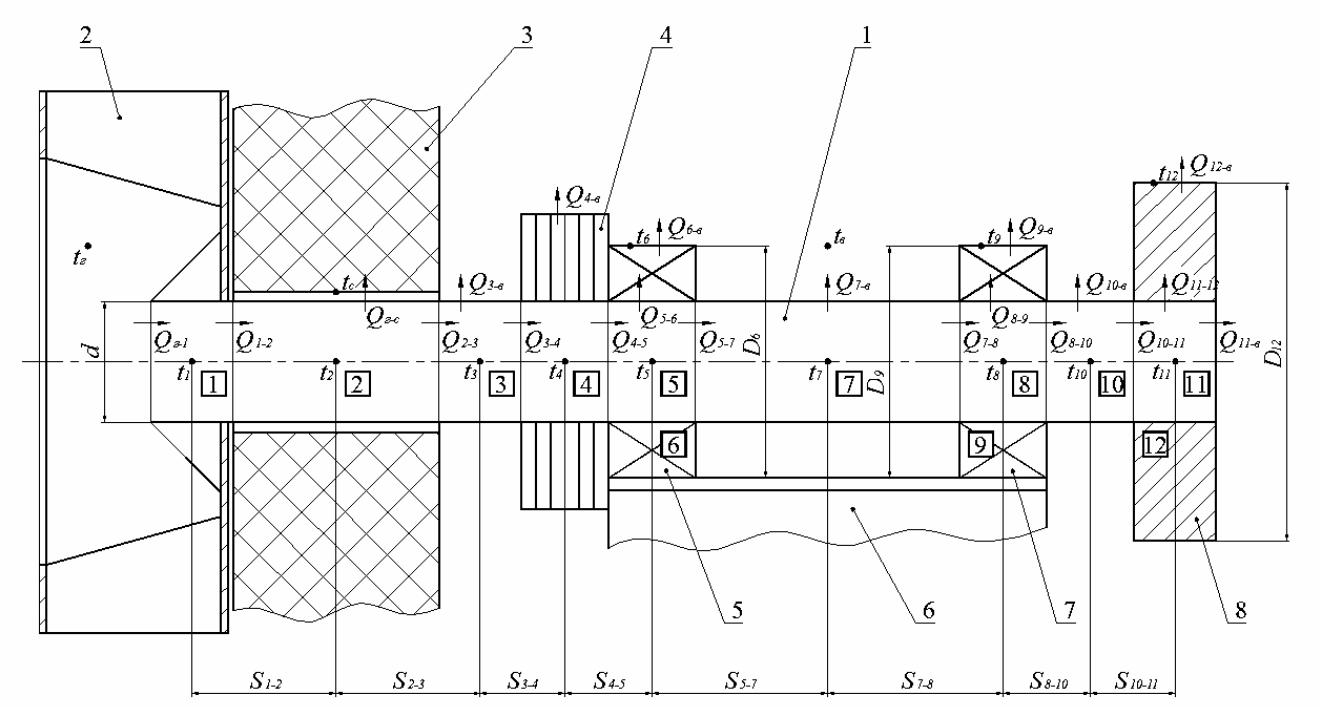

Рисунок 5.1.1 - Схема расчета теплообмена ходовой части высокотемпературного вентилятора.
1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – теплоизоляция; 4 – устройство охлаждения; 5 – передний подшипник; 6 – рама; 7 – задний подшипник; 8 – полумуфта (шкив).

- наружные поверхности участков обмениваются с окружающей средой конвекцией.

Размеры расчетных участков в предложенной методике назначаются произвольно в соответствии с необходимостью определения и уточнения тепловых параметров в интересующем месте конструкции. Количество расчетных участков не ограничено, что позволяет с достаточной степенью точности описать процесс теплообмена в практически любых известных конструкциях высокотемпературных вентиляторов такого типа.

Ходовая часть вентилятора разбита на следующие расчетные участки:

- 1 – участок вала под ступицей рабочего колеса;
- 2 – участок вала в районе теплоизолирующей стенки;
- 3, 7 и 10 – открытые участки вала;
- 4 – участок вала, охваченный устройством воздушного охлаждения;
- 5 и 8 – участки вала под подшипниками;
- 6 и 9 – корпусы подшипников;

- 11 – участок вала под полумуфтой (шкивом);
- 12 – корпус полумуфты или шкива.

Система уравнений, описывающая тепловое состояние вала с сопряженными с ним деталями в установившемся режиме на различных участках, имеет вид:

$$\begin{cases} Q_{г-1} = \alpha_{г-1} \cdot F_{г-1} \cdot (t_г - t_1) \\ Q_{1-2} = \dfrac{\lambda_м}{S_{1-2}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_1 - t_2) \\ Q_{г-1} = Q_{1-2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{2-c} = k_{2-c} \cdot F_{2-c} \cdot (t_2 - t_c) \\ Q_{2-3} = \dfrac{\lambda_м}{S_{2-3}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_2 - t_3) \\ Q_{1-2} = Q_{2-3} + Q_{2-c} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{3-в} = \alpha_{3-в} \cdot F_{3-в} \cdot (t_3 - t_в) \\ Q_{3-4} = \dfrac{\lambda_м}{S_{3-4}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_3 - t_4) \\ Q_{2-3} = Q_{3-4} + Q_{3-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{4-в} = k_{4-в} \cdot F_{4-в} \cdot (t_4 - t_в) \\ Q_{4-5} = \dfrac{\lambda_м}{S_{4-5}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_4 - t_5) \\ Q_{3-4} = Q_{4-5} + Q_{4-в} \end{cases} \qquad (5.1)$$

$$\begin{cases} Q_{5-6} = \dfrac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_п \cdot l_{5-6}}{\ln \dfrac{D_6}{d}} \cdot (t_5 - t_6) \\ Q_{5-7} = \dfrac{\lambda_м}{S_{5-7}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_5 - t_7) \\ Q_{4-5} = Q_{5-6} + Q_{5-7} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{6-в} = \alpha_{6-в} \cdot F_{6-в} \cdot (t_6 - t_в) \\ Q_{5-6} = Q_{6-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{7-8} = \dfrac{\lambda_м}{S_{7-8}} \cdot F_{7-8} \cdot (t_7 - t_8) \\ Q_{7-8} = \alpha_{7-в} \cdot F_{7-в} \cdot (t_7 - t_в) \\ Q_{5-7} = Q_{7-8} + Q_{7-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{8-9} = \dfrac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_п \cdot l_{8-9}}{\ln \dfrac{D_9}{d}} \cdot (t_8 - t_9) \\ Q_{8-10} = \dfrac{\lambda_м}{S_{8-10}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_8 - t_{10}) \\ Q_{7-8} = Q_{8-9} + Q_{8-10} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{9-в} = \alpha_{9-в} \cdot F_{9-в} \cdot \left(t_9 - t_в\right) \\ Q_{8-9} = Q_{9-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{10-11} = \dfrac{\lambda_м}{S_{10-11}} \cdot \dfrac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (t_{10} - t_{11}) \\ Q_{10-в} = \alpha_{10-в} \cdot F_{10-в} \cdot (t_{10} - t_в) \\ Q_{8-10} = Q_{10-11} + Q_{10-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{11-12} = \dfrac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_ш \cdot l_{11-12}}{\ln \dfrac{D_{12}}{d}} \cdot (t_{11} - t_{12}) \\ Q_{11-в} = \alpha_{11-в} \cdot F_{11-в} \cdot (t_{11} - t_в) \\ Q_{10-11} = Q_{11-12} + Q_{11-в} \end{cases}$$

$$\begin{cases} Q_{12-в} = \alpha_{12-в} \cdot F_{12-в} \cdot (t_{12} - t_в) \\ Q_{11-12} = Q_{12-в} \end{cases}$$

где $Q_{г-1}$ – тепловой поток, передаваемый от печной газовой среды на вал вентилятора, Вт;

Q_{1-2}, Q_{2-3}, …, Q_{11-12} – тепловые потоки, передаваемые от предыдущих расчетных участков вала к последующим, Вт;

$Q_{2\text{-}c}$ – тепловой поток от вала на теплоизолирующую стенку, Вт;

$Q_{3\text{-}в}$, $Q_{4\text{-}в}$, ..., $Q_{12\text{-}в}$ – тепловые потоки, рассеивающиеся в окружающую среду от соответствующих участков, Вт;

$\alpha_{г\text{-}1}$ – коэффициент теплоотдачи от печной газовой среды к поверхности вала соответствующего участка, Вт/(м$^2\cdot$°С);

$\alpha_{3\text{-}в}$, $\alpha_{4\text{-}в}$, $\alpha_{6\text{-}в}$, ..., $\alpha_{12\text{-}в}$ – коэффициенты теплоотдачи от соответствующих участков в окружающую среду, Вт/(м$^2\cdot$°С);

$k_{2\text{-}c}$ – коэффициент теплопередачи от расчетного участка 2 к теплоизоляции через газовую прослойку между поверхностями вала и теплоизолирующей стенки, Вт/(м$^2\cdot$°С);

$k_{4\text{-}в}$ – коэффициент теплопередачи от поверхности вала в окружающую среду через устройство охлаждения, определяемый по результатам экспериментальных исследований, Вт/(м$^2\cdot$°С);

$\lambda_м$ – коэффициент теплопроводности материала вала, Вт/(м$\cdot$°С);

$\lambda_п$ – коэффициент теплопроводности материала корпуса подшипника, Вт/(м$\cdot$°С);

$\lambda_ш$ – коэффициент теплопроводности материала полумуфты или шкива, Вт/(м$\cdot$°С);

$S_{1\text{-}2}$, $S_{2\text{-}3}$, ..., $S_{10\text{-}11}$ – расстояние между серединами соседних расчетных участков, м;

$F_{г\text{-}1}$, $F_{2\text{-}c}$, $F_{3\text{-}в}$, ..., $F_{12\text{-}в}$ – теплообменные площади соответствующих расчетных участков, м^2;

$F_{4\text{-}в}$ – теплообменная площадь охлаждающего устройства, м^2;

d – диаметр вала, м;

D_6 и D_9 – диаметры корпусов подшипников, м;

D_{12} – диаметр полумуфты или шкива, м.

В результате решения системы из 33 линейных уравнений (5.1) определяются все тепловые потоки и распределение температур вдоль вала вентилятора. Система уравнений была решена методом Гаусса и оформлена в виде программного продукта, удобного для использования потребителями.

5.2. Исследование тепловых режимов ходовой части работы печного вентилятора существующей конструкции без применения устройств охлаждения вала применительно к печам с циркуляцией газовой среды

В металлургических печах с преимущественно конвективным теплообменом диапазон температур перемещаемого газа с помощью вентилятора с большинстве случаев составляет 200-700 ˚С.

На основании предложенной методики были проведены расчеты тепловых режимов ходовой части на примере печного вентилятора Ц9 – 55 № 10 [77], который наиболее часто применяется в конвективных печах для нагрева изделий с температурой до 700 ˚С.

Схема ходовой части этого вентилятора, представленная в виде расчетных участков, а также распределение температуры по длине вала и сопряженных с ним деталей приведена на рисунке 5.2.1. Расчет проведен при следующих условиях работы вентилятора:

– производительность, $м^3/ч$ 36000;

– общая длина вала, мм 1500;

– длина участка вала от наружной стенки печи до первого подшипника, мм 100;

– диаметр вала, мм 110;

– устройство охлаждения на валу отсутствует

– материал вала сталь 45;

– температура окружающей среды, ˚С 25;

– температура перекачиваемого печного газа, ˚С 500; 600; 700.

Принятые на рисунке обозначения:

1 – место на валу для установки в дальнейшем устройств охлаждения;

2 – ступица рабочего колеса;

3 – теплоизолирующая стенка;

4 – корпус подшипника;

5 – соединительная муфта;

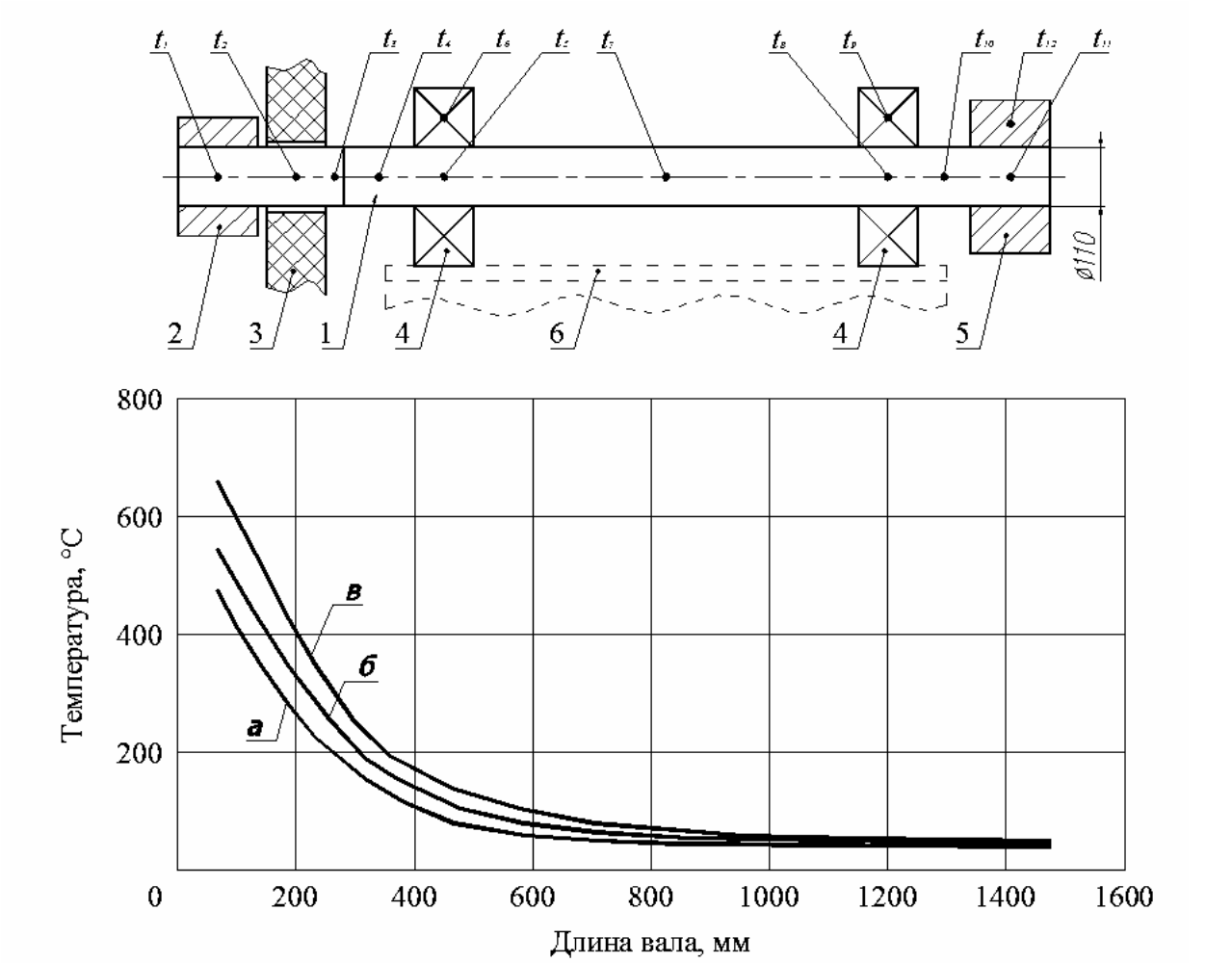

Рисунок 5.2.1 - Распределение температуры по длине вала печного вентилятора типа Ц9 – 55 № 10 без применения устройств охлаждения.

6 – рама;

t_1; t_2; t_3 ... t_{12} – температура вала и сопряженных с ним деталей в указанных точках;

распределение температур по длине вала соответствуют температуре перекачиваемого газа в печи, рисунок 5.2.1, кривые:

а - 500 ˚С;

б - 600 ˚С;

в - 700 ˚С.

Численные значения температуры вала в установившемся режиме при 400 об/мин приведены в таблице 5.2.1, а распределение тепловых потоков представлено в таблице 5.2.2.

Таблица 5.2.1- Температура вала в установившемся режиме при 400 об/мин.

Распределение температур на ходовой части вентилятора,˚С	**Обозначение ***	Температура газа в печи, ˚С		
		500	**600**	**700**
Температура ступицы рабочего колеса	t_1	449.5	549.2	651.7
Температура вала в районе теплоизолирующей стенки (пробки)	t_2	289.6	351.1	415.2
Температура вала на выходе из теплоизолирующей стенки	t_3	210.4	253.5	298.4
Температура вала на участке, выделенном под установку устройства охлаждения (в данном случае устройство отсутствует)	t_4	138.4	164.8	198.4
Температура вала под первым подшипником	t_5	102.0	120.8	138.6
Температура корпуса первого подшипника	t_6	98.1	115.1	132.9
Температура вала между первым и вторым подшипниками	t_7	32.9	34.7	36.6
Температура вала под вторым подшипником	t_8	27.6	28.2	28.9
Температура корпуса второго подшипника	t_9	27.5	28.0	28.6
Температура вала между вторым подшипником и муфтой	t_{10}	27.0	27.5	27.9
Температура вала под муфтой	t_{11}	26.9	27.3	27.8
Температура корпуса муфты	t_{12}	26.9	27.3	27.8

* *Обозначения, принятые в таблице 5.2.1 соответствуют рисунку 5.1.1.*

Таблица 5.2.2 - Распределение тепловых потоков.

Распределение тепловых потоков ходовой части вентилятора, Вт	**Обозна-чение ***	Температура газа в печи, ˚С		
		500	**600**	**700**
Тепловой поток от перекачиваемого в печи газа к ступице рабочего колеса (участок № 1)	$Q_{г\text{-}1}$ $Q_{1\text{-}2}$	409.8	507.7	606.2
Тепловой поток от вала к теплоизолирующей стенке (участок № 2)	$Q_{2\text{-}с}$	4.0	7.6	7.9
Тепловой поток вдоль вала от участка № 2 к № 3	$Q_{2\text{-}3}$	405.8	500.1	598.3
Тепловой поток от вала (участок № 3) в окружающую среду	$Q_{3\text{-}в}$	63.1	77.8	93.0
Тепловой поток вдоль вала от участка № 3 к № 4	$Q_{3\text{-}4}$	342.7	422.3	505.3
Тепловой поток от вала (участок № 4) в окружающую среду (место для установки охлаждающих устройств)	$Q_{4\text{-}в}$	174.3	214.8	257.0
Тепловой поток вдоль вала от участка № 4 к № 5	$Q_{4\text{-}5}$	168.4	207.5	248.3

Продолжение таблицы 5.2.2.

Тепловой поток от вала (участок № 5) через корпус подшипников (участок № 6) в окружающую среду	$Q_{5\text{-}6}$ $Q_{6\text{-}в}$	87.1	107.3	128.4
Тепловой поток вдоль вала от участка № 5 к № 7	$Q_{5\text{-}7}$	81.3	100.2	119.9
Тепловой поток от вала (участок № 7) в окружающую среду	$Q_{7\text{-}в}$	76.2	93.9	112.4
Тепловой поток вдоль вала от участка № 7 к № 8	$Q_{7\text{-}8}$	5.1	6.3	7.5
Тепловой поток от вала (участок № 8) через корпус подшипников (участок № 9) в окружающую среду	$Q_{8\text{-}9}$ $Q_{9\text{-}в}$	3.0	3.7	4.4
Тепловой поток вдоль вала от участка № 8 к № 10	$Q_{8\text{-}10}$	2.1	2.6	3.1
Тепловой поток от вала (участок № 10) в окружающую среду	$Q_{10\text{-}в}$	1.9	2.4	2.8
Тепловой поток вдоль вала от участка № 10 к № 11	$Q_{10\text{-}11}$	0.2	0.2	0.3
Тепловой поток от вала (участок № 11) в окружающую среду	$Q_{11\text{-}в}$	0.1	0.1	0.2
Тепловой поток от вала (участок № 11) через корпус муфты (участок № 12) в окружающую среду	$Q_{11\text{-}12}$ $Q_{12\text{-}в}$	0.1	0.1	0.1

* *Обозначения, принятые в таблице 5.2.2 соответствуют рисунку 5.1.1.*

Расчет теплового состояния вентилятора проведен для наихудших условий, когда температура в печи достигает максимальных значений для данного типа печи, и небольшой частоте вращения - 400 об/мин, когда интенсивность охлаждения вала относительно невелика.

Из анализа полученных данных следует, что на участке от ступицы до первого подшипника происходит наиболее интенсивное снижение температуры вала. Далее, от первого подшипника до муфты температура вала относительно невелика и уменьшается практически до температуры окружающей среды.

Распределение температуры по длине вала существенно зависит от температуры перекачиваемой печной среды. Так, температура ступицы при увеличении температуры печи с 500 до 700 ˚С возрастает соответственно с 449.5 до 651.7 ˚С.

Расчеты показывают, что температура ступицы меньше температуры перекачиваемого газа на 48 ÷ 52 ˚С, что связано с возникновением теплового равновесия между поступлением тепла на ступицу за счет обдувки ее поверхности и отвода его теплопроводностью вдоль вала.

Тепловое состояние вала в районе первого подшипника определяет его нагрев, а значит во многом и работоспособность всей ходовой части вентилятора.

При увеличении температуры газа в печи с 500 до 700 ˚С, температура вала в районе первого подшипника возрастает с 102.0 до 138.6 ˚С, что существенно превышает допустимое значение.

По многолетнему опыту эксплуатации печных вентиляторов, а также данным литературных источников [48-50,52-55,63,69] установлено, что заявленная работоспособность и ресурс работы подшипников, применяемых в промышленности для данного типа оборудования, сохраняется при их нагреве до 75 – 95 ˚С. Максимально допустимая температура нагрева подшипников, равная ~ 95 ˚С ограничивается также условиями эксплуатации стандартных уплотняющих элементов (манжет) и широко применяемыми смазочными материалами такими как Литол–24, ШРУС–4. Для низкооборотного оборудования, например, печных роликов, работающих в тяжелых температурных условиях, допустимые эксплуатационные требования определяются индивидуально.

Таким образом, расчетами установлено, при температуре газа, циркулирующего в печи 500 ˚С, 600 ˚С и 700 ˚С и частоте вращения вала 400 об/мин первый подшипник находится в перегретом состоянии (t_6 составляет соответственно 98.1 ˚С; 115.1 ˚С и 132.9 ˚С), что существенно снижает надежность работы рассматриваемого вентилятора.

Тепловой поток, ($Q_{г\text{-}2}$), поглощаемый ступицей рабочего колеса при температуре газа в печи 500 ˚С; 600 ˚С и 700 ˚С увеличивается примерно в 1.5 раза и составляет соответственно 409.8 Вт, 507.7 Вт и 606.2 Вт.

В таблице 5.2.3 приведен тепловой баланс ходовой части рассматриваемого вентилятора при температуре газа в печи 600 ˚С и частоте вращения вала 400 об/мин.

Расчет проведен для реальных условий работы конвейерных печей №4 и №5 нагрева алюминиевых заготовок под штамповку в цехе №4, корпус №6, ОАО «КУМЗ»

Из полученных данных следует, что в районе теплоизолирующей стенки отвод тепла от поверхности вала ($Q_{2\text{-}c}$) практически отсутствует и составляет по данным расчета 7.6 Вт.

Таблица 5.2.3 - Тепловой баланс ходовой части вентилятора при температуре газа в печи 600 ˚С и частоте вращения вала 400 об/мин.

Наименование тепловых потоков	**Обозначение ***	**Величина теплового потока, Вт**	**Величина теплового потока, %**
1. Приход тепла. Тепловой поток от перекачиваемого в печи газа к ступице рабочего колеса	$Q_{г\text{-}1}$ $Q_{1\text{-}2}$	507.7	100
2. Расход тепла			
2.1. Тепловой поток от вала к теплоизолирующей стенке	$Q_{2\text{-}с}$	7.6	1.50
2.2. Тепловой поток от открытого участка вала в окружающую среду	$Q_{3\text{-}в}$	77.8	15.32
2.3. Тепловой поток от участка в окружающую среду, предназначенного в дальнейшем для установки охлаждающих устройств	$Q_{4\text{-}в}$	214.8	42.31
2.4. Тепловой поток от корпуса первого подшипника	$Q_{6\text{-}в}$	107.3	21.13
2.5. Тепловой поток от вала на участке между подшипниками	$Q_{7\text{-}в}$	93.9	18.50
2.6. Тепловой поток от корпуса второго подшипника	$Q_{9\text{-}в}$	3.7	0.73
2.7. Тепловой поток от вала на участке между корпусом второго подшипника и муфтой	$Q_{10\text{-}в}$	2.4	0.47
2.8. Тепловой поток от торца вала	$Q_{11\text{-}в}$	0.1	0.02
2.9. Тепловой поток от поверхности муфты	$Q_{12\text{-}в}$	0.1	0.02
Итого:		**507.7**	**100**

* *Обозначения, принятые в таблице 5.2.3 соответствуют рисунку 5.1.1.*

На открытом участке вала, предусмотренном для установки в дальнейшем охлаждающих устройств длиной 100 мм рассеиваемый тепловой поток в окружающую среду ($Q_{4\text{-}в}$) составляет 214.8 Вт или 42.3 % от теплового потока, поглощенного ступицей рабочего колеса ($Q_{г\text{-}2}$). Остальной тепловой поток рассеивается оставшимися открытыми участками вала, муфтой и подшипниками.

Таким образом, представленные результаты расчета на примере вентилятора Ц9 – 55 № 10 показывают, что на некоторых режимах работы температура вала в районе первого подшипника оказывается выше допустимой и для её снижения необходимо применение различных приемов и методов, в том числе и использование охлаждающих устройств специального исполнения.

В главе 4.2.1 настоящей работы было экспериментально показано, что коэффициент теплоотдачи от поверхности вращающегося вала увеличивается в зависимости от повышения частоты его вращения, рисунок 4.2.1.2. Так, при температуре газа в печи 600 ˚С и температуре окружающей среды 25 ˚С, увеличение частоты вращения с 200 до 1200 об/мин приводит к снижению температуры вала с 128.2 до 98.3 ˚С, таблица 5.2.4. Необходимо отметить также, что в результате интенсификации обдувки поверхности ступицы печным газом температура ее поверхности возросла с 540 до 563 ˚С, а тепловой поток, соответственно, с 478 до 572 Вт, то есть на 22 %.

На тепловой режим ходовой части рассматриваемого вентилятора оказывает влияние и температура окружающей среды в месте его расположения.

В таблице 5.2.5 представлены результаты расчета теплового состояния вала в наиболее ответственных участках данного вентилятора при температуре окружающей среды 25 ˚С; 35 ˚С; 45 ˚С, частоте вращения вала 600 об/мин и температуре газа в печи 600 ˚С.

Из анализа полученных данных следует также, что увеличение температуры окружающей среды с 25 до 45 ˚С приводит к повышению температуры вала в районе первого подшипника с 115.6 до 132 ˚С, то есть на 16.8 ˚С. Тепловой поток, поступающий на ступицу рабочего колеса уменьшился на 3.4 % с 524.6 до 507.2 Вт.

Таким образом, существенное повышение надежности работы существующих вентиляторов возможно только при изменении конструкции их отдельных узлов и применении инновационных устройств специального исполнения.

Таблица 5.2.4 - Температуры вала и тепловые потоки при различной частоте вращения на наиболее ответственных участках вала (температура газа в печи 600 ˚С).

Наименование основных показателей	**Частота вращения вала, об/мин**					
	200	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1200**
1. Температура вала в районе ступицы, ˚С	540.0	549.2	554.9	558.2	560.3	563.0
2. Температура вала на участке, выделенном под установку устройства охлаждения, ˚С	176.4	164.8	158.7	149.7	138.4	134.5
3. Температура вала под первым подшипником, ˚С	128.2	120.8	115.6	109.4	101.6	98.9
4. Температура вала под вторым подшипником, ˚С	29.4	28.2	27.7	27.1	26.6	26.4
5. Температура вала под муфтой, ˚С	28.4	27.3	26.9	26.5	26.0	25.9
6. Тепловой поток от перекачиваемого в печи газа к ступице рабочего колеса, Вт	478.0	507.7	524.8	542.7	562.9	572.7
7. Тепловой поток от вала к теплоизолирующей стенке, Вт	8.0	7.6	7.5	6.9	6.1	5.9
8. Тепловой поток от вала в окружающую среду в районе предполагаемой установке устройства охлаждения, Вт	183.6	214.8	231.8	252.1	275.1	284.6
9. Тепловой поток от вала через корпус первого подшипника в окружающую среду, Вт	116.6	107.3	102.4	95.4	86.6	83.5
10. Тепловой поток от вала через корпус второго подшипника в окружающую среду, Вт	5.1	3.7	3.1	2.4	1.8	1.6
11. Тепловой поток от вала через корпус муфты в окружающую среду, Вт	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1

Таблица 5.2.5 - Температуры и тепловые потоки для наиболее ответственных участков вала при различной температуре окружающей среды (температура газа в печи 600 ˚С).

Наименование основных показателей	**Температура окружающей среды, ˚С**		
	25	**35**	**45**
1. Температура ступицы, ˚С	554.9	555.6	556.4
2. Температура вала на участке, выделенном под установку устройства охлаждения, ˚С	158.7	166.3	173.9
3. Температура вала под первым подшипником, ˚С	115.6	124.0	132.4
4. Температура вала под вторым подшипником, ˚С	27.7	37.7	47.6
5. Температура вала под муфтой, ˚С	26.9	36.9	46.8
6. Тепловой поток от перекачиваемого в печи газа к ступице рабочего колеса, Вт	524.8	515.9	507.2
7. Тепловой поток от вала к теплоизолирующей стенке, Вт	7.5	8.1	8.7
8. Тепловой поток от вала в окружающую среду в районе предполагаемой установке устройства охлаждения, Вт	231.8	227.7	223.5
9. Тепловой поток от вала через корпус первого подшипника в окружающую среду, Вт	102.4	100.6	98.7
10. Тепловой поток от вала через корпус второго подшипника в окружающую среду, Вт	3.1	3.0	3.0
11. Тепловой поток от вала через корпус муфты в окружающую среду, Вт	0.1	0.1	0.1

5.3. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала однодискового типа

В главе 4.2.2 были представлены результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в однодисковых устройствах воздушного охлаждения трех типоразмеров ОД 296; ОД 260 и ОД 220.

На основе полученных данных рассмотрим влияние на тепловые режимы работы печного вентилятора Ц9 – 55 № 10 в случае оснащения его этими устройствами охлаждения. Расчеты проведены при работе вентилятора в режиме, который указан в главе 5.2.

На рисунке 5.3.1 приведены зависимости температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения при оснащении вентилятора устройствами охлаждения ОД 296; ОД 260 и ОД 220. Материал вала и устройств охлаждения сталь 45. Температура газа в печи 600 ˚С.

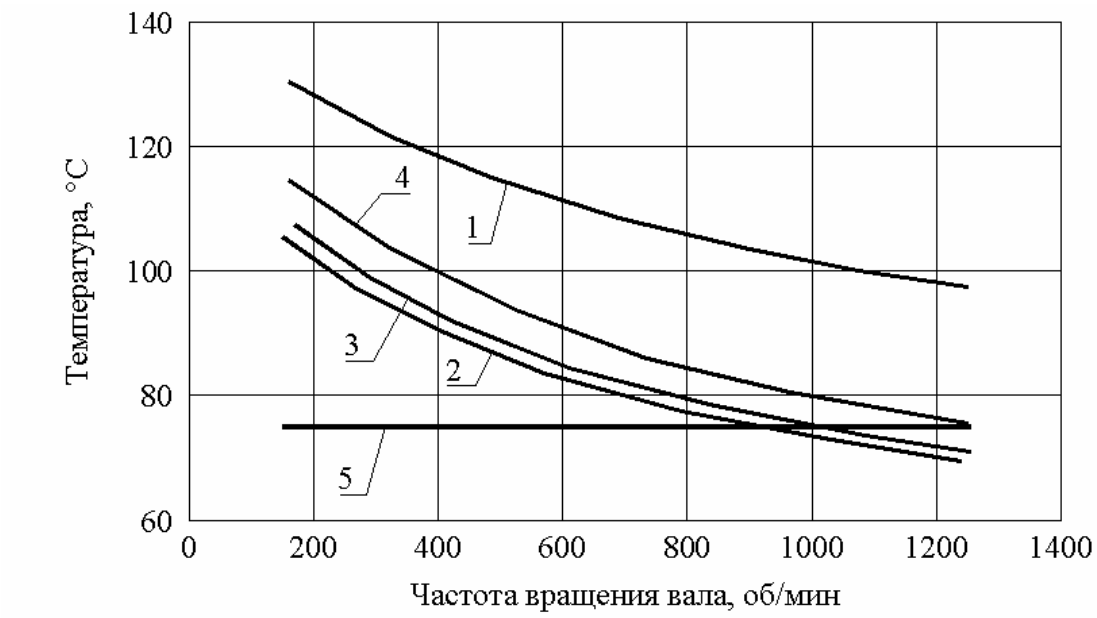

Рисунок 5.3.1 - Зависимость температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения при использовании устройств охлаждения однодискового типа.
1 – вал не оснащен устройством охлаждения. Вал оснащен: 2 – ОД 296; 3 – ОД 260; 4 – ОД 220; 5 – максимально допустимая температура вала. Материал сталь 45. Температура в печи 600 ˚С.

Из представленного материала следует, что с увеличением частоты вращения эффективность охлаждения вала возрастает. Так, температура вала в районе первого подшипника, например, для ОД 220 при частоте 200 об/мин составляет 115 ˚С, а при частоте 1200 об/мин соответственно равно 77 ˚С. Увеличение диаметра устройства охлаждения с 220 мм до 296 мм позволяет снизить указанную температуру вала при 600 об/мин с 90 до 82 ˚С, то есть на 10 %.

По сравнению с валом, неоснащенным устройством охлаждения, применение, например, ОД 296 позволяет снизить температуру в районе первого подшипника при 600 об/мин на 34 ˚С со 116 до 82 ˚С.

Расчеты также показывают, что применение ОД 260 и ОД 296 позволяют обеспечивать допустимый тепловой режим при частоте вращения вала более 1000

об/мин. При снижении указанного числа оборотов наблюдается перегрев вала в районе первого подшипника.

Использование ОД 220 не позволяет получить удовлетворительный температурный режим во всем рассматриваемом диапазоне изменения частот вращения вала.

На рисунке 5.3.2 представлены расчетные зависимости рассеиваемого теплового потока деталями ходовой части вентилятора от частоты вращения вала при использовании однодисковых устройств охлаждения.

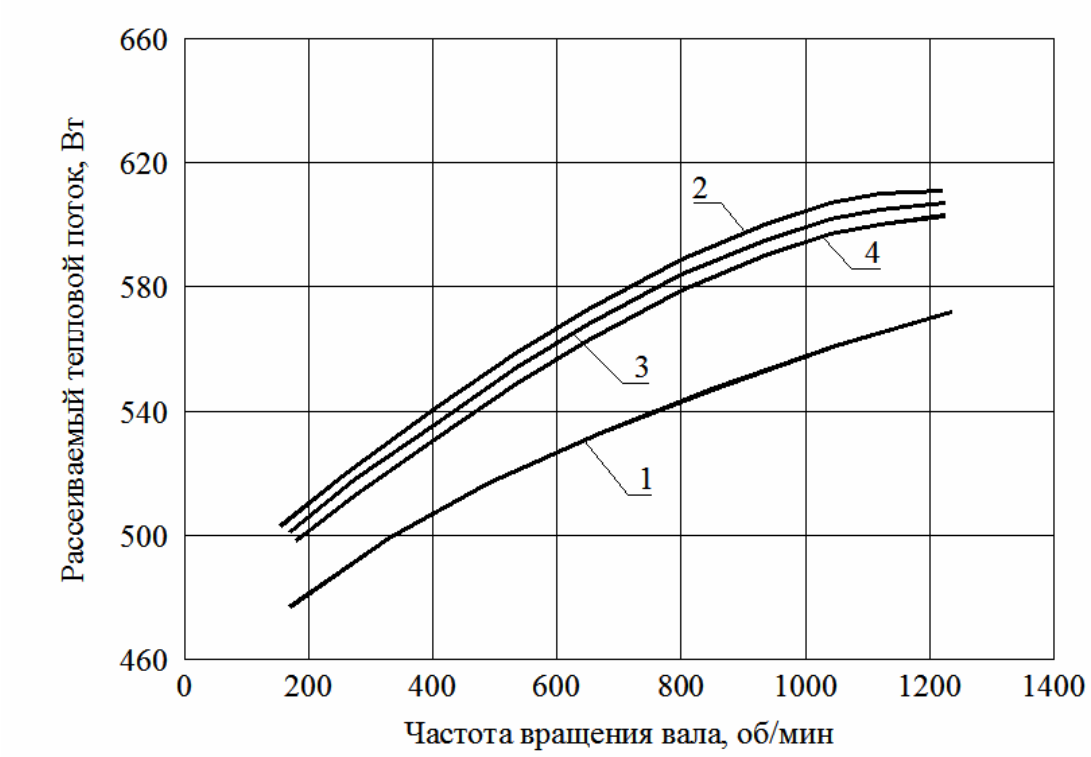

Рисунок 5.3.2 - Зависимость рассеиваемого теплового потока от частоты вращения при использовании устройств охлаждения однодискового типа.
1 – вал не оснащен устройством охлаждения. Вал оснащен: 2 – ОД 296; 3 – ОД 260; 4 – ОД 220. Материал устройств охлаждения сталь 45. Температура в печи 600 ˚С.

Тепловой поток, рассеиваемый в окружающую среду, зависит от частоты вращения вала. Наибольший тепловой поток наблюдается в случае применения ОД 296, где при повышении частоты вращения с 200 до 1200 об/мин он увеличивается с 514 до 617 Вт, то есть на 20 %.

Эффективность работы охлаждающего устройства можно оценить по величине, равной отношению теплового потока, рассеиваемого в окружающую

среду от его поверхности к тепловому потоку, поступающему на ступицу рабочего колеса от перекачиваемого газа в печи $Q_{г\text{-}1}/Q_{4\text{-}в}$, обозначения соответствуют рисунку 5.1.1.

В таблице 5.3.1 приведены данные по определению эффективности работы однодисковых устройств в зависимости от типоразмера и частоты вращения вала.

Таблица 5.3.1 - Эффективность работы однодисковых устройств в зависимости от типоразмера и частоты вращения вала.

$Q_{г\text{-}1}$ / $Q_{4\text{-}в}$	**Частота вращения вала, об/мин**					
	200	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1200**
1. ОД 220	0.482	0.548	0.593	0.609	0.621	0.630
2. ОД 260	0.521	0.589	0.627	0.645	0.650	0.660
3. ОД 296	0.538	0.601	0.641	0.653	0.654	0.669
4. Вал не оборудован устройством охлаждения	0.384	0.423	0.442	0.465	0.489	0.597

С увеличением частоты вращения и диаметра устройств эффективность охлаждения возрастает.

Например, для ОД 220 увеличение частоты вращения вала с 200 об/мин до 1200 об/мин приводит к повышению величины $Q_{г\text{-}1}/Q_{4\text{-}в}$ на 23 % с 0,482 до 0,630.

Увеличение диаметра диска с 220 мм до 296 мм способствует повышению эффективности, например, при 600 об/мин с 0.593 до 0.641, то есть на 8 %.

Применение охлаждающего устройства, например, ОД 296 позволяет повысить эффективность охлаждения по сравнению с необорудованным валом на 1.45 раза с 0.442 до 0.641 при частоте вращения 600 об/мин.

5.4. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала стержневого типа

Результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена в стержневых устройствах трех типоразмеров СТ 346; СТ 286 и СТ 220 приведены в главе 4.2.3.

На основании этих исследований был проведен анализ тепловых режимов работы печного вентилятора Ц9 – 55 № 10, вал которого оснащен стержневыми устройствами СТ 346; СТ 286 и СТ 220.

Зависимости температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения приведены на рисунке 5.4.1. Материал вала и устройств охлаждения сталь 45. Температура газа в печи 600 ˚С. Увеличение частоты вращения вала с 200 до 1200 об/мин приводит к снижению температуры вала с 60 до 39 ˚С в случае использования СТ 346.

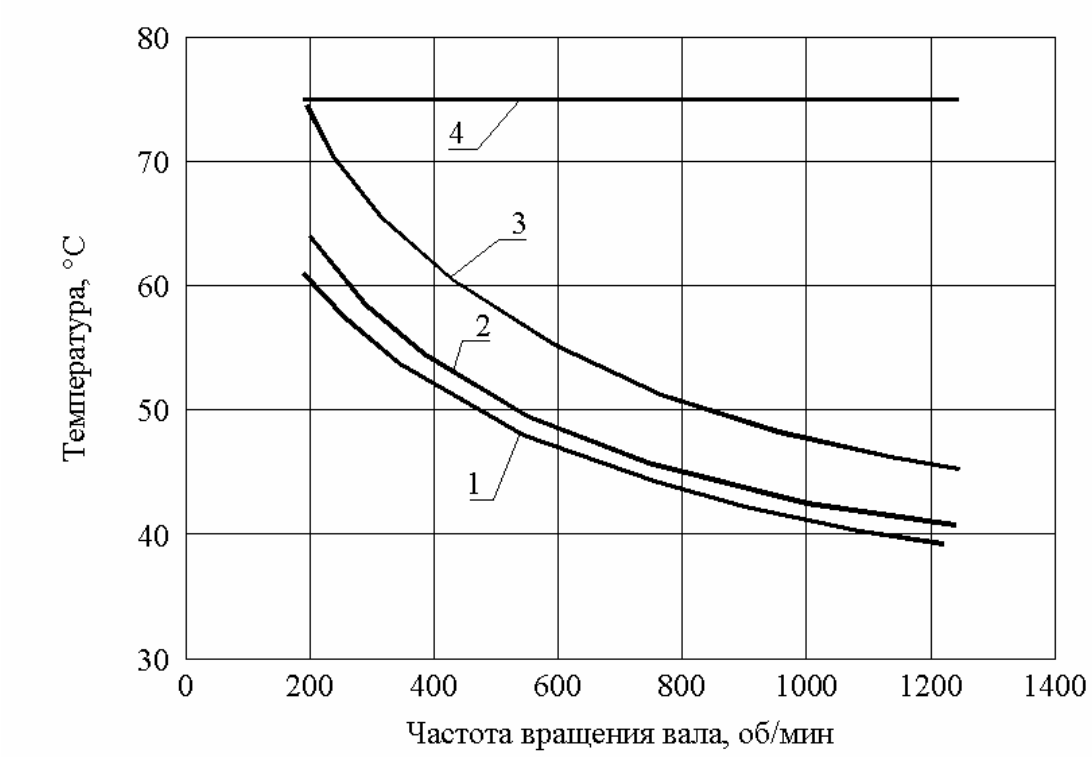

Рисунок 5.4.1 - Зависимость температуры вала в районе первого подшипника от частоты вращения вала при использовании устройств охлаждения стержневого типа.
Вал оснащен: 1 – СТ 346; 2 – СТ 286; 3 – СТ 220; 4 – максимально допустимая температура вала. Материал сталь 45. Температура в печи 600 ˚С.

Увеличение диаметра устройства с 220 мм (СТ 220) до 346 мм (СТ 346) способствует повышению эффективности охлаждения вала. Так, при 600 об/мин температура вала в этом случае снижается с 55 до 47 ˚С.

Таким образом, исходя из полученных данных следует, что применение устройств стержневого типа позволяет обеспечить удовлетворительные условия

теплового режима ходовой части вентилятора во всем диапазоне изменения частоты вращения вала.

Тепловой поток, рассеиваемый в окружающее пространство, рисунок 5.4.2, в зависимости от частоты вращения вала, изменяемой в пределах от 200 до 1200 об/мин, увеличивается примерно на 10 – 15 %.

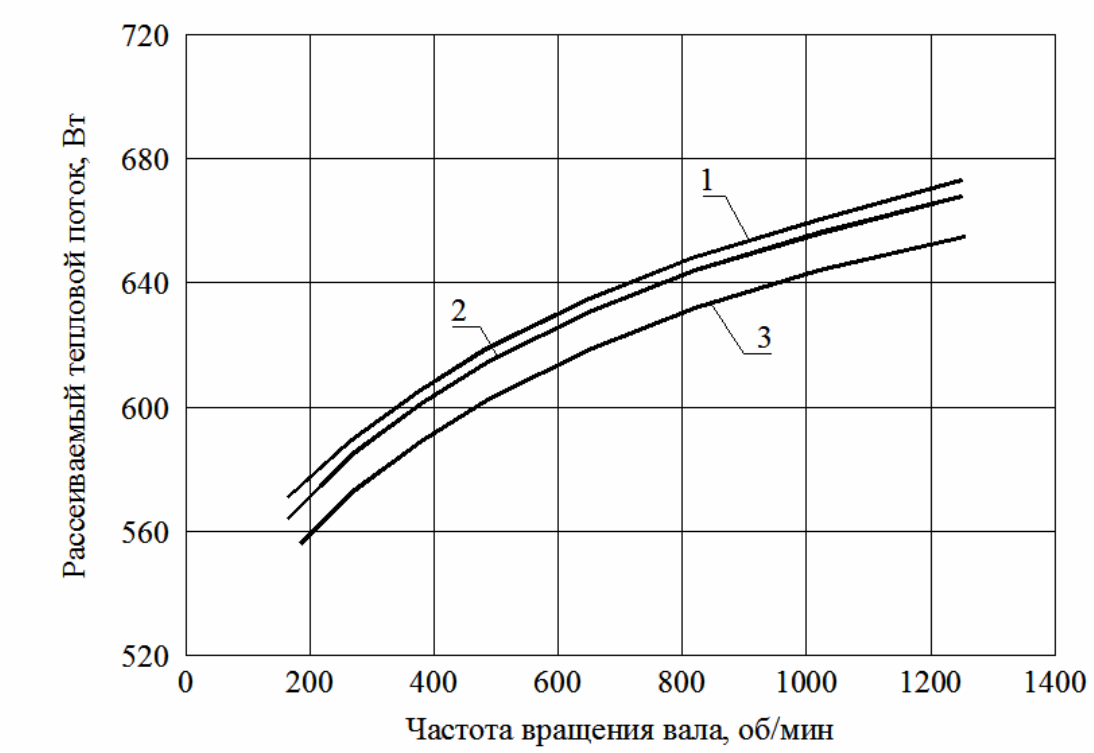

Рисунок 5.4.2 - Зависимость рассеиваемого теплового потока от частоты вращения при использовании устройств охлаждения стержневого типа.
Вал оснащен: 1 – СТ 346; 2 – СТ 286; 3 – СТ 220. Материал устройств охлаждения сталь 45. Температура в печи 600 ˚С.

Увеличение диаметра охлаждающего устройства с 220 до 346 мм приводит к незначительному возрастанию теплового потока, на 1.5 % с 618 до 627 Вт при 600 об/мин.

Эффективность охлаждения рассматриваемых устройств в зависимости от типоразмера и частоты вращения вала представлена в таблице 5.4.1.

С увеличением частоты вращения вала с 200 до 1200 об/мин эффективность охлаждения – отношение теплового потока от стержневых устройств, рассеиваемого в окружающую среду, к тепловому потоку, поступающему на

ступицу рабочего колеса от перекачиваемого газа в печи $Q_{г\text{-}1}/Q_{4\text{-}в}$, возрастает на 10 – 16 % с 0.719 до 0.834.

Таблица 5.4.1 - Эффективность работы стержневых устройств в зависимости от типоразмера и частоты вращения вала.

$Q_{г\text{-}1}$ / $Q_{4\text{-}в}$	**Частота вращения вала, об/мин**					
	200	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1200**
1. СТ 220	0.719	0.772	0.796	0.798	0.793	0.793
2. СТ 286	0.773	0.807	0.822	0.824	0.823	0.822
3. СТ 346	0.789	0.813	0.824	0.844	0.838	0.834
4. Вал не оборудован устройством охлаждения	0.384	0.423	0.442	0.465	0.489	0.597

Эффективность охлаждения стержневых устройств в целом оказалась выше в 1.4 – 2.1 раза по сравнению с необорудованным валом вентилятора.

5.5. Исследование тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами многодискового типа

На основании экспериментальных данных, полученных в результате исследований теплообмена в устройствах охлаждения вала многодискового типа, был проведен сравнительный анализ тепловых режимов ходовой части печного вентилятора Ц9 – 55 № 10, вал которого был оснащен следующими устройствами: МД 313; МД 290 и МД 250.

На рисунке 5.5.1 представлены зависимости температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения. С увеличением числа оборотов эффективность устройств повышается, особенно в диапазоне 200 ÷ 600 об/мин. Так, для МД 313 температура вала в этом диапазоне частот снижается с 55 до 42 ˚С, то есть на 13 ˚С, в то время как при изменении частоты с 600 до 1200 об/мин это снижение составляет лишь 6 ˚С (с 42 до 36 ˚С). Изменение диаметра устройства в исследованных пределах 313 – 250 мм слабо влияет на

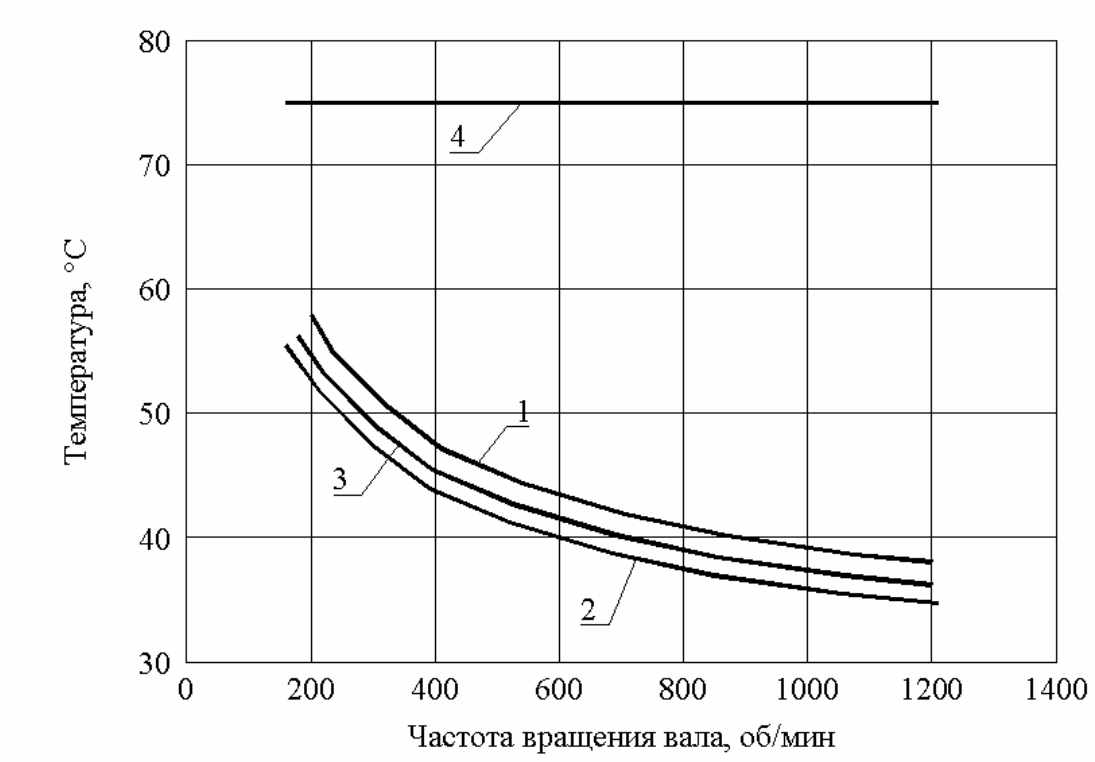

Рисунок 5.5.1 - Зависимость температуры вала в районе первого подшипника от частоты вращения вала при использовании устройств охлаждения многодискового типа.
Вал оснащен: 1 – МД 313; 2 – МД 290; 3 – МД 250; 4 – максимально допустимая температура вала.

эффективность охлаждения вала. При 600 об/мин температура вала в указанном месте в зависимости от диаметра устройства составляет для МД 313 44 ˚С, а для МД 290 соответственно 40 ˚С. Кроме того, оказалось, что наиболее эффективно в рассматриваемых условиях, работает МД 290 со средним диаметром. Причиной этого явления является то, что рассеиваемый в окружающую среду тепловой поток, пропорциональный произведению коэффициента теплопередачи на теплообменную поверхность дисков, оказался для этой конструкции максимальным.

Более детальное объяснение этого явления приведено в главе 3.2 настоящей работы.

Зависимости полного теплового потока, рассеиваемого в окружающую среду всей ходовой части вентилятора от частоты вращения вала представлены на рисунке 5.5.2.

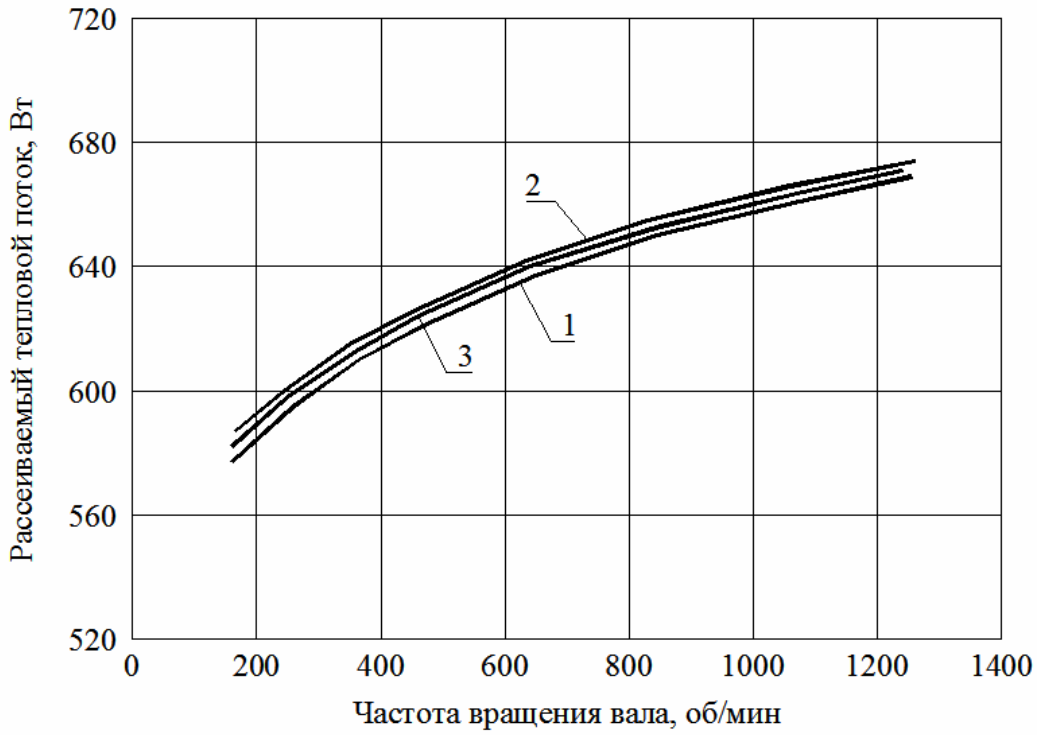

Рисунок 5.5.2 - Зависимость полного рассеиваемого теплового потока от частоты вращения вала при использовании устройств охлаждения многодискового типа.
Вал оснащен: 1 – МД 313; 2 – МД 290; 3 – МД 250.

При изменении частоты вращения вала в 6 раз с 200 до 1200 об/мин тепловой поток увеличивается, например, для МД 313 с 590 до 669 Вт, то есть на 13.4 %. Наибольший по величине тепловой поток наблюдается у МД 290, как наиболее эффективно работающей конструкции. В целом, можно сделать вывод о том, что при изменении диаметра многодискового устройства в диапазоне 313 ÷ 290 мм, их эффективность охлаждения отличается незначительно в пределах 2 ÷ 3 %.

Способность отводить тепло от поверхности вала, как было указано выше, определяется величиной отношения теплового потока, рассеиваемого в окружающую среду через поверхность исследуемого устройства к общему тепловому потоку, поступающему на ступицу рабочего колеса, находящегося в объеме печи $Q_{г\text{-}1}/Q_{4\text{-}в}$, рисунке 5.1.1.

Эффективность охлаждения многодисковых устройств в зависимости от типоразмера и числа оборотов вращения вала приведена в таблице 5.5.1.

Таблица 5.5.1 - Эффективность работы многодисковых устройств в зависимости от типоразмера и частоты вращения вала.

$Q_{г\text{-}1}$ / $Q_{4\text{-}в}$	**Частота вращения вала, об/мин**					
	200	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1200**
1. МД 250	0.820	0.853	0.857	0.855	0.846	0.844
2. МД 290	0.831	0.857	0.862	0.857	0.849	0.844
3. МД 313	0.808	0.839	0.845	0.850	0.839	0.838
4. Вал не оборудован устройством охлаждения	0.384	0.423	0.442	0.465	0.489	0.597

При изменении числа оборотов с 200 до 1200 об/мин $Q_{г\text{-}1}/Q_{4\text{-}в}$ увеличивается, например, с 0.820 до 0.844, то есть на 3 %. Применение устройств охлаждения существенно повышает охлаждающую способность вала в сравнении с валом, необорудованным этими устройствами. Так, например, при 600 об/мин в сравнимых условиях необорудованный вал отводит 44.2 % от полного теплового потока, поступающего на ступицу рабочего колеса, в то время как МД 250 соответственно позволяет рассеять 85.7 %, что больше почти в два раза.

5.6. Сравнительный анализ и выбор оптимальных тепловых режимов работы печных вентиляторов, оснащенных устройствами охлаждения вала различных типов

Для выяснения эффективности работы устройств различных типов были проведены сравнительные расчеты тепловых режимов ходовой части печного вентилятора в сопоставимых условиях.

Расчеты были проведены при следующих параметрах работы вентилятора:

- диаметр вала 110 мм;
- длина вала, охватываемая устройством 110 мм;
- температура газа в печи 600 ˚С;
- температура окружающей среды 25 ˚С;
- теплообменная площадь поверхности устройств:

ОД 260 – 0.14 м^2;

СТ 260 – 0.22 м^2;

МД 260 – 0.53 м^2;

участок вала под устройством охлаждения – 0.04 м^2.

На рисунке 5.6.1 приведены зависимости рассеиваемого потока охлаждающими устройствами от частоты вращения вала при использовании ОД 260; СТ 260 и МД 260, изготовленных из стали 45.

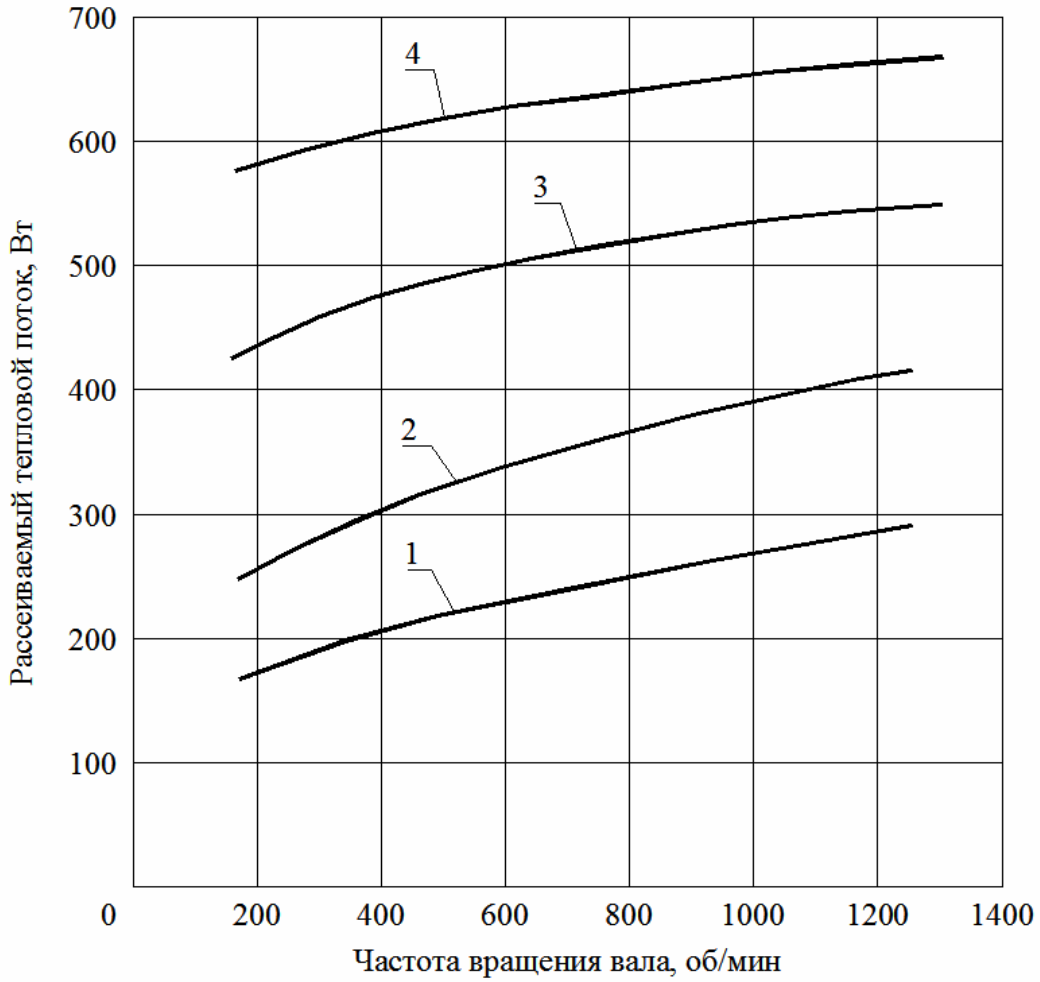

Рисунок 5.6.1 - Зависимость рассеиваемого теплового потока охлаждающими устройствами от частоты вращения вала при использовании устройств охлаждения различных типов.
1 – вал не оснащен устройством охлаждения; 2 – ОД 260; 3 – СТ 260; 4 – МД 260. Материал сталь 45.

Из анализа полученных данных, рисунок 5.6.1, следует, что теплоотвод от вала увеличивается на 15 ÷ 50 % с повышением частоты его вращения с 200 до

1200 об/мин. Это справедливо как в случае свободного необорудованного вала, так и при использовании исследуемых устройств: ОД 260; СТ 260 и МД 260.

Наименьший тепловой поток, рассеиваемый в окружающую среду, наблюдается у необорудованного вала, а наибольший у МД 260. Так, при частоте вращения вала 600 об/мин в первом случае тепловой поток равен 230 Вт, а во втором больше в 2.8 раза и составляет 640 Вт.

Применение в качестве устройств охлаждения ОД 260; СТ 260 и МД 260 повышает рассеиваемый поток при 600 об/мин до 350 Вт, 500 Вт и 620 Вт соответственно, что в 1.5, 2.2 и 2.7 раза больше, чем у необорудованного вала.

Таким образом, наиболее эффективным устройством по рассеиванию тепла в окружающую среду в сопоставимых условиях оказалось многодисковое устройство, имеющее наибольшую теплообменную поверхность и достаточно высокие коэффициенты теплопередачи.

Зависимости температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения при использовании устройств охлаждения различных типов представлены на рисунке 5.6.2. Наибольшая температура наблюдается у необорудованного открытого вала, кривая 1, а наименьшим, в случае использования МД 260. Так, при частоте вращения вала 600 об/мин температура соответственно составляет 115 и 40 ˚С, то есть снижается на 75 ˚С. Использование ОД 260 позволяет обеспечить удовлетворительный температурный режим работы подшипника в 75 ˚С, лишь при частоте вращения вала более 1000 об/мин. Применение СТ 260 и МД 260 обеспечивает это режим во всем диапазоне изменения частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин.

На рисунках 5.6.3, 5.6.4 и 5.6.5 представлены зависимости температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения при использовании устройств охлаждения ОД 260, СТ 260 и МД 260 в случае применения в них различных материалов: сталь 45, алюминий и медь.

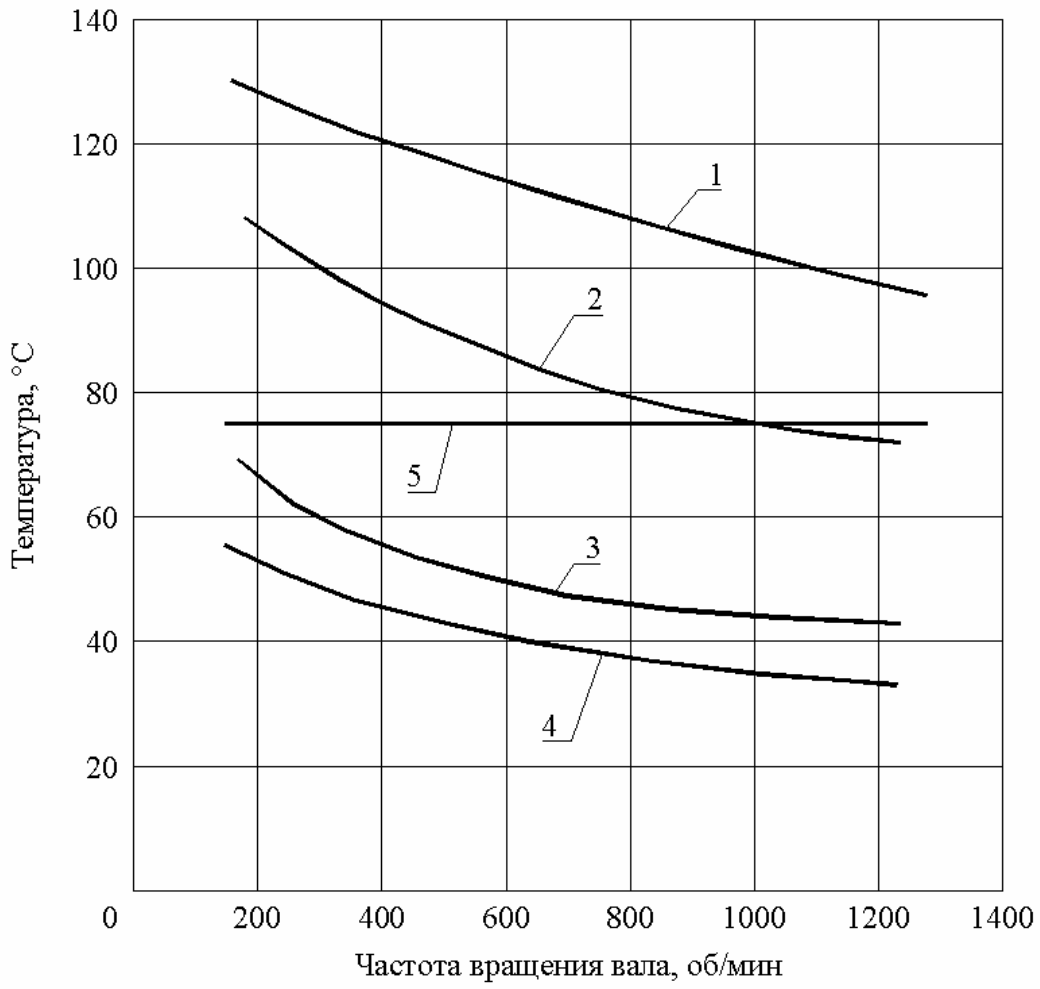

Рисунок 5.6.2 - Зависимость температуры вала в районе первого подшипника от частоты вращения вала при использовании устройств охлаждения различных типов.
1 – вал не оснащен устройством охлаждения. Вал оснащен: 2 – ОД 260; 3 – СТ 260; 4 – МД 260; 5 – максимально допустимая температура вала. Материал сталь 45.

В случае замены стали 45 алюминием устройство охлаждения ОД 260, рисунок 5.6.3, позволяет снизить температуру вала при 600 об/мин с 86 до 79 ˚С, то есть на 7 ˚С. Использование меди в этом случае приводит к снижению температуры вала относительно алюминия лишь на 1 ˚С, то есть до 78 ˚С.

Таким образом, в случае использования ОД 260 в качестве охлаждающего устройства можно применять более дешевый материал – сталь 45 без какого-либо существенного уменьшения эффективности охлаждения вала.

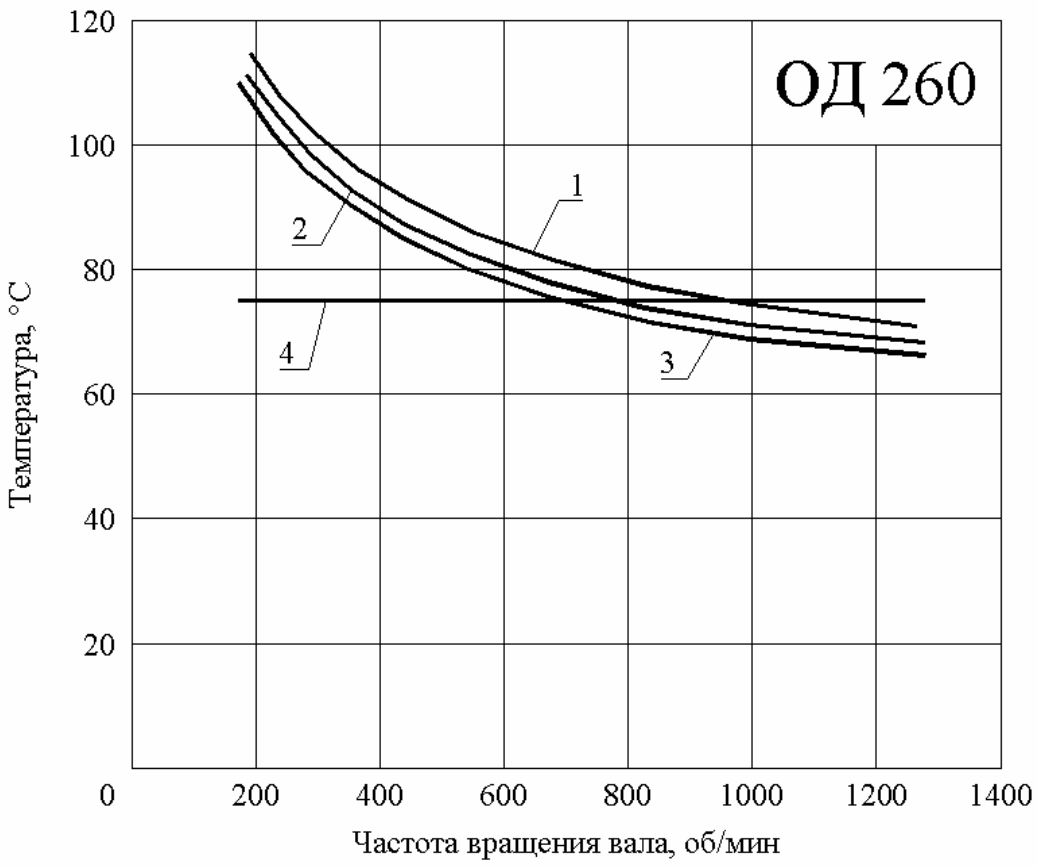

Рисунок 5.6.3 - Зависимость изменения температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения, оборудованного ОД 260 и изготовленного из различных материалов.
1 – Сталь 45; 2 – Алюминий; 3 – Медь; 4 – максимально допустимая температура.

Замена стали 45 на алюминий или медь в устройствах СТ 260 и МД 260 (рисунки 5.6.4 и 5.6.5) приводит к снижению температуры вала в сопоставимых условиях на 6 – 8 ˚С.

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод о том, что эффективность теплоотвода от вала печного вентилятора в более значительной степени зависит от выбора конструкции устройств охлаждения, чем от применяемых материалов.

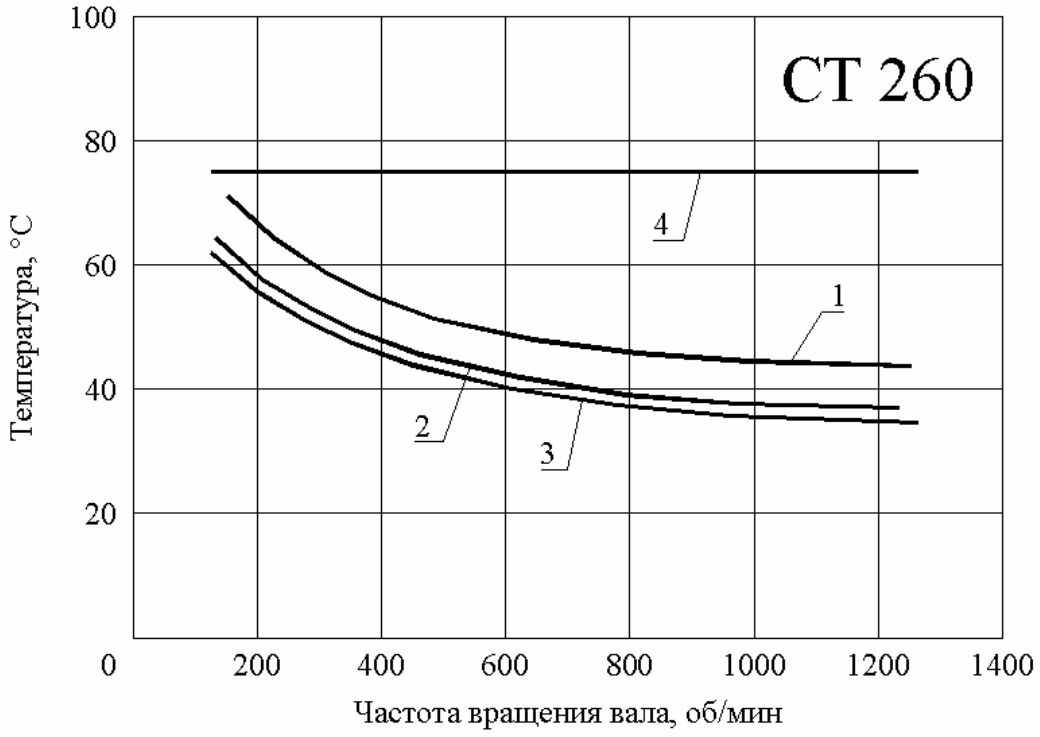

Рисунок 5.6.4 - Зависимость изменения температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения, оборудованного СТ 260 и изготовленного из различных материалов.
1 – Сталь 45; 2 – Алюминий; 3 – Медь; 4 – максимально допустимая температура.

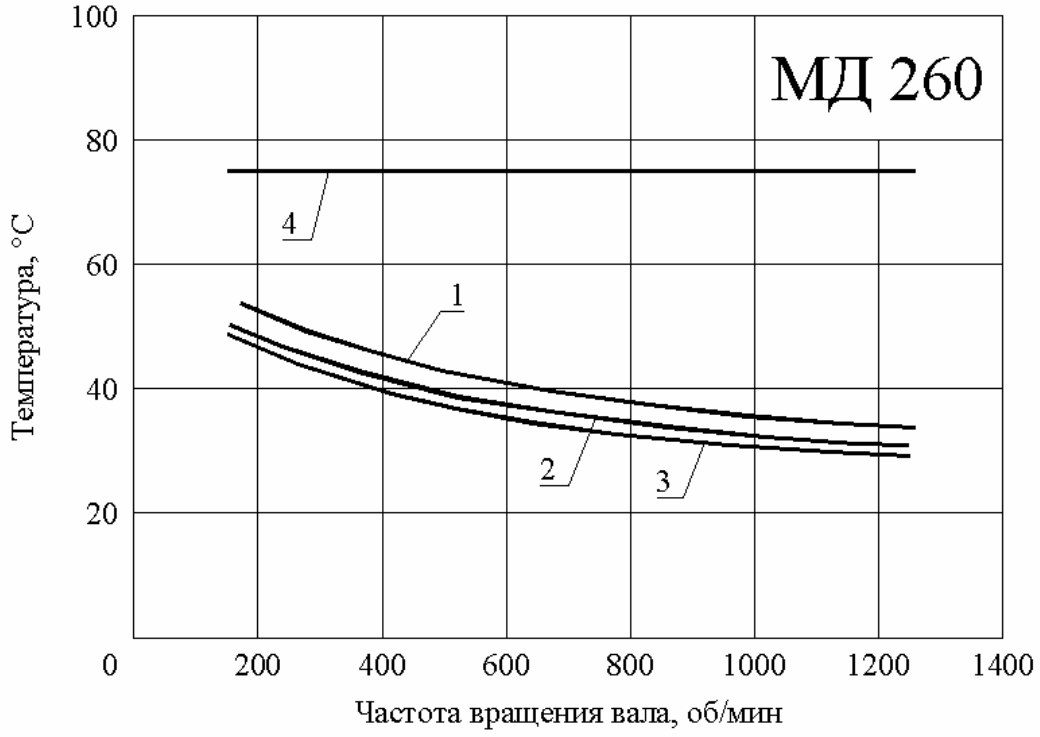

Рисунок 5.6.5 - Зависимость изменения температуры вала в районе первого подшипника от частоты его вращения, оборудованного МД 260 и изготовленного из различных материалов.
1 – Сталь 45; 2 – Алюминий; 3 – Медь; 4 – максимально допустимая температура.

Выводы

1. Впервые разработана методика теплового расчета ходовой части высокотемпературных печных вентиляторов, снабженных устройствами воздушного охлаждения вращающегося вала. Расчет представляет из себя численную зонную двухмерную методику, основанную на решении уравнений баланса тепловых потоков, составленных для каждой из расчетных зон в установившемся режиме. В результате решения системы из 33 линейных уравнений методом Гаусса определяются распределение тепловых потоков и температур вдоль вала и сопряженных с ним деталей.

2. Впервые расчетным путем исследованы тепловые режимы работы ходовой части вентилятора типа Ц9 – 55 № 10, применяемого на печи нагрева заготовок перед штамповкой, существующей конструкции без использования устройств охлаждения. Получено распределение температур и тепловых потоков вдоль вращающегося вала. При частоте вращения вала, например, 400 об/мин и увеличении температуры газа в печи, с 500 до 700 ˚С, температура вала в районе первого подшипника возрастает с 102 до 138.6 ˚С, что существенно превышает допустимое значение 75 ˚С.

Тепловой поток, поглощаемый ступицей рабочего колеса при указанной выше температуре газа в печи 500 ˚С; 600 ˚С и 700 ˚С составляет соответственно 409.8 Вт; 507.7 Вт и 606.2 Вт, то есть увеличивается примерно в 1.5 раза.

Приведен тепловой баланс ходовой части вентилятора при температуре перекачиваемого газа в печи 600 ˚С и частоте вращения вала 400 об/мин, где установлено, что на открытом участке вала от наружной стенки печи до первого подшипника рассеиваемый тепловой поток в окружающую среду составляет 42.3 % от теплового потока, поглощенного ступицей рабочего колеса. Остальной тепловой поток рассеивается в окружающую среду другими теплообменными участками: подшипниками, муфтой, соединительными участками вала.

При температуре газа в печи 600 ˚С и температуре окружающей среды 25 ˚С увеличение частоты вращения вала с 200 до 1200 об/мин способствует снижению

температуры вала в районе первого подшипника с 128.2 до 98.3 ˚С за счет интенсификации теплоотдачи от вращающегося вала. При частоте вращения вала 600 об/мин увеличение температуры окружающей среды с 25 до 45 ˚С приводит к повышению температуры в районе первого подшипника с 115.6 до 132 ˚С, то есть на 16.8 ˚С, при этом тепловой поток, поступающий на ступицу рабочего колеса уменьшается на 3.4 %.

Таким образом, расчетами показано, что дальнейшее увеличение эффективности отвода тепла от поверхности вала печного вентилятора связано с необходимостью применения специальных устройств охлаждения, интенсифицирующих конвекцию за счет выбора конструкции с развитой поверхностью при обеспечении высоких скоростей их обдувки окружающим воздухом.

3. На основании экспериментальных исследований конвективного теплообмена, приведены тепловые режимы ходовой части печного вентилятора, оснащенного однодисковыми устройствами охлаждения трех типоразмеров: ОД 296; ОД 260 и ОД 220, выполненных из стали 45.

Получены зависимости температуры вала в районе первого подшипника ходовой части печного вентилятора Ц9 – 55 № 10 от частоты его вращения при температуре газа в печи 600 ˚С. Увеличение диаметра устройства охлаждения с 220 до 296 мм позволяет снизить указанную выше температуру вала при 600 об/мин с 90 до 82 ˚С, то есть на 10 %. Изменение частоты вращения с 200 до 1200 об/мин, например, для ОД 220 приводит к снижению температуры вала в указанном месте в 1.5 раза с 115 до 77 ˚С. По сравнению с валом, неоснащенным устройством охлаждения, применение ОД 296 позволяет снизить температуру вала в сопоставимых условиях в 1.4 раза, что эквивалентно удлинению вала примерно на 150 мм.

Расчеты также показывают, что применение ОД 260 и ОД 296 позволяют обеспечить допустимый тепловой режим ходовой части лишь при частоте вращения вала более 1000 об/мин. При снижении указанного числа оборотов наблюдается перегрев вала в районе первого подшипника. Использование ОД 220

не позволяет получить удовлетворительный температурный режим во всем диапазоне изменения частот вращения вала от 200 до 1200 об/мин.

Эффективность тепловой работы – отношение теплового потока от поверхности однодисковых устройств, рассеиваемого в окружающую среду, к тепловому потоку, поступающему на ступицу рабочего колеса составляет в зависимости от частоты вращения 0.482 ÷ 0.669, что в 1.12 – 1.26 раза больше, чем в случае охлаждения открытого участка вала.

4. На основании экспериментальных исследований конвективного теплообмена был проведен анализ тепловых режимов работы печного вентилятора Ц9 – 55 № 10, вал которого оснащен стержневыми устройствами с внешним диаметром 346 мм (СТ 346); 286 мм (СТ 286) и 220 мм (СТ 220), изготовленными из стали 45.

Применение стержневых устройств позволяет обеспечить удовлетворительные условия теплового состояния ходовой части вентилятора во всем исследованном диапазоне изменения частоты вращения вала (200 – 1200 об/мин).

Увеличение внешнего диаметра устройства с 220 до 346 мм способствует снижению температуры вала в районе установки первого подшипника на 17 %, а увеличение частоты его вращения от 200 до 1200 об/мин, соответственно, на 77 %.

Эффективность тепловой работы устройств стержневого типа достаточно высока и достигает 0.719 – 0.834 в зависимости от их частоты вращения и внешнего диаметра, что в 1.4 – 2.1 раза больше, чем у открытого необорудованного вала.

5. На основании опытных данных был проведен сравнительный анализ тепловых режимов ходовой части печного вентилятора Ц9 – 55 № 10, вал которого оборудован устройствами многодискового типа с внешним диаметром 313 мм (МД 313); 290 мм (МД 290) и 250 мм (МД 250), изготовленными из стали 45.

Также как и стержневые устройства, многодисковые обеспечивают удовлетворительные условия теплового состояния ходовой части вентилятора в исследованном диапазоне частоты вращения его вала 200 – 1200 об/мин.

Изменение диаметра устройств в исследованных пределах 313 – 250 мм слабо влияет на эффективность охлаждения вала. Так, температура вала в районе первого подшипника изменяется на 10 % и составляет для МД 313 44 ˚С, а, например, для МД 290 соответственно 40 ˚С. Увеличение частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин способствует снижению температуры в указанном выше месте на 53 % с 55 до 36 ˚С. Кроме того, оказалось, что в сопоставимых условиях наиболее эффективно работает МД 290 со средним диаметром, где рассеиваемый в окружающую среду тепловой поток, пропорциональный произведению коэффициента теплопередачи на теплообменную поверхность дисков, оказался для этой конструкции максимальным.

Эффективность тепловой работы многодисковых устройств наиболее высока по сравнению с другими типами и достигает 0.820 – 0.844 в зависимости от частоты вращения вала, что в 1.41 – 2.2 раза больше, чем у открытого необорудованного вала.

6. Проведено сравнение зависимостей рассеиваемого теплового потока охлаждающими устройствами от частоты вращения вала при использовании устройств различных типов с диаметром 260 мм: ОД 260; СТ 260 и МД 260, выполненными из стали 45.

Расчетами показано, что наиболее эффективным устройством по рассеиванию тепла в окружающую среду в сопоставимых условиях оказалось многодисковое устройство, имеющее наибольшую теплообменную поверхность и достаточно высокие коэффициенты теплопередачи.

Применение в качестве устройств охлаждения ОД 260; СТ 260 и МД 260 повышает рассеиваемый поток, например, при 600 об/мин соответственно, в 1.5; 2.2 и 2.7 раза больше, чем у необорудованного вала.

Использование ОД 260 позволяет обеспечить удовлетворительный температурный режим работы подшипников ниже 75 ˚С, лишь при частоте

вращения вала более 1000 об/мин. Применение СТ 260 и МД 260 обеспечивает этот температурный режим во всем диапазоне изменения частоты вращения вала от 200 до 1200 об/мин.

В случае замены стали 45 алюминием устройство позволяет снизить температуру вала, например, при 600 об/мин на 9 % с 86 до 79 ˚С. Использование меди в этом случае приводит к снижению температуры вала на 10 % до 78 ˚С.

Таким образом, в случае использования ОД 260 в качестве охлаждающего устройства вала печного вентилятора типа Ц9 – 55 № 10 можно применять более дешевый материал сталь 45 без какого-либо существенного уменьшения эффективности его охлаждения.

Замена стали 45 на алюминий или медь в устройствах СТ 260 и МД 260 применительно к указанному вентилятору приводит также к незначительному снижению температуры вала с сопоставимых условиях на 6 – 8 ˚С.

Полученные расчетные данные показывают, что лимитирующим при передаче тепла от поверхности вала через сечение устройств охлаждения является внешний конвективный теплообмен между их внешней поверхности и окружающей средой.

На основании изложенного выше можно сделать вывод о том, что эффективность теплоотвода от вала вентилятора в более значительной степени зависит от выбора конструкции устройств охлаждения, чем от применяемых материалов.

Оптимальные тепловые режимы ходовой части печных вентиляторов близких к аэродинамической схеме Ц9 – 55 и Ц14 – 46 обеспечиваются при следующих параметрах:

– температура перекачиваемых газов в печи, ˚С до 700;

– температура окружающей среды, ˚С 25 – 45;

– частота вращения вала, об/мин 200 – 1200;

– диаметр вала, мм 90 – 110;

– длина вала, охватываемого устройством охлаждения, мм 100 – 110;

– рекомендуемая длина вала от наружной стенки до первого

подшипника, мм 100 – 350;

- рекомендуемый тип устройств воздушного охлаждения вала СТ 220 – СТ 350 или МД 250 – МД 320;

– материал вала сталь 45, сталь 40Х;

– материал охлаждающего устройства сталь 45, алюминий, медь.

6. ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ И ВЕНТИЛЯТОРОВ В КОНВЕКТИВНЫХ ПЕЧАХ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ

6.1. Результаты промышленных исследований работы печи теплового обезжиривания на основе новых электронагревателей и высокотемпературных вентиляторов конструкции ВНИИМТ

Конструкция печи теплового обезжиривания материала, описанная в главе 2, была изготовлена в металле и поставлена на ПАО «СинТЗ», рисунок 6.1.1.

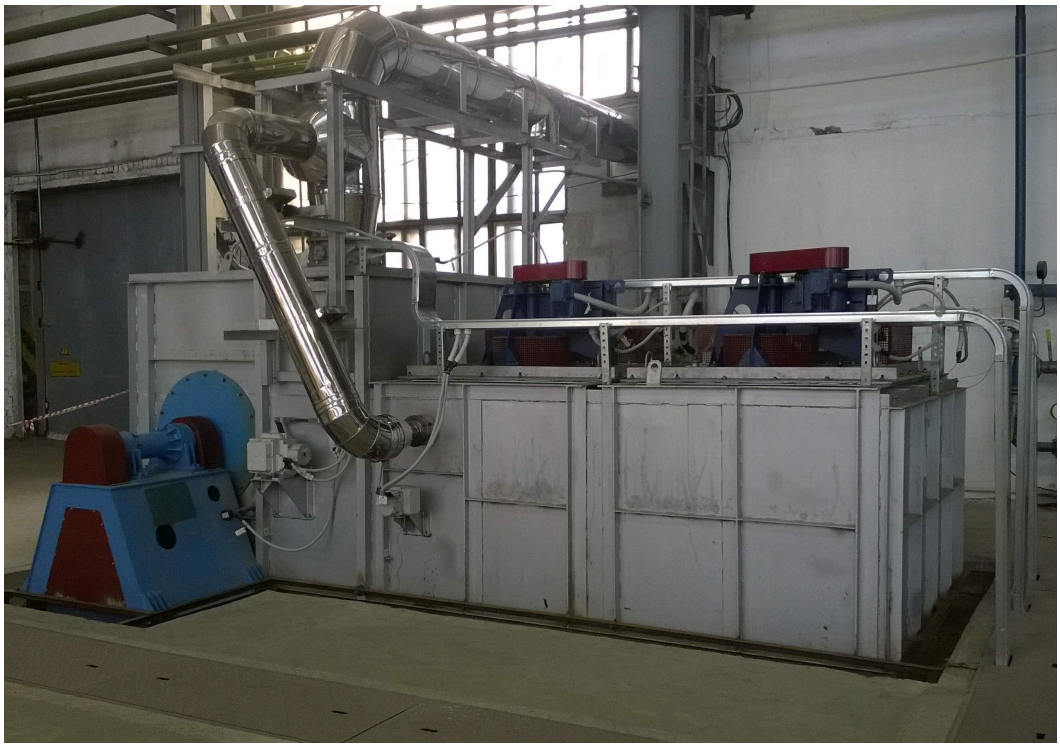

Рисунок 6.1.1 - Общий вид печи теплового обезжиривания.

Печь оборудована двумя циркуляционными электронагревателями, рисунок 6.1.2, и вентилятором, рисунок 6.1.3. Конструкция единичного электронагревателя представлена на рисунке 6.1.4. Данный нагреватель состоит из следующих основных частей: корпуса 1, подвесной системы крепления проволочных спиралей 2 и циркуляционного высокотемпературного вентилятора 3 специального исполнения с вертикальным расположением вала.

Рисунок 6.1.2 - Общий вид электронагревателя (с упакованным вентилятором вертикального исполнения).

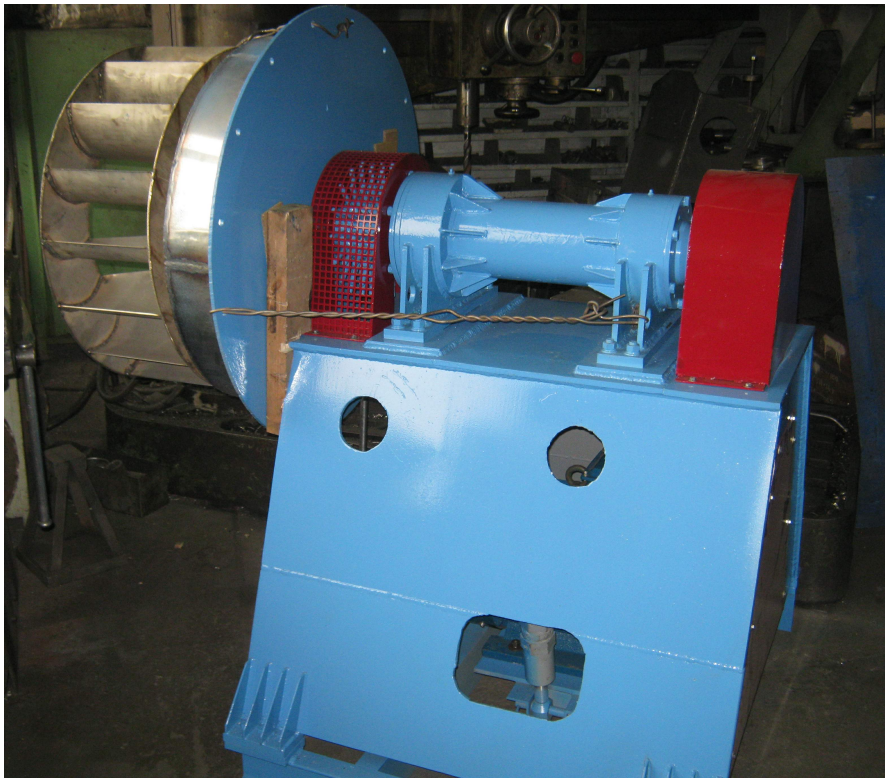

Рисунок 6.1.3 -Циркуляционный вентилятор печи теплового обезжиривания.

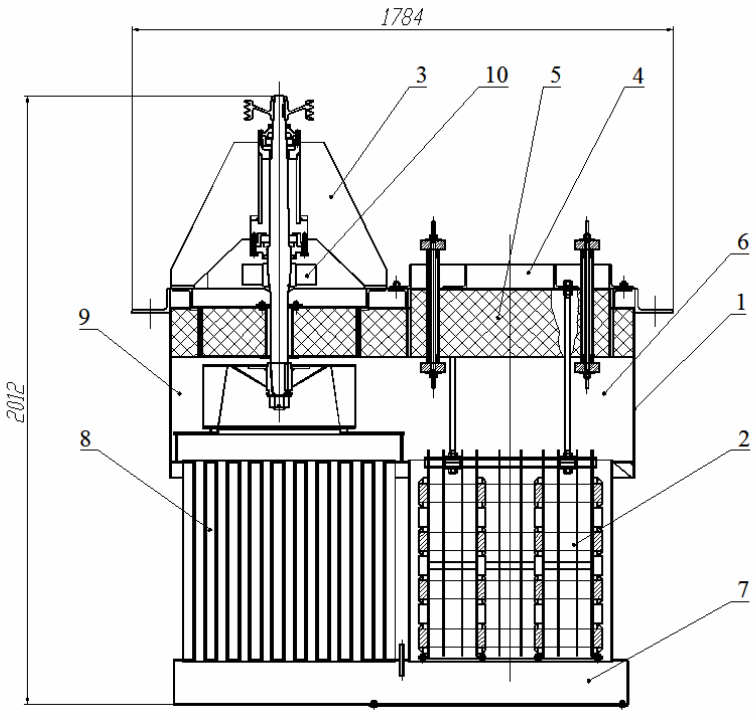

Рисунок 6.1.4 - Конструкция электронагревателя закрытого типа с радиационно-конвективным способом теплообмена.
1 – корпус; 2 – подвесная система крепления проволочных спиралей; 3 – циркуляционный вентилятор; 4 - несущий фланец; 5 – теплоизоляционный слой; 6 и 7 – верхний и нижний перепускные короба; 8 – трубчатый теплообменник; 9 – встроенный спиральный корпус вентилятора; 10 – устройство охлаждения стержневого типа СТ 244.

Корпус электронагревателя состоит из несущего фланца 4 с теплоизоляционным слоем 5, верхнего 6 и нижнего 7 перепускных коробов, трубчатого теплообменника 8, встроенного спирального корпуса вентилятора 9.

Вал вентилятора оснащен устройством охлаждения стержневого типа СТ 244, поз. 10.

Техническая характеристика электронагревателя представлена в таблице 6.1.1.

Теплообмен внутри нагревателя осуществляется следующим образом. Электрическая мощность, выделяемая в виде тепла в проволочных нихромовых спиралях, переносится внутри корпуса нагревателя двумя способами. Одна часть теплового потока за счет излучения от спиралей передается на боковые стенки вертикальных каналов, которые снаружи обдуваются потоками «загрязненного» воздуха. Другая часть теплового потока от спиралей передается конвекцией за

Таблица 6.1.1 - Техническая характеристика электронагревателя.

Наименование показателя	**Ед. изм.**	**Значение**
Максимальная электрическая мощность нагревателя	кВт	55
Электрическая мощность одной фазы	кВт	18.3
Количество фаз	шт.	3
Электрическое сопротивление одной фазы	Ом	2.64
Материал проволоки спирали		Х20Н80
Диаметр проволоки	мм	5.5
Максимальная температура теплоносителя, циркулирующего внутри нагревателя	˚С	650
Число оборотов рабочего колеса вентилятора	Об/мин	1460
Электродвигатель вентилятора		
- тип		АИР100L2У3
- мощность	кВт	5.5
- число оборотов	Об/мин	2860
Тип клиновых ремней		А-1250
Вентилятор оборудован встроенной системой охлаждения вала на базе устройства СТ-244		
Производительность вентилятора, до	$м^3$/ с	до 3.0
Полный напор при нормальных условиях, до	Па	до 2000
Общая поверхность корпуса нагревателя, включая теплообменник	$м^2$	30.9
Материал стенки корпуса нагревателя, сталь		12Х18Н10Т

счет обдувки их поверхности теплоносителем, движущимся внутри корпуса нагревателя, поддерживаемого работающим вентилятором.

Конвективный теплообмен реализован следующим образом. Выходя из встроенного спирального корпуса вентилятора, этот поток через верхний перепускной короб поступает в три параллельно расположенных канала, где нагревается, обдувая проволочные спирали. Далее, по нижнему перепускному каналу, теплоноситель подается во внутрь трубчатки теплообменника, отдавая тепло через стенки трубок внешнему «загрязненному» потоку воздуха. Охлажденный воздух за счет разрежения, создаваемого циркуляционным вентилятором, поступает на его вход для повторения этого теплообменного цикла.

На рисунке 6.1.5 приведены расчетные и экспериментальные зависимости изменения температур газовой среды в контуре нагревателя от средней температуры поверхности стенок его корпуса при постоянных производительности вентилятора 2.8 м^3/с и электрической мощности, подаваемой на спирали (55 кВт).

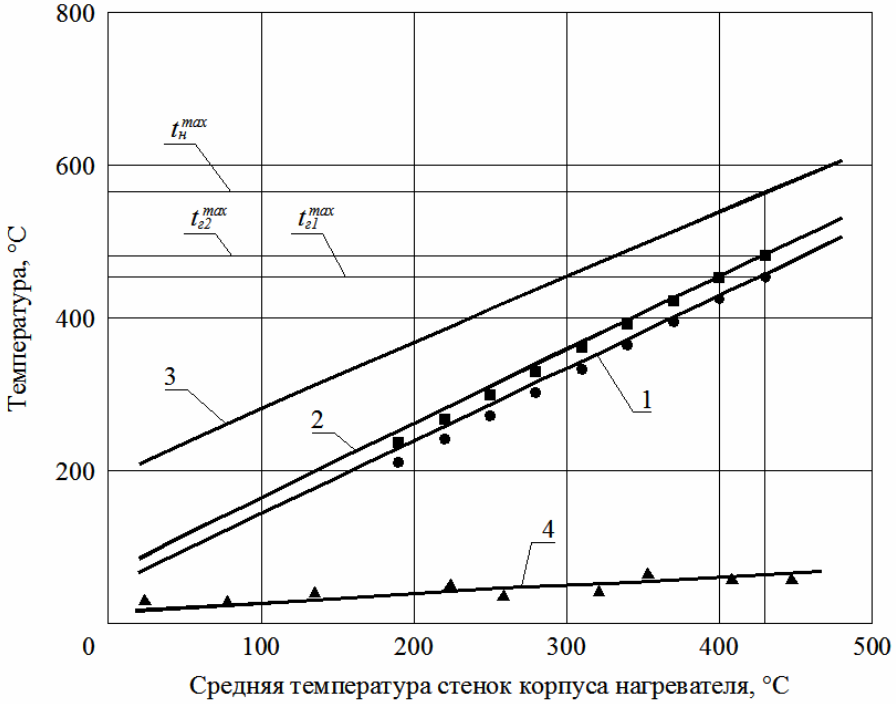

Рисунок 6.1.5 - Зависимости изменения температур электроспиралей и теплоносителя в контуре нагревателя от средней температуры стенок корпуса.

1 – расчетная температура теплоносителя на входе в нагреватель $t_{г1}$; 2 – расчетная температура теплоносителя на входе в теплообменник $t_{г2}$; 3 – расчетная температура электроспиралей нагревателя $t_н$; 4 – расчетная температура вала вентилятора в районе нижнего подшипника. ■ - $t_{г1}$ по данным эксперимента. ● - $t_{г2}$ по данным эксперимента. ▲ - $t_{вал}$ по данным эксперимента. $t_н^{max}$, $t_{г1}^{max}$, $t_{г2}^{max}$ - максимальные значения температур электронагревателей и теплоносителя в условиях работы печи. Подводимая электрическая мощность на нагреватель 55 кВт. Производительность циркуляционного вентилятора 2.8 м^3/с.

Кривые 1 и 2, рисунок 6.1.5, соответствуют изменению температур теплоносителя в контуре согласно схеме, рисунок 3.1:

$t_{г1}$ – температура газа на входе в нагреватель;

$t_{г2}$ – температура газа на входе в теплообменник.

Кривая 3 соответствует изменению температуры электроспиралей $t_н$.

Результаты расчетов температур теплоносителя $t_{г1}$ и $t_{г2}$ в зависимости от температур стенок корпуса удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, полученными в ходе проведения исследований на работающей печи. Так, повышение температуры стенок корпуса, характерного для режима нагрева печи, приводит к увеличению и температуры теплоносителя внутри рассматриваемого нагревателя. При максимальной температуре стенок 430 ˚С, зафиксированной в ходе исследований, температуры теплоносителя составили $t_{г1}$=456 ˚С, $t_{г2}$=478 ˚С, что вполне удовлетворяет условиям длительной эксплуатации материала стенок, выполненных из стали 12Х18Н10Т. Кроме того, применение в циркуляционном контуре нагревателя теплообменника с развитой поверхностью в сочетании с интенсивным движением теплоносителя внутри него (кратность циркуляции теплоносителя составляет примерно 1.5 1/с) в режиме нагрева печи обеспечивается постоянный тепловой поток, равный 55 кВт, при незначительной разности температур теплоносителя внутри нагревателя ($t_{г1} - t_{г2}$ = 20-25˚С).

Печь теплового обезжиривания имеет следующую техническую характеристику:

1. Обрабатываемый материал	ССФ-4;
2. Ширина полотна материала, мм	900;
3. Длина одного отрезка полотна, м	2.7 – 3.0;
4. Вес садки, кг	228;
5. Количество отрезков материала в садке, шт	150;
6. Температура проведения процесса обезжиривания, ˚С	400±5;
7. Продолжительность выдержки при 400 ˚С, час	2 – 3;
8. Температура охлаждения садки, ˚С	45 – 90;
9. Время нагрева садки, час	0.7 – 2.0;
10. Время охлаждения садки, час	0.5;
11. Время загрузки и разгрузки садки, час	0.25 – 0.5;
12. Производительность печи во время нагрева, кг/ч	0.6;
13. Производительность печи во время охлаждения, кг/ч	340;

14. Удельные энергозатраты, кДж/кг 456;
15. Производительность циркуляционного вентилятора, $м^3$/ч до 18000;
16. Мощность электродвигателя вентилятора, кВт 30;
17. Устройство охлаждения вала вентилятора СТ;
18. Количество единичных электронагревателей закрытого типа, шт 2;
19. Максимальная электрическая мощность единичного электронагревателя, кВт 55;
20. Максимальная допустимая температура теплоносителя, циркулирующего внутри нагревателя, ˚С 650;
21. Производительность индивидуального вентилятора нагревателя, $м^3$/ч до 10000;
22. Мощность электродвигателя вентилятора нагревателя, кВт 5.5.

На рисунке 6.1.6 представлены режимы тепловой обработки садки при посаде в холодную и нагретую печь, отработанные в ходе промышленных исследований и предложенные для постоянной эксплуатации.

Из анализа полученных материалов следует, что время нагрева садки совместно с печью от 20 до 400 ˚С (холодный посад) составляет около двух часов, тогда как при горячем посаде (камера нагрева печи разогрета в результате предыдущего теплового цикла) это время сокращается в 2.5 – 3 раза и составляет 40 – 50 минут.

Количество тепла, запасенное в камере нагрева в виде разогретых металлических корпусов нагревателей и внутренней обшивкой слоя теплоизоляции массой около 1800 кг составляет значительную величину около 376000 кДж. Использование этого аккумулированного тепла в камере нагрева позволяет уменьшить время тепловой обработки примерно в 1.5 раза с 4.4 до 3.2 часа. Период выдержки садки составил около двух часов, а достигнутая средняя скорость охлаждения, равная 8.5 ˚С/мин, была получена за счет интенсивной обдувки ее поверхности наружным воздухом с помощью работы циркуляционного вентилятора. Время охлаждения полотна материала с 400

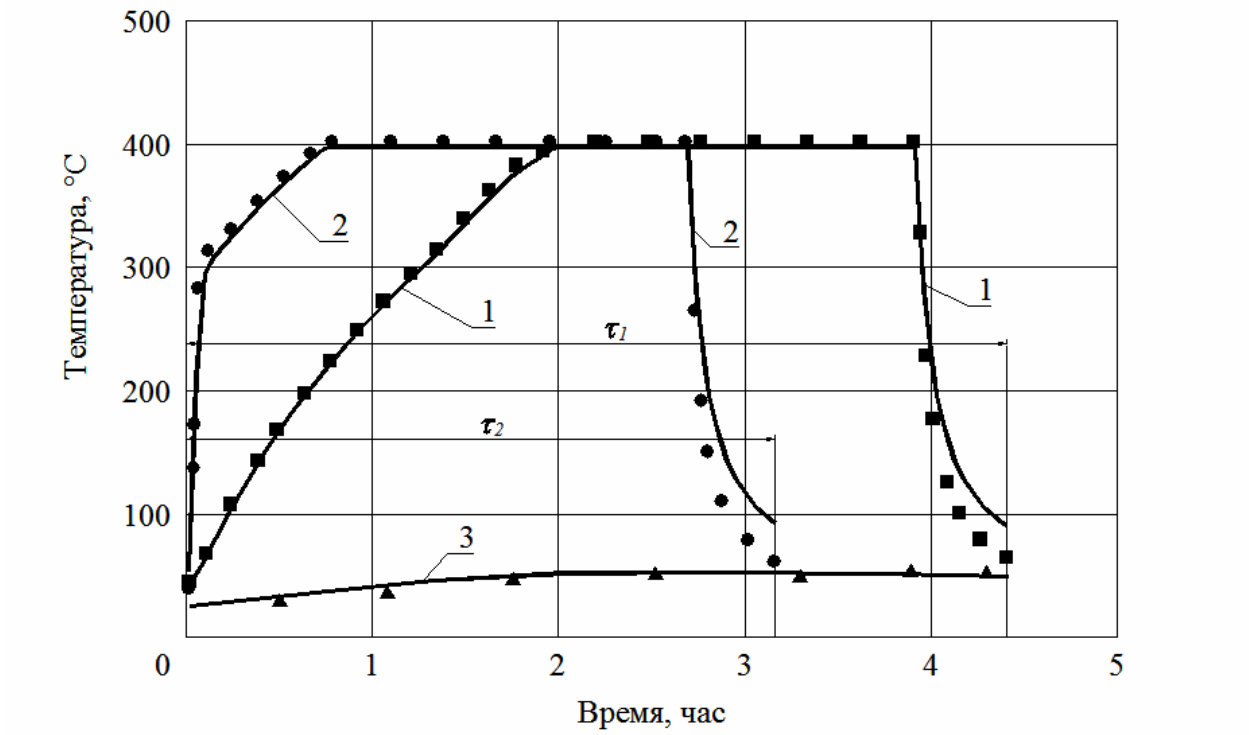

Рисунок 6.1.6 - Режимы тепловой обработки материала в режиме посада в холодную и разогретую печь.
1 – расчетная средняя температура садки при холодной печи; 2 – расчетная средняя температура садки при разогретой печи; 3 – расчетная температура вала в районе первого подшипника; ■ – температура теплоносителя на входе садки при холодной печи по данным эксперимента. ● – температура теплоносителя на входе садки при разогретой печи по данным эксперимента. ▲ – температура вала в районе первого подшипника. τ_1 и τ_2 - время тепловой обработки садки на холодной и разогретой печи. Подводимая электрическая мощность на нагреватель 55 кВт. Производительность циркуляционного вентилятора 2.8 м^3/с.

до 45 – 90 ˚С составило по данным эксперимента 40 – 45 мин, что соответствует расчетному коэффициенту теплоотдачи от поверхности садки 30 – 40 Вт/(м^2·К).

Расчетная температура вала в районе первого подшипника вентилятора, оснащенного устройством охлаждения СТ, приведена на рисунке 6.1.6, кривая 3. Результаты расчета и экспериментальные данные хорошо согласуются между собой. Во время проведения опытов температура вала не превышала 60 ˚С, что вполне удовлетворяет условиям работы вентилятора.

6.2. Разработка типового ряда новых конструкций устройств воздушного охлаждения валов вентиляторов печей для нагрева и термообработки алюминиевых заготовок

Температура нагрева алюминиевых заготовок в нагревательных и термических печах обычно не превышает 550 – 600 ˚С, где составляющая теплообмена излучением относительно невелика и составляет 10 – 30 % от общего теплового потока. В результате этого, печи такого типа снабжены циркуляционными высокотемпературными вентиляторами, которые необходимы для интенсификации конвективного теплообмена за счет обдувки обрабатываемых изделий.

На основе экспериментальных и расчетных данных, полученных в ходе наших исследований, был разработан типовой ряд устройств воздушного охлаждения валов используемых высокотемпературных вентиляторов.

Наибольшее применение в рассматриваемых печах нашли вентиляторы с использованием рабочих колес с конической защитой впереди, выполненных по аэродинамическим схемам ЦАГИ Ц9 – 55 и Ц14 -46, которые позволяют получить необходимые аэродинамические параметры (производительность и напор) в широком диапазоне изменения их частоты вращения вала.

В таблице 6.2.1 представлен типовой ряд высокотемпературных вентиляторов с рабочими колесами Ц9 – 55, оснащенными разработанными нами устройствами воздушного охлаждения валов.

В таблице 6.2.2 приведены аналогичные данные вентиляторов, которые снабжены рабочими колесами Ц14 – 46.

На рисунке 6.2.1 приведен пример использования устройства охлаждения многодискового типа МД 300 на ходовой части высокотемпературного вентилятора печи нагрева заготовок под прокатку ПАО «ВСПО-АВИСМА», оснащенного рабочим колесом Ц9 – 55 № 10.

Таблица 6.2.1- Типовой ряд высокотемпературных вентиляторов с рабочими колесами Ц9 – 55, оснащенных устройствами воздушного охлаждения валов.

Аэродинамическая схема вентилятора	Диаметр рабочего колеса, мм	Производительность, $м^3/ч$	Полный напор при нормальных условиях, Па	Рекомендуемый тип устройства воздушного охлаждения	Область применения высокотемпературных вентиляторов
Ц9 - 55 № 4	400	3000 – 3600	400 – 500 до 980 об/мин	МД 125 СТ 150	Печи гомогенизации заготовок Нагревательные колодцы Сушильные агрегаты
Ц9 – 55 № 6	600	10000 - 14000	600 – 700 до 980 об/мин	МД 185 СТ 220	Печи гомогенизации заготовок Нагревательные колодцы Нагревательные печи под штамповку
Ц9 – 55 № 8	800	25000 - 30000	1200 – 1500 до 980 об/мин	МД 250 СТ 300	Печи гомогенизации заготовок Нагревательные печи под штамповку Нагревательные печи под прокатку Нагревательные колодцы
Ц9 – 55 № 10	1000	35000-42000	1600 - 2000 до 750 об/мин	МД 300 СТ 360	Конвейерные печи для нагрева заготовок под штамповку Нагревательные печи под прокатку Нагревательные колодцы
Ц9 – 55 № 12	1200	60000-72000	1800 - 2200 до 650 об/мин	МД 360 СТ 430	Вертикально-закалочные печи Печи струйного нагрева

Таблица 6.2.2- Типовой ряд высокотемпературных вентиляторов с рабочими колесами Ц14 – 46, оснащенных устройствами воздушного охлаждения валов.

Аэродинамическая схема вентилятора	Диаметр рабочего колеса, мм	Производительность, $м^3/ч$	Полный напор при нормальных условиях, Па	Рекомендуемый тип устройства воздушного охлаждения	Область применения высокотемпературных вентиляторов
Ц14 - 46 № 4	400	4500 – 5000	600 – 700 до 1000 об/мин	МД 140 СТ 170	Нагревательные колодцы Печи гомогенизации заготовок Сушильные агрегаты
Ц14 – 46 № 6	600	15000 - 18000	1500 – 1800 до 1000 об/мин	МД 200 СТ 220	Нагревательные печи под штамповку Нагревательные колодцы
Ц14 – 46 № 8	800	30000 - 36000	2500 – 2700 до 1000 об/мин	МД 275 СТ 330	Нагревательные печи под прокатку или штамповку Печи гомогенизации заготовок
Ц14 – 46 № 10	1000	52000-64800	2600 – 2800 до 750 об/мин	МД 330 СТ 400	Конвейерные печи для нагрева заготовок под штамповку
Ц14 – 46 № 12	1200	75000-80000	2300 – 2500 до 600 об/мин	МД 400 СТ 480	Вертикально-закалочные печи струйного нагрева

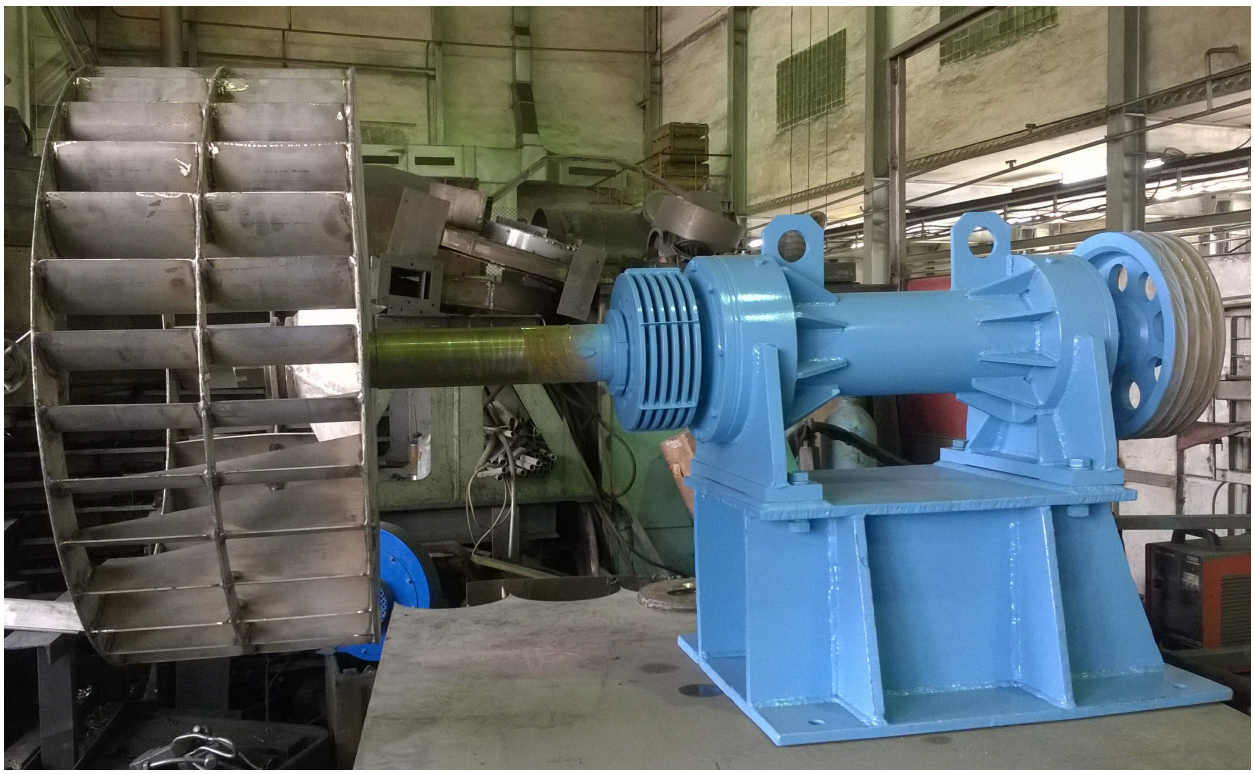

Рисунок 6.2.1 - Ходовая часть высокотемпературного вентилятора Ц9 – 55 № 10 с рабочим колесом, оснащенного устройством охлаждения МД.

На рисунке 6.2.2 представлен узел подшипников высокотемпературного вентилятора Ц14-46 №12, оснащенный устройством охлаждения стержневого типа СТ 480 и подготовленный для применения закалочной печи ОАО «Каменск-Уральский металлургический завод».

На рисунке 6.2.3 представлена галерея установок вентиляторов Ц9 – 55 № 10, для нагрева заготовок под штамповку на конвейерной печи ОАО «КУМЗ», оснащенных устройствами воздушного охлаждения многодискового типа МД 300.

Применение разработанных устройств воздушного охлаждения позволило обеспечить надежную работу высокотемпературных вентиляторов, увеличив межремонтный срок эксплуатации печей на 15÷25% за счет создания удовлетворительных условий эксплуатации наиболее теплонагруженных узлов ходовой части (подшипников).

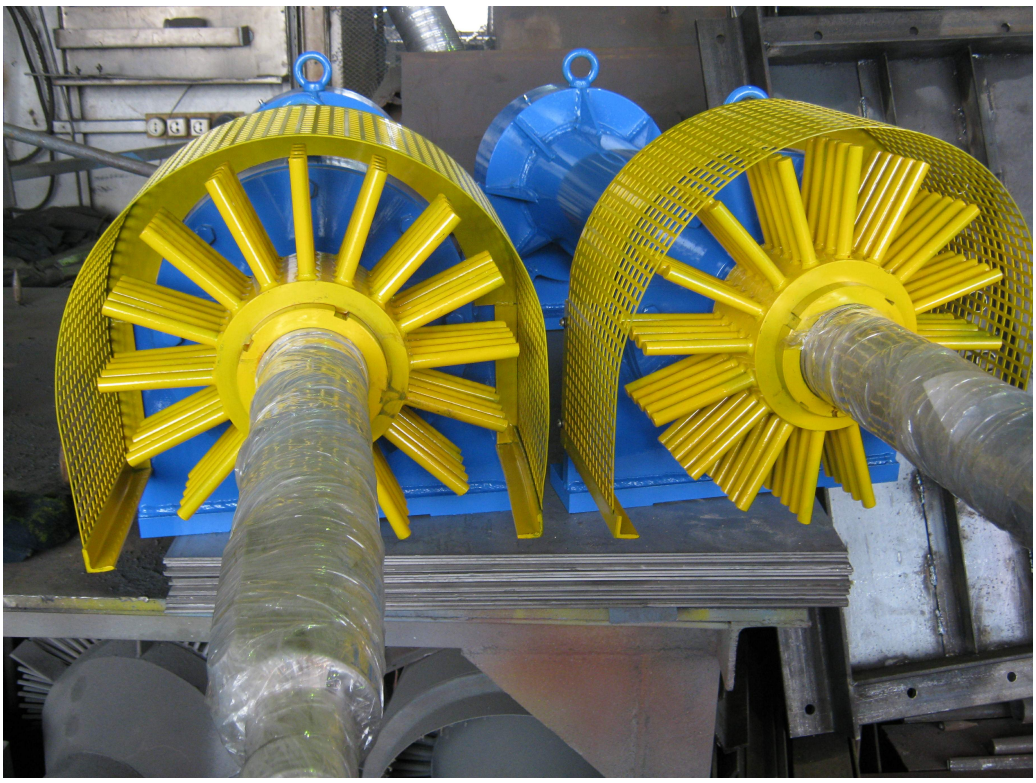

Рисунок 6.2.2 - Применение устройств охлаждения СТ на ходовой части высокотемпературного вентилятора Ц14 – 48 № 12.

Рисунок 6.2.3 - Галерея установок вентиляторов Ц9 – 55 № 10, оснащенных устройствами охлаждения МД 300 на печи нагрева заготовок под штамповку.

6.3. Разработка и внедрение новой конструкции выносного вентилятора термической камерной печи с выкатным подом для термообработки сварных металлоконструкций

На ПАО «МЗиК» силами ОАО «ВНИИМТ» была реконструирована и пущена в эксплуатацию термическая камерная печь с выкатным подом для термообработки сварных металлоконструкций массой до 15 т в диапазоне температур от 20 до 650 ˚С [74]. Задачей реконструкции печи являлось обеспечение равномерного температурного поля в рабочем объеме печи объемом 9.65 х 3.4 х 3.4 м с точностью ± 10 ˚С на всех режимах термообработки.

Для создания равномерного поля температур внутри рабочего пространства печь оборудована системой циркуляции дымовых газов. Основным элементом этой системы является высокотемпературный вентилятор, который был специально разработан, изготовлен и поставлен заводу для использования в термической печи, рисунок 6.3.1. Вентилятор состоит из следующих основных частей: рамы 1, подставки 2, узла подшипников 3 с устройством воздушного охлаждения вала 4, рабочего колеса 5, выполненного из жаропрочной стали, клиноременной передачи 6, электродвигателем 7, теплоизолирующей пробки 8, внутреннего герметичного корпуса 9, теплоизоляции 10 и внешнего корпуса 11.

Вентилятор оснащен устройством воздушного охлаждения многодискового типа диаметром 247 мм (МД 247).

После изготовления вентилятора в металле были проведены стендовые испытания, в ходе которых определялись его аэродинамические характеристики. На рисунке 6.3.2 приведены экспериментальные зависимости полного давления вентилятора при температуре воздуха 20 ˚С от его производительности при различной частоте вращения рабочего колеса.

Из представленного материала следует, что за счет изменения частоты вращения вала посредством применения частотного преобразователя, производительность вентилятора регулируется в пределах от 2000 до 16000 м^3/ч, что обеспечивает реализацию необходимого теплового и

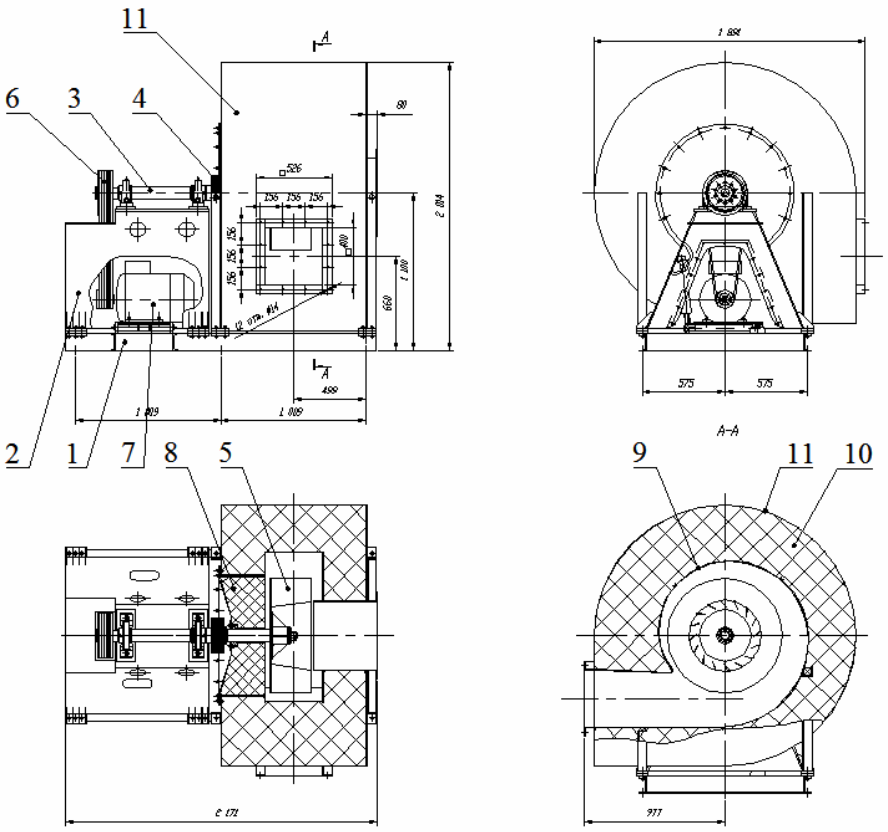

Рисунок 6.3.1 - Высокотемпературный вентилятор печи для термообработки сварных металлоконструкций ПАО «МЗиК».

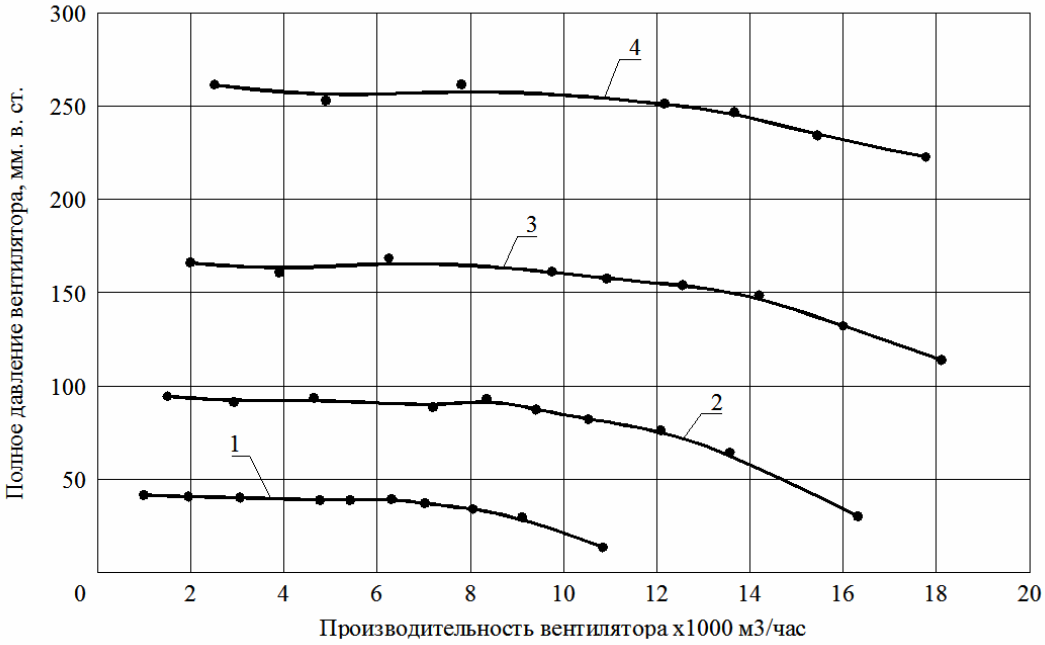

Рисунок 6.3.2 - Аэродинамическая характеристика высокотемпературного вентилятора по экспериментальным данным при температуре 20 ˚С.
Частота вращения вала, об/мин: 1 – 520; 2 – 770; 3 – 1030; 4 – 1290.

газодинамического режимов работы в печи и способствует повышению качества получаемых изделий.

В ходе промышленных испытаний на термической печи были достигнуты следующие технические характеристики вентилятора:

1. Производительность, $м^3$/ч	12000-16000;
2. Полный напор при нормальных условиях, Па	2300-2700;
3. Максимальная температура рабочей среды (дымовых газов), ˚С	до 700;
1. Частота вращения электродвигателя при 50 Гц питающего напряжения, об/мин	2850;
5. Частота вращения рабочего колеса вентилятора при 50 Гц питающего напряжения, об/мин	1290;
6. Вал вентилятора оборудован устройством воздушного охлаждения многодискового типа	МД 247;
7. Максимально допустимая температура нагрева подшипников, ˚С	95;
8. Электродвигатель, тип	АИР160М2У3;
- мощность, кВт	18.5;
- напряжение, В	380.

Кроме того, были проведены работы по определению эффективности тепловой работы устройства охлаждения, установленного на валу вентилятора.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показал их удовлетворительное совпадение. Так, при температуре в печи около 700 ˚С, температура корпуса ближнего к рабочему колесу подшипника не превышала 75÷80 ˚С, при этом температура окружающей среды составляла 35 - 55 ˚С.

На рис. 6.3.3 приведена фотография ходовой части, а на рисунке 6.3.4 вид высокотемпературного вентилятора в сборе.

Эксплуатация печи в течение длительного периода показала надежную работу разработанного вентилятора.

Рисунок 6.3.3 - Ходовая часть высокотемпературного вентилятора термической печи.

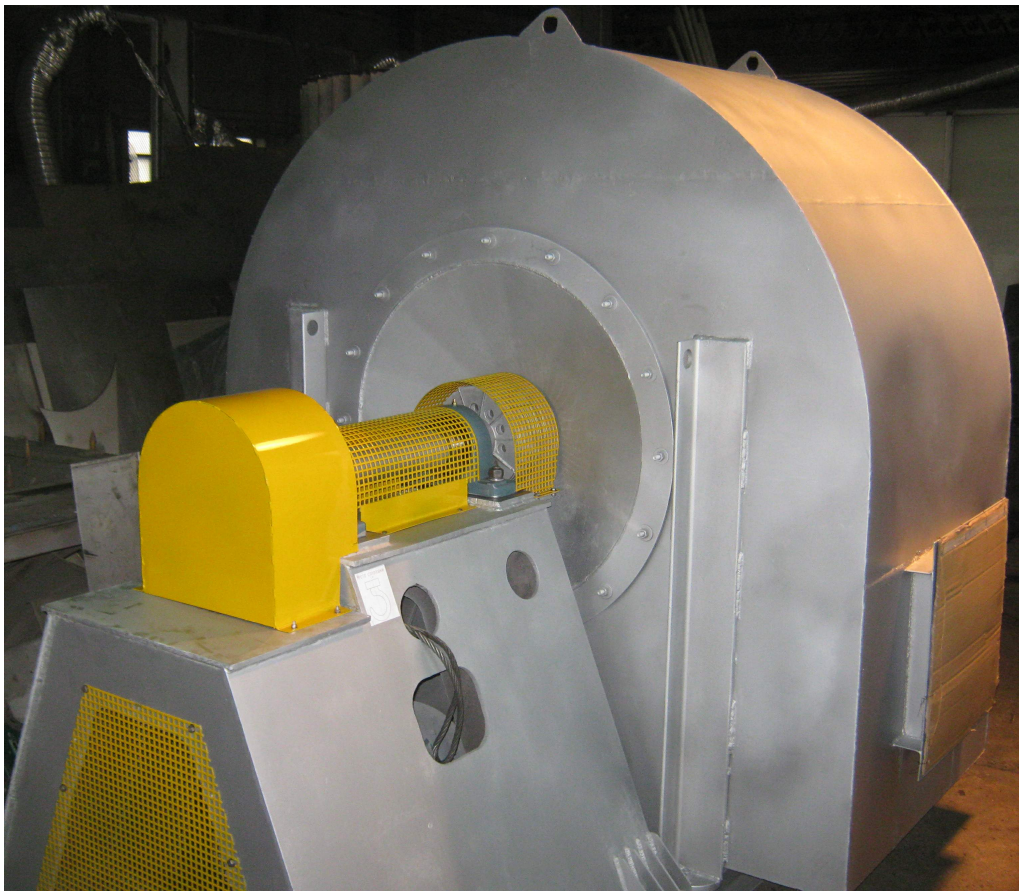

Рисунок 6.3.4 - Общий вид высокотемпературного вентилятора термической печи в сборе.

Достигнута основная цель реконструкции печи – обеспечение температурного поля в рабочем объеме с отклонением не более ± 10 ˚С на всех режимах термообработки.

Выводы

1. Разработан и исследован электронагреватель с радиационно-конвективным способом теплообмена между нагревательными элементами и стенками герметичного корпуса.

В ходе расчетных и экспериментальных исследований нового нагревателя в условиях работы печи показано, что способ отвода тепла от электроспиралей путем обдувки их потоком теплоносителя в циркуляционном контуре, позволяет повысить ресурс его работы на 30 – 50 % по сравнению с известными устройствами за счет снижения рабочей температуры этих тепловыделяющих элементов.

Электронагреватель оборудован новым высокотемпературным вентилятором с вертикальной осью вращения вала. Аэродинамические параметры, выдаваемые вентилятором, поддерживают необходимый теплообменный процесс внутри нагревателя, а его ходовая часть, снабженная эффективным устройством воздушного охлаждения, обеспечивает надежную работу всего этого устройства.

2. Введенная в эксплуатацию печь в ПАО «Синарский трубный завод», обеспечила надежный процесс теплового обезжиривания материала при необходимой производительности за счет использования новых инновационных устройств специального исполнения.

Применение электронагревателей закрытого типа существенно снизило вероятность выхода их из строя из-за воздействия агрессивной газовой среды.

Интенсификация процесса конвективного теплообмена за счет применения циркуляционных высокотемпературных вентиляторов, снабженных эффективными устройствами охлаждения вала, позволило увеличить срок службы

нагревателей в 1.2 – 1.5 раза по сравнению с известными устройствами радиационного типа [47,48].

Использование аккумулированного тепла, запасенного в камере нагрева, обеспечило тепловой поток на нагреваемую садку, превышающий в три раза установленную электрическую мощность нагревателей, что позволило сократить время тепловой обработки садки на 30 – 50 % по сравнению с известными способами нагрева обрабатываемых материалов [46].

Разработанная технология может быть использована в низкотемпературных конвективных печах для термообработки тонколистового материала в защитных и агрессивных средах.

3. На основе экспериментальных и расчетных данных, полученных в ходе исследований, был разработан типовой ряд устройств воздушного охлаждения валов высокотемпературных вентиляторов, используемых в нагревательных и термических печах для обработки алюминиевых заготовок в ОАО «Каменск-Уральский металлургический завод».

Применение разработанных устройств воздушного охлаждения позволило обеспечить надежную работу высокотемпературных вентиляторов, увеличив межремонтный срок их эксплуатации на 15 – 25 % за счет создания удовлетворительных условий эксплуатации наиболее теплонагруженных узлов ходовой части.

4. С использованием результатов диссертационной работы разработана, изготовлена и внедрена на термической камерной печи ОАО «Машиностроительный завод имени Калинина» конструкция выносного вентилятора.

Полученные в ходе испытаний аэродинамические характеристики вентилятора позволили обеспечить внутри рабочего объема печи равномерное температурное поле с точностью ± 10 ˚С на всех режимах термообработки.

Проведены работы по определению эффективности охлаждения вала за счет работы устройства охлаждения.

Расчетные и экспериментальные данные показали, что на всех режимах работы вентилятора температура вала в районе первого подшипника не превышала 75 – 80 ˚С.

Эксплуатация печи в течение длительного периода (около трех лет) показала надежную работу высокотемпературного вентилятора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В предложенной диссертационной работе представлены материалы расчетных и экспериментальных исследований тепловой работы металлургических печей с циркуляцией газовой среды высокотемпературными вентиляторами.

Рассмотрена конструкция и тепловая работа конвективной печи для термообработки материала, используемого в производстве двухслойных теплоизолированных труб.

Основной целью диссертационной работы является исследование и разработка усовершенствованной конструкции конвективной печи, обеспечивающей повышение надежности, производительности и качества нагреваемого материала при одновременном снижении энергозатрат на основе использования новых электронагревателей и высокотемпературных вентиляторов.

Для решения поставленных задач использовались расчетные и экспериментальные исследования тепловых режимов существующих и усовершенствованных высокотемпературных вентиляторов с циркуляцией газовой среды.

Интенсификация теплообмена в рабочем пространстве существующих конвективных муфельных печей с целью повышения производительности и качества нагрева материала является одной из сложных задач металлургической теплотехники.

В данной работе показано, что снижение энергозатрат и повышение качества обрабатываемого материала достигается в результате использования новых электронагревателей с улучшенными теплообменными характеристиками.

Надежность работы печного агрегата обеспечивается за счет использования высокотемпературных вентиляторов специального исполнения, работающих в оптимальном тепловом режиме их ходовой части, за счет впервые разработанных воздушных охладителей валов и подшипниковых узлов.

Основными результатами работы являются:

1. На основе впервые разработанной предложенной методики проведен сравнительный расчетный анализ тепловой работы существующих и усовершенствованных конвективных печей с циркуляцией газовой среды. Исследовано влияние режимных и конструктивных параметров конвективных печей на их технические показатели. Получены зависимости удельных энергозатрат, КПД, времени нагрева и производительности от параметров циркуляционного контура и мощности электронагревателей рассматриваемых печей.

2. Впервые разработана и исследована конструкция нового циркуляционного электронагревателя конвективных печей с циркуляцией газовой среды и определены оптимальные режимы его работы.

3. Разработана и изготовлена экспериментальная установка для проведения исследований устройств воздушного охлаждения валов печных вентиляторов. Приведена методика проведения исследований и обработки полученных результатов.

4. Впервые получены количественные зависимости конвективного теплообмена между устройствами воздушного охлаждения различных конструкций и окружающей средой. Определены оптимальные тепловые режимы ходовой части высокотемпературных вентиляторов конвективных печей, обеспечивающих их надежную работу.

5. Впервые разработана, изготовлена и пущена в промышленную эксплуатацию усовершенствованная конвективная печь с циркуляцией газовой среды, оснащенная новыми электронагревателями и вентиляторами, снабженными новым узлом охлаждения вала и подшипников. Проведенные промышленные исследования печи показали значительное снижение энергозатрат и повышение качества обрабатываемого материала.

6. Приведены результаты обширных исследований теплотехнических характеристик разработанных устройств охлаждения валов вентиляторов, используемых в конвективных печах различных типов.

Таким образом, выполненные расчетные и экспериментальные исследования конвективных печей с циркуляцией газовой среды позволили впервые получить новые научные и практические результаты для совершенствования их конструкций, обеспечивающих необходимую производительность, равномерность нагрева материала и снижение энергозатрат до 2.7 раз на единицу производимой продукции.

Перспективы дальнейшей разработки темы исследования:

1. Для более точных расчетов нагрева металла в печах с циркуляцией газового теплоносителя необходимо продолжить совершенствование методик с использованием компьютерного моделирования процессов теплообмена и газодинамики.

2. На основе таких методик продолжить совершенствование конструкций высокотемпературных вентиляторов и циркуляционных электронагревателей.

3. Продолжить экспериментальные исследования конвективного теплообмена наиболее теплонагруженных узлов вентиляторов и электронагревателей.

4. Длительная промышленная эксплуатация печей, снабженных новым оборудованием, позволяет рекомендовать использовать в дальнейшем результаты данной работы при разработке более совершенных и энергоэффективных печей различных типов в широком диапазоне изменения их параметров.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Основные обозначения:

КПД – коэффициент полезного действия

J – величина кинематического импульса струи, $\frac{кг \cdot м}{с^2}$;

m – параметр безразмерной скорости;

U – продольная составляющая скорости, м/с;

χ - расстояние от среза сопла до рассматриваемого сечения, м;

ν - кинематический коэффициент вязкости, м^2/с;

δ - толщина пограничного слоя, м;

ρ - плотность, кг/м^3;

Nu - число Нуссельта;

Re - число Рейнольдса;

D – диаметр, м;

d – диаметр, м;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2·К;

λ - коэффициент теплопроводности, Вт/м^2·К;

W – линейная скорость, м/с;

n – угловая скорость, 1/с;

Q – тепловой поток, Вт;

F – теплообменная поверхность, м^2;

t – температура, ˚С;

T – абсолютная температура, К;

Σ - температурный фактор, К^3;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/м^2·К;

K и C – коэффициенты пропорциональности;

S – расстояние между расчетными участками, м.

Индексы:

α – относящийся к коэффициенту теплоотдачи;

у – относящийся к поверхности устройства охлаждения;

в – относящийся к окружающей среде;

н – относящийся к электронагревателю;

к – относящийся к конвективному тепловому потоку;

л – относящийся к лучистому тепловому потоку;

пр – относящийся к приведенному коэффициенту излучения;

р – относящийся к рассеиваемому тепловому потоку;

вал – относящийся к валу вентилятора;

п – относящийся к поверхности экспериментальной установки помимо исследуемого вала;

вт – относящийся к втулке устройства охлаждения;

м – относящийся к материалу устройства охлаждения;

экв – относящийся к эквивалентному диаметру;

Т – относящийся к тепловому потоку, распространяющийся теплопроводностью;

МД – относящийся к многодисковому устройству;

СТ – относящийся к стержневому устройству;

ОД – относящийся к однодисковому устройству.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лисиенко В.Г., Волков В.В., Гончаров А.Л. Математическое моделирование теплообмена в печах и агрегатах. – Киев: Наукова Думка, 1984. – 232 с.
2. Nusselt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. – «Ztschr. des Vereines Duetscher Ingenieure», 1916, Bd 60, № 27, S.541-546; № 28, S.569-575.
3. Nusselt W. Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Rohrlänge . – «Ztschr. d. VDI», 1910, Bd 54, № 27, S.1154-1158.
4. Nikuradse I. Gesetzmässigkeiten der turbulenten Strömung glatten Rohren. – «VDI-Forsch», H.356, 1932; Strömungsgesetze in rauhen Rohren. – «Forschungsheft», 361, 1933, Ausgabe B, Bd 4, 22 S.
5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. – 472 с.
6. Устхьюзен П., Мэден С. Смешанная конвективная теплоотдача от горизонтальных цилиндров // Теплопередача. – 1970. - № 1. – С.145–147.
7. Теплоотдача плиты и прямоугольных параллелепипедов при поперечном и продольном обтекании их газами: Сборник научных трудов № 8 / Регенеративный теплообмен. Теплоотдача в струйном потоке / Тимофеев В.Н., Февралева М.А., Вавилова М.А. – Свердловск: Металлургия, 1962. – С.396–430.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – Издание второе, стереотипное. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
9. Исследование конвективной теплоотдачи к плите в струйном потоке газов: Сборник научных трудов. № 8 / Регенеративный теплообмен. Теплоотдача в струйном потоке / Тимофеев В.Н., Февралева М.А., Вавилова М.А. – Свердловск: Металлургиздат, 1962. – С.431-453.
10. Конвективная теплоотдача к плите от потока газов из горелочных устройств: Сборник научных трудов. № 8 / Регенеративный теплообмен.

Теплоотдача в струйном потоке / Тимофеев В.Н., Февралева М.А., Вавилова М.А. – Свердловск: Металлургиздат, 1962. – С.454–471.

11. Bourque C. Newmant B.G. Reattachment of a Iuro-Dimensional, Imcompressible Jet to an Adjacent Ilat Plate. – The Aeronautical Ouarterly, 1960, August. vol. XI.
12. Арутюнов В.А., Перепелкин Ю.М. Вопросы расчета ограниченной плоской турбулентной струи. – Изв. вузов, Черная металлургия, 1970. № 11, С.160–163.
13. Руди Ю.А. Распространение ограниченных турбулентных струй. – Сб. научн. трудов Московского института стали и сплавов. – М.: Металлургия, 1978, № 107, С.40–49.
14. Братько В.К. Плоская турбулентная струя в затопленном канале. – Изв. вузов. Энергетика, 1978, № 4, С.140–143.
15. Гусак А.И. К вопросу об интенсивности циркуляционного движения в ограниченном объеме. – Изв. вузов. Нефть и газ, 1970, № 10, С.74–77.
16. Гусак А.И. Распространение турбулентной струи капельной жидкости в ограниченном пространстве. – Изв. вузов. Нефть и газ, 1969, № 3, С.67–71.
17. Гиневский А.С. Потенциальные течения вне турбулентной области плоских и осесимметричных струй. В кн.: Промышленная аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1966. вып. 27, С.80–198.
18. Павловский В.А. Течения, вызванные турбулентными струями вне турбулентной области. – Сб. трудов Ленинградского политехнического института. – Л.: изд. ЛПИ 1958, вып. 196, С.77–81.
19. Подольский Б.Г. Исследование и разработка струйных затворов в печах для непрерывной термообработки полосы. Дисс. на соиск. учен. Степени канд. техн. наук. – Свердловск, 1972, 177 с. ВНИИМТ.
20. Вулис Л.А. Кашкаров В.П. Теория струй вязкой жидкости. – М.: Наука, 1965. – 431 с., – Библиогр. 325 назв.
21. Каменецкий А.И. Эмпирический метод расчета турбулентного пограничного слоя в несжимаемой жидкости. – Сб. трудов Ленинградского

политехнического института. Аэродинамика. – Л.: изд. ЛПИ, 1970, № 313, С.231–242.

22. Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции. – М.: Профиздат, 1965. – 608 с., ил.
23. Сакипов З.Б. Экспериментальное исследование полуограниченных струй. – В кн.: Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. – Алма–Ата, 1964, вып. 1, С.102–107.
24. Амияров Б.К., Сакипов З.Н., Ярин А.Н. Экспериментальное исследование закономерностей турбулентных полуограниченных струй, развивающихся вдоль гладкой и трубчатой поверхности. – В кн.: Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. – Алма–Ата, 1966, вып. 3, С.30–32.
25. Амияров Б.К., Сакипов З.Б. Смешение и теплообмен у стенок при наличии газовой среды. – В кн.: Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. – Алма–Ата, 1970, вып. 2, С.41–43.
26. Андреев А.А., Лахно В.Н., Савин В.К. Исследование теплообмена в области градиентного течения при вытекании плоской турбулентной струи на пластину, расположенную нормально потоку. М.: Инж.–физ. журнал. 1970, Т. 18, № 4, С.95–97.
27. Миткалинный В.И. Струйное движение газов в печах. – М.: Металлургия, 1961, 250 с., ил., прил. – Библиогр. 201 назв.
28. Кирпичев М.В., Михеев М.А. Моделирование тепловых устройств. – М–Л.: Академия наук СССР, 1936. – 235 с.
29. Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д., Полуян П.Н. Пути повышения эффективности использования природного газа в камерных термических печах. / (Обзорная информация). ВНИИЭгазпром. Вып. 5. Серия: Использование газа в народном хозяйстве. – М., 1977. – 36 с.
30. Лошкарев Н.Б., Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д. Применение моделирования для усовершенствования конструкций печей с целью повышения эффективности использования природного газа. / (Обзорная информация).

ВНИИЭгазпром. Вып. 2. Серия: Использование газа в народном хозяйстве. – М., 1980. – 44 с.

31. Шлеймович Е.М. Разработка и применение методов расчета теплообмена при турбулентных отрывных течениях в металлургических печах с целью совершенствования их тепловой работы: Дис. канд. техн. наук: 05.13.18 / УПИ. – Свердловск, 1989. – 221 с.
32. Андрианов В.А. Основы радиационного и сложного теплообмена. – М.: Энергия, 1972. – 464 с.
33. Казяев М.Д., Киселев Е.В., Лошкарев Н.Б. Физическое моделирование нагревательных печей // Состояние и перспективы развития электротехнологии. X–Бенардосовские чтения: Тезисы докладов Международной научно-технической конференции 6-8 июня 2001 г. – Иваново, 2001. – С.179.
34. Казяев М.Д., Маркин В.П., Лошкарев Н.Б., Киселев Е.В. Пути энергосбережения в нагревательных печах //Автоматизированные печные агрегаты и энергосберегающие технологии в металлургии: Тезисы докладов 2-й Международной научно-практической конференции 3-5 декабря 2002 г. – Москва, 2002. – С.165–166.
35. Конструирование энергосберегающих агрегатов на основе их физического моделирования: Сборник научных трудов. Том 8 / Теплотехника и энергетика в металлургии. Металлургическая теплотехника. Национальная металлургическая академия Украины. / Казяев М.Д., Маркин В.П., Лошкарев Н.Б., Кисилев Е.В. – Днепропетровск, 2002. – С.203–210.
36. Условия приближенного воспроизведения на физической модели процессов движения газов в нагревательных печах: Межвузовский сборник научных трудов / Математическое и физическое моделирование процессов в теплотехнических установках. / Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д., Лошкарев Н.Б. – Иваново, 1986. – С.55.

37. Лошкарев Н.Б. Совершенствование конструкций нагревательных печей на основе физического моделирования теплообмена: Дис. канд. техн. наук: 05.16.02 / УПИ. – Свердловск, 1989. – 134 с.
38. Зобнин Б.Ф. Нагревательные печи (теория и расчет). – М.: Машиностроение, 1964. – 311 с.
39. Немзер Г.Г. Тепловые процессы производства крупных поковок. – Л.: Машиностроение, 1979. – 272 с.
40. Зобнин Б.Ф. Конструирование и инженерный расчет нагревательных печей. // Тепловые процессы в кузнечно-штамповочном производстве. – Л.: Машиностроение, 1969. – С.5–9.
41. Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д., Литвинов В.З. Зависимость теплового состояния слитков от условий охлаждения // Кузнечно-штамповочное производство. – 1983. – № 11. – С.24–25.
42. Нагревательные печи кузнечно-прессового цеха Ижорского завода: Сб. тр. / ВНИПИ Теплопроект / Муромский Л.Н., Трифонов Б.А., Тихонов П.И. – М.: 1975. – С.50–59.
43. Кривандин В.А., Егоров А.В. Тепловая работа и конструкции печей черной металлургии. – М.: Металлургия, 1989. – 463 с.
44. Аптерман В.Н., Тымчак В.М. Протяжные печи. – М.: Металлургия, 1969. – 319 с., ил., с прил. – Библиогр.: 49 назв.
45. Аптерман В.Н., Двейрин Е.Г., Тымчак В.М. Колпаковые печи. – М.: Металлургия, 1965. – 235 с., ил., с прил. – Библиогр.: 26 назв.
46. Рубинчик Л.Г. Водородные электрические печи. – М.: Энергия, 1970. – 104 с., с прил. – Библиогр.: 8 назв.
47. Петров Н.Н., Трошкин И.Т., Веселов Б.П. Термическая обработка стали в контролируемых средах. – М.: Машиностроение, 1969. – 151 с., ил., – Библиогр.: 73 назв.
48. Подольский Б.Г., Калганов В.М., Малец А.Ф., Владимиров В.Н., Чершин Я.Л. Совершенствование режимов нагрева при непрерывном светлом отжиге труб // Сталь. № 3, 1990. С.95–98.

49. Подольский Б.Г., Калганов В.М., Малец А.Ф., Титова И.А., Фишман С.Б. Реализация конвективного охлаждения полосы в протяжной печи // Сталь. № 3, 1990. С.99–102.

50. Глинков М.А., Леонидова М.Н., Миткалинный В.Н. Охлаждение стальной полосы при струйной обдувке // Известия Вузов. Черная металлургия. № 5, 1968. С.165–169.

51. Ремняков В.З., Проколов Е.В., Титова И.А., Шалаев Ю.А., Матюхин В.И., Важенин В.В., Соколовский М.Я. Исследование теплового и газового режимов работы протяжной печи выпрямляющего отжига трансформаторной стали. Металлургическая техника. – М.: Металлургия, 1976. № 5. С.45–49.

52. Евтеев Е.А., Клековкин А.А., Подольский Б.Г. Реконструкция участка воздушного охлаждения катанки стана 150 ОАО БМК // Сталь. № 3, 2010. С.63–66.

53. Леонтьев В.А. Струйное охлаждение полосы с высоких температур газовыми средами // Металлургическая теплотехника: Тематический отраслевой сборник. – М.: Металлургия, 1974. – № 3.

54. Леонтьев В.А., Зуйкова Н.А., Капестин Б.В. Характеристики газовых подушек многоходовых печей // Металлургическая теплотехника: Тематический отраслевой сборник. – М.: Металлургия, 1978. – № 7.

55. Струйный газовый нагрев и охлаждение стального проката /Маликов Г.К., Леонтьев В.А., Зуйкова Н.А., Лобанов Д.Л., Аптерман В.Н. // Сталь. – 1981, – № 2.

56. Оптимальные параметры струйных систем для нагрева и охлаждения полосы / Леонтьев В.А., Зуйкова Н.А., Советкина Л.А., Аптерман В.Н. // Металлургическая теплотехника: Тематический отраслевой сборник. – М.: Металлургия, 1981. – № 9.

57. Леонтьев А.В., Зуйкова Н.А., Игнатов А.А. Теплообмен при охлаждении пакета труб осесимметричными газовыми струями // Теплотехника основных металлургических переделов: Тематический отраслевой сборник. – М.: Металлургия, 1984.

58. Заявка № 52-100312 (Япония). Печь с предварительным нагревом / Такзути Осаму, Ямадзаки Хироси. – Заявл. 20.06.76; Опубл. 23.08.77.
59. Bloom W. Jet luat remperation of Waste furnace gases on Strip lines. – Jron and Steel Engineer. № 12, 1979. p.32–37.
60. Патент № 3068586 (США). Способ принудительного охлаждения полосы в непрерывных протяжных печах и устройство для его осуществления / А.Х. Вохгем, Э.Д. Керр. – Заявл. 18.02.59; Опубл. 19.12.62.
61. Патент № 3116788 (США). Конвективное охлаждение непрерывно движущейся металлической полосы / Д. Баггс, К. Коун, Т. Янг и Ф. Найт. – № 123873: Заявл. 13.07.67; Опубл. 03.01.64.
62. Справочник конструктора печей прокатного производства, Т. 1–2 / Под редакцией В.М. Тымчака. – М.: Металлургия, 1970. – 992 с.
63. Режимы работы камеры струйного охлаждения труб защитным газом /Леонтьев В.А., Зуйкова Н.А., Легонький В.И., Чершин Я.Л. // Теплотехнические исследования процессов и агрегатов в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1986.
64. Леонтьев В.А., Советкина Л.А. Разработка режимов работы конвективных подогревательных печей Челябинского металлургического завода // Сборник научных трудов / ВНИИМТ. – 1973. - № 24.
65. Леонтьев В.А., Советкина Л.А. Влияние геометрических и физических характеристик струйных систем на теплоотдачу при нагреве полосы // Сборник научных трудов / ВНИИМТ. – 1973. – № 24.
66. Патент 2479647 (РФ). Способ термообработки лифтовых труб типа «труба в трубе» / Калганов В.М., Зайнуллин Л.А., Мехряков Д.В., Калганов М.В., Калганов Д.В. – Опубл. 20.04.2013. БИ № 11 МПК С21Д.
67. Винтовкин А.А., Деньгуб В.В., Вегнер Б.Б., Татарников В.В., Калганов М.В. Разработка горелок для роторной печи // Сталь. № 8, 2016. С.91–92.
68. Рысин С.А. Справочник по вентиляторам. – М.: Госстройиздат, 1954. – 247 с., ил.

69. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – М. – Л.: Машиностроение, 1964. – 336 с., ил.
70. Невельсон М.И. Центробежные вентиляторы. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1954. – 335 с., ил. – Библиогр.: 39 назв.
71. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В., Спирин Н.А. Разработка и исследование устройств воздушного охлаждения вращающегося вала печного высокотемпературного вентилятора многодискового типа // Известия вузов. Черная металлургия. Т 60. № 6, 2017. С.451–456.
72. Кузьминов И.И., Зубков С.В., Лыжин Ю.А. Совершенствование конструкции циркуляционного вентилятора в колпаковых печах // Сталь. № 8, 2017. С.89–91.
73. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В., Ярчук В.Ф. Исследование эффективности охлаждения вращающегося вала печного высокотемпературного вентилятора // Известия вузов. Черная металлургия. Т 58. № 9, 2015. С.662–665.
74. Дружинин Г.М., Амихмин А.А., Маслов П.В., Попов А.Б., Лошкарев Н.Б., Галкин С.А. Термическая печь с комбинированной системой отопления // Сталь. № 3, 2015. С.70–74.
75. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В., Спирин Н.А. Исследование эффективности охлаждения вала печного вентилятора, оснащенного устройствами стержневого типа // Известия Вузов. Черная металлургия. Том 60. № 8, 2017. С.651–655.
76. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Учебное пособие для металлургических специальностей вузов / Н.А. Спирин, В.В. Лавров, Л.А. Зайнуллин и др. – Екатеринбург: ООО «УИНЦ», 2015. – 290 с.
77. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы. – М.: Машиностроение, 1980, 176 с., ил. – Библиогр. 61 назв.
78. Косточкин В.Н. Центробежные вентиляторы. – М.: Машгиз, 1951. – 222., ил., с прил.

ПРИЛОЖЕНИЕ

УТВЕРЖДАЮ
Начальник технического
управления ПАО «СинТЗ»
_____Н.Т. Тихонцева
«___»_____01_____2019 г.

Акт

о внедрении результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук Калганова Михаила Владимировича

Результаты диссертационной работы «Повышение энергоэффективности технологии нагрева материалов в металлургических печах для производства вакуумированных труб, работающих в условиях вечной мерзлоты» использованы при разработке и внедрении «Печи для теплового обезжиривания стеклосетки и стеклонити крученой» для объекта «ПАО «СинТЗ», в цехе Т-4, на участке по производству теплоизолированных лифтовых труб.

Использование результатов диссертационной работы обеспечило надежный и качественный процесс тепловой обработки полотна стеклосетки в печи при температуре 400 °С ± 5 °С за счет применения инновационных устройств: циркуляционных электронагревателей печи отжига закрытого типа и высокотемпературных вентиляторов.

Печные электронагреватели усовершенствованной конструкции в результате использования аккумулированного тепла позволили сократить время обработки садки на 30 – 50 % и уменьшить энергозатраты на единицу продукции в 2,0 – 2,7 раза по сравнению с известными муфельными печами камерного типа.

Аэродинамические параметры, выдаваемые печным вентилятором, поддерживают необходимый тепловой режим обработки садки в печи, а его вал, снабженный новым устройством охлаждения, обеспечивает повышение ресурса печного вентилятора за счет улучшения охлаждения узла подшипников.

Результаты диссертационной работы могут быть использованы при разработке нагревательных печей с циркуляцией газовой среды в металлургии и машиностроении.

Начальник цеха по производству труб нефтяного сортамента (Т-4) — Е.В. Воротников

Начальник ЦЗЛ — И.П. Савченко

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер ОАО «КУМЗ»

_____ А. М. Синельников

«19» 12 2018 г.

Акт

о внедрении результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук Калганова Михаила Владимировича

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Повышение энергоэффективности технологии нагрева материалов в металлургических печах для производства вакуумированных труб, работающих в условиях вечной мерзлоты» использованы и внедрены в конструкции высокотемпературных вентиляторов конвейерных электрических печей с циркуляцией воздушной среды для нагрева алюминиевых заготовок под штамповку до 500 – 600 °С.

Применение устройств охлаждения вала многодискового типа обеспечивает надежную работу печных вентиляторов и способствует увеличению межремонтного срока их службы на 15 – 25 % за счет улучшения охлаждения узлов подшипников.

На основе результатов исследований конвективного теплообмена печных агрегатов, представленных в диссертационной работе, разработаны конструкции новых типов эффективных устройств охлаждения вентиляторов, которые могут быть рекомендованы для применения в металлургических печах с температурой до 700 °С, использующих циркуляцию газовой среды.

Начальник цеха № 4 — А. М. Яковлев

Начальник отдела металлургических печей — В. П. Штиглиц

Согласовано:

Начальник отдела патентов, НТИ и стандартизации — Е. А. Щербаков

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального
директора ПАО «МЗИК»
_____ Галкин С. А.
«___» ___01___ 2019 г

Акт
о внедрении результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук Калганова Михаила Владимировича

Настоящим подтверждается, что результаты диссертационной работы «**Повышение энергоэффективности технологии нагрева материалов в металлургических печах для производства вакуумированных труб, работающих в условиях вечной мерзлоты**» использованы при разработке и внедрении термической камерной печи с выкатным подом для термообработки сварных металлоконструкций цеха №25 ПАО «МЗИК».

Печь предназначена для термообработки сварных металлоконструкций массой до 15 т в диапазоне температур от 20 до 650 °С.

Для создания равномерного поля температур внутри рабочего пространства печи применяется система циркуляции дымовых газов, основным элементом которой является высокотемпературный вентилятор, разработанный на основе научных данных, полученных в ходе выполнения диссертационной работы Калганова М. В.

Полученные в ходе эксплуатации аэродинамические характеристики вентилятора (производительность до 16000 $м^3$/час, полный напор при нормальных условиях 2,3 – 2,7 кПа) обеспечили внутри рабочего пространства печи равномерное температурное поле с точностью ± 10 °С на всех режимах термообработки.

Расчетные и промышленные исследования показали, что на всех режимах работы вентилятора температура вала в районе подшипников не превышает 75 – 80 °С за счет использования устройства охлаждения новой конструкции. Эксплуатация нагревательной печи в течение длительного периода (около трех лет) подтвердила надежную работу высокотемпературного вентилятора, разработанного в ходе выполнения диссертации.

Главный энергетик
ПАО «МЗИК»
Черкасов О. В.

Директор по науке и технике
ОАО «ВНИИМТ»
Дружинин Г. М.