

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

*На правах рукописи*



**Калинич Илья Викторович**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В КОНВЕЙЕРНЫХ  
ГАЛЕРЕЯХ ГОРНООБОГАТИТЕЛЬНЫХ КОМБИНАТОВ**

специальность 05.14.04 – промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
д-р техн. наук, профессор Кулагин В. А.

Красноярск 2020

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	9
1.1 Конвейерная транспортировка влажных нагретых материалов на горнообогатительных комбинатах.....	9
1.2 Условия труда и состояние микроклимата конвейерных галерей.....	10
1.3 Воздухообмен в галереях влажных нагретых материалов.....	13
1.4 Теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов.....	16
1.5 Выводы и постановка задач исследований.....	25
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ КОНВЕЙЕРНОЙ ТРАНСПОРТИОВКЕ ВЛАЖНЫХ НАГРЕТЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	28
2.1 Моделирование процессов теплообмена.....	28
2.2 Описание лабораторного стенда.....	32
2.3 Планирование и проведение исследований теплообмена.....	42
2.4 Результаты исследований теплообмена.....	52
2.5 Исследования массообмена.....	57
2.6 Выводы.....	64
3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЁТА ВОЗДУХООБМЕНА НАЛЕРЕЙ ВЛАЖНЫХ НАГРЕТЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	66
3.1 Теплотехнический расчёт ограждающих конструкций конвейерных галерей.....	66
3.2 Расчёт инфильтрации.....	70
3.3 Метод расчёта величины и параметров воздухообмена.....	71
3.4 Выводы.....	79
4 ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ПРОВЕРКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ.....	80

4.1 Проверка в производственных условиях разработанного метода расчёта воздухообмена.....	80
4.2 Выводы.....	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	87
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	88
Приложение 1 Результаты производственного обследования микроклимата галерей горнообогатительных комбинатов.....	96
Приложение 2 Погрешность определения коэффициента конвективной теплоотдачи от поверхности исследуемой пластины.....	98
Приложение 3 Результаты исследования конвективного теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов...103	
Приложение 4 Результаты исследования массообмена влажных нагретых материалов.....	106
Приложение 5 Метод расчёта воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов.....	110
Приложение 6 Акты внедрения.....	126

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы** обусловлена необходимостью совершенствования процесса тепломассообмена в конвейерных галереях горнообогатительных комбинатов (далее – ГОК) чёрной металлургии, где широко распространена конвейерная транспортировка влажных нагретых материалов. При данном процессе в воздух галерей поступают теплота и водяные пары. Повышенная влажность и подвижность внутреннего воздуха не обеспечивают нормативных параметров микроклимата конвейерных галерей. Конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций и оборудования вызывает коррозию и сокращает срок их эксплуатации.

**Степень разработанности проблемы.** Исследованием мероприятий по борьбе с тепло- и влагоизбытками занимались: А.М. Гервасьев, В.М. Маринченко, В.Б. Попов, В.В. Шелекетин, Р.Н. Шумилов, Г.В. Смольников, В.Г. Караджи, T.S. Chen, C.F. Yun, A. Moutsoglou, V. Roux, D. Edwards и другие авторы. Анализ выполненных работ показал: требуется уточнение расчётных формул для определения тепловыделений от поверхности транспортируемых в конвейерных галереях ГОКов влажных нагретых материалов; данные по коэффициентам массоотдачи, необходимые для расчёта влаговыделений от поверхности влажных нагретых материалов, определены только для пяти российских ГОКов, в связи с чем требуются исследования материалов, транспортируемых на других предприятиях России; формулы для теплотехнического и аэродинамического расчётов, входящие в известный аналитический метод расчёта величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей ГОКов, не удовлетворяют требованиям современной нормативной литературы и требуют корректировки.

**Работа выполнена** в рамках приоритетного направления развития науки, технологий и техники РФ Пр-577 «Энергосберегающие технологии», критические технологии «Системы жизнеобеспечения и защиты человека», «Энергосбережение» в ходе выполнения грантовых работ РФФИ № 18-48-242001 p\_мк и 18-41-242004 p\_мк.

**Объект исследований** – конвейерные галереи ГОКов чёрной металлургии.

**Предмет исследований** – характеристики тепло- и воздухообменных процессов при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов.

**Целью диссертационной работы** является совершенствование процессов тепломассообмена в конвейерных галереях транспортировки влажных нагретых материалов ГОКов чёрной металлургии для обеспечения нормируемых параметров внутренней воздушной среды конвейерных галерей.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

1) экспериментальные исследования теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов с целью получения расчётных формул для определения тепловыделений, поступающих от поверхности данных материалов;

2) экспериментальные исследования массообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов с целью получения опытных коэффициентов, необходимых для определения влаговыделений, поступающих от поверхности данных материалов;

3) совершенствование и актуализация с учётом требований современной нормативной документации аналитического метода расчёта, позволяющего определить величину и параметры воздухообмена;

4) проверка в производственных условиях достоверности полученных в работе расчётных формул и опытных коэффициентов, а также эффективности усовершенствованного аналитического метода расчёта.

**Методология и методы исследования.** Для моделирования рабочих процессов в конвейерных галереях использовалась общепринятая теория тепломассообмена. Физический эксперимент проводится на специально разработанном оборудовании. Математическая обработка результатов экспериментальных исследований проводилась с использованием оригинального компьютерного программного обеспечения.

**Научная новизна и основные положения, выносимые на защиту:**

1) определены расчётные формулы для расчета тепловыделений от поверхности влажных нагретых материалов при конвейерной транспортировке;

2) найдены численные значения коэффициентов для определения влаговыделений от поверхности влажных нагретых материалов;

3) предложен усовершенствованный аналитический метод расчёта величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей.

**Значение для теории.** Экспериментально определены коэффициенты, используемые при расчёте влаговыделений от поверхности транспортируемых материалов. Получены формулы для расчёта локальных и средних коэффициентов теплоотдачи. Усовершенствован аналитический метод расчёта величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей с учетом современной нормативной документации. Результаты создают теоретическую основу для проектирования и разработки новых энергоэффективных методов и оборудования в промышленных теплоэнергетических системах.

**Практическая значимость результатов работы** заключается в повышении эффективности (скорости, достоверности и точности) определения технологических и режимных параметров конвейерных галерей уже на стадии проектирования. Для инженерной практики разработана программа для ЭВМ по расчёту микроклимата «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками», проверенная в производственных условиях.

**Использование полученных результатов.** Разработанная программа для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками» принята к использованию ООО «ГеоТехПроект».

Полученные научные и практические результаты используются в Сибирском федеральном университете при подготовке студентов по направлениям: «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Техносферная безопасность» в бакалаврских и магистерских программах «Энергетика теплотехнологий» и «Промышленная теплоэнергетика», а также в научно-исследовательской деятельности ПИ СФУ.

**Достоверность полученных результатов** полученных результатов обеспечивается использованием современных методов анализа процесса

теплообмена, а также сопоставлением результатов расчёта с экспериментальными данными в ходе апробации расчётных моделей, применением сертифицированных измерительных средств, результатами экспериментальных данных, полученных при проведении физического эксперимента, удовлетворительным совпадением расчётных и экспериментальных данных.

**Личный вклад автора.** Автору принадлежат формализация поставленных задач, разработка аналитического метода расчёта воздухообмена для конвейерных галерей, обобщение, анализ результатов. Научные и практические результаты диссертации, положения, выносимые на защиту, разработаны и получены автором лично. Разработка и реализация общей научной идеи, формулирование основных выводов и пунктов научной новизны выполнены при участии научного руководителя. В публикациях, выполненных в соавторстве, личный вклад оценивается на уровне 75 %.

**Обоснование соответствия диссертации паспорту научной специальности 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика.** Работа соответствует паспорту специальности *в части формулы специальности:* «...объединяющая исследования по совершенствованию промышленных теплоэнергетических систем, ..., сбережение энергетических ресурсов, ..., защиту окружающей среды»; *в части области исследования специальности:* пункту 3 «Теоретические и экспериментальные исследования процессов тепло- и массопереноса в тепловых системах и установках, использующих тепло. ...» и пункту 6 «Разработка и совершенствование аппаратов, использующих тепло, и создание оптимальных тепловых систем для защиты окружающей среды».

**Апробация работы.** Результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на: Международной конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Перспектив-2016» (Красноярск, 2016); Международной научно-технической конференции «Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производств, технология и надёжность машин, приборов и оборудования» (Вологда, 2016, 2018); Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы

архитектуры, строительства, энергоэффективности и экологии» (Тюмень, 2016); Международной межвузовской научно-практической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых учёных «Строительство-формирование среды жизнедеятельности» (Москва, 2016, 2017); Всероссийской научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета «Архитектура – Строительство – Транспорт» (Санкт-Петербург, 2016); Всероссийской научной конференция «Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения» (Новокузнецк, 2017); Всероссийской научно-технической конференции «Борисовские чтения» (Красноярск, 2019).



# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1 Конвейерная транспортировка влажных нагретых материалов на горнообогатительных комбинатах чёрной металлургии

Агломерация руд и концентратов является ключевым процессом по производству сырья для чёрной металлургии – отрасли тяжёлой промышленности, стремительно развивающейся в России [1].

Во время агломерации из руды удаляются вредные примеси, такие как сера или карбонаты и получается кусковой пористый офлюсованный материал [2]. Самым распространённым является способ спекания возврата агломерата (рудная мелочь) на колосниковой решётке с прохождением воздуха через слой шихты. Исходные для приготовления шихты материалы: концентрат, руда, известняк и кокс. Шихта, после добавления возврата агломерата и перемешивания в барабанных смесителях, укладывается на колосниковую решётку агломерационной машины, на которую заранее уложен слой готового агломерата фракцией 10-15 мм, где подвергается спеканию [3].

Готовый агломерат, от которого отделена мелочь фракцией 0-8 мм – возврат агломерата, транспортируется на склад или грузится в железнодорожные вагоны. Транспортирование возврата агломерата ведётся ленточными конвейерами, для которых температура транспортируемого материала не должна превышать 150 °С [4]. В связи с этим возврат агломерата, температура которого может достигать до 500 °С, охлаждается. Транспортирование и охлаждение материалов ГОКов осуществляется следующим образом: возврат агломерата охлаждается водой в барабанных охладителях, откуда материал выходит с температурой от 60 до 80 °С и влажностью от 6 до 8 %, после чего транспортируется в корпус первичного смешивания, где перемешивается с шихтой. Добавление возврата агломерата к шихте практически не ведёт к увеличению её температуры, поэтому интенсивное выделение водяных паров в основном происходит на тракте транспортировки возврата агломерата.

По характеру тепломассообмена исследуемые в настоящей работе влажные нагретые материалы, транспортируемые конвейерами на горнообогатительных комбинатах, характеризуются относительно равномерными полями температуры и влажности. Указанные материалы имеют следующие технологические параметры: температура поверхности – 60-80 °С; относительная влажность – 6-12 %.

## **1.2 Условия труда и микроклимат конвейерных галерей**

Конвейерная транспортировка влажных нагретых материалов в галереях сопровождается рядом немеханизированных процессов, происходящих при неблагоприятных условиях труда, выполняемых персоналом. Такими процессами являются согласно данным работ [5, 6]: осмотр конвейеров; уборка просыпавшегося материала с пола обратно на ленту конвейера; гидросмыв полов; осмотр и смазка роlikоопор конвейера; замена ленты резервного конвейера. Согласно классификации, приведённой в работах [7, 8], перечисленные операции относятся к работе средней тяжести, которой соответствует категория II-б.

По условиям эксплуатации галереи влажных нагретых материалов являются производственными зданиями с влажным режимом работы, в которых конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждений не допустима [8-10].

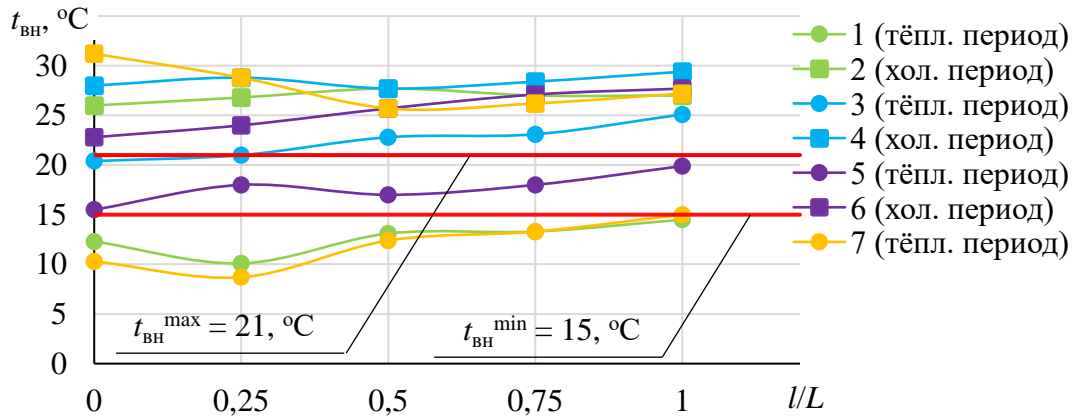
Ввиду небольшой высоты галерей влажных нагретых материалов (в среднем до 3 м) и характера работы машинистов конвейера, рабочей зоной в данных помещениях служит пространство рабочего прохода по всей длине конвейера [8]. Поскольку в галереях присутствуют опасные условия труда: движущиеся части конвейера, возможность тумана [11], к ним применим СанПиН 2.2.4.548-96 [7], согласно требованиям которого регламентируемые параметры внутренней воздушной среды (микроклимата) в холодный период года должны удовлетворять следующим значениям: относительная влажность – до 75 %; подвижность – до 0,4 м/с; температура – 15-21 °С.

С целью оценки санитарно-гигиенических условий в галереях влажных нагретых материалов ГОКов были произведены натурные обследования

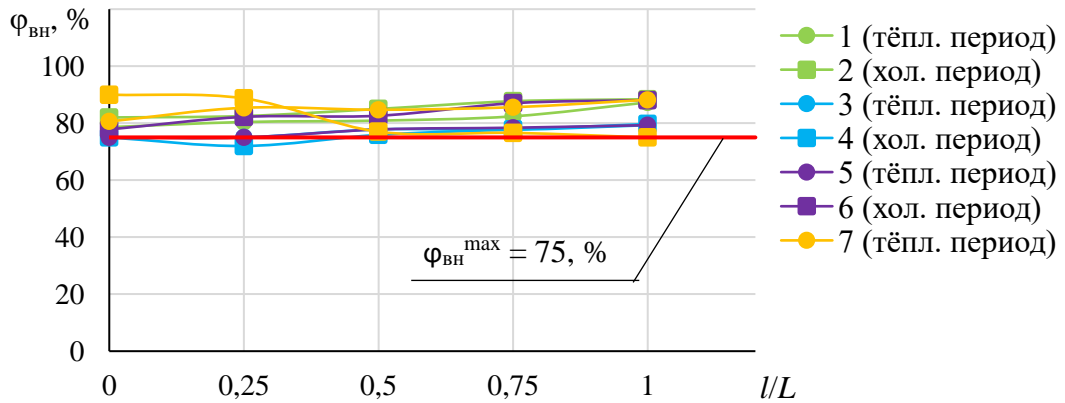
микроклимата. Исследования проводились по известной методике [12] и включали замеры относительной влажности, подвижности и температуры внутреннего воздуха в четырёх поперечных сечениях галереи в проходах между конвейерами на расстоянии от пола кратном 0,5, м. После полученные данные усреднялись по сечению. Относительная влажность и температура измерялись термогигрометром «Testo 609-N1», скорость воздуха – крыльчатый анемометром «ИСП-МГ4».

Натурные обследования проведены для холодного и тёплого периодов года в галереях следующих ГОКов: Ковдорский (АО «КГОК»), Коршуновский (ПАО «КГОК»), Оленегорский (АО «Олкон»).

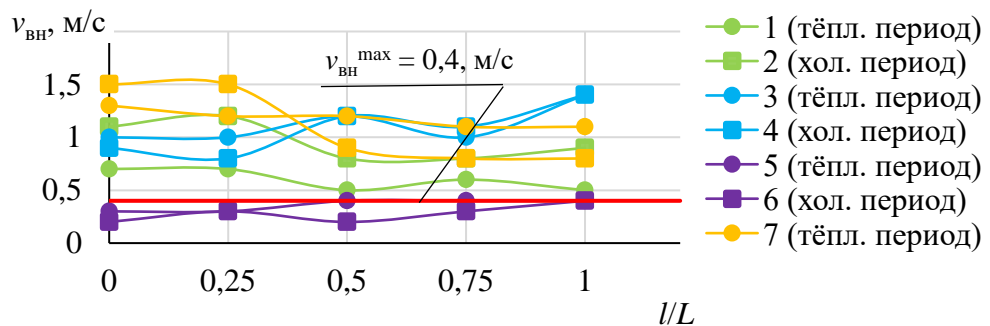
Результаты натурального обследования параметров микроклимата конвейерных галерей указанных предприятий приведены на графиках рисунка 1, а также в приложении 1.



а



б



в

Рисунок 1 – Параметры микроклимата обследованных галерей:

а – температура; б – относительная влажность; в – подвижность:

1, 2 – АО «КГОК», галерея № 1; 3, 4 – ПАО «КГОК», галерея № 1; 5, 6 – ПАО «КГОК», галерея № 2; 7, 8 – АО «Олкон», галерея № 2.

В результате анализа полученных данных установлено, что в большинстве из обследованных галерей не обеспечивается соответствие требованиям [7] по всем из указанных параметров одновременно.

В связи с этим при низких температурах возникает конденсация влаги на поверхностях ограждающих конструкций и оборудования, а также к образуется туман.

Натурное обследование микроклимата конвейерных показало, что параметры внутреннего воздуха в галереях влажных нагретых материалов ГОКов зачастую не соответствуют требованиям нормативных документов [7, 8]. Причина неудовлетворительного состояния микроклимата – неэффективная работа систем воздухообмена.

### **1.3 Воздухообмен в галереях влажных нагретых материалов**

Одним из первых исследований по организации воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов является работа А. В. Шелекетина [13], который обследовал галереи на следующих предприятиях: ПАО «Запорожсталь» и ПАО «Южный горнообогатительный комбинат» (ПАО «ЮГОК»).

На ПАО «Запорожсталь» подогретый приточный воздух с температурой 30 °С подавался в галерею через два воздуховода и окна, а удалялся через вытяжные шахты. Автор отметил, что установка дефлекторов или шахт естественной вытяжки в нижней части наклонных галерей ведёт к опрокидыванию тяги, поэтому установка вытяжных устройств целесообразна в верхней части галерей. Согласно исследованиям [13] схема имеет эффективность при кратности воздухообмена равной 100. В наклонной галерее горнообогатительного комбината ПАО «ЮГОК», подогретый до температуры 25 °С воздух подавался в проход между конвейерами через перфорированный воздуховод при значении 800 м<sup>3</sup>/ч на 1 метр длины конвейера. В проходе между конвейерами наблюдалась удовлетворительная видимость, хотя до подачи приточного воздуха потеря видимости отмечалась даже при значениях температуры наружного воздуха в районе 20-25 °С. Конвейеры,

транспортирующие влажные нагретые материалы, согласно [13] рекомендовано оборудовать укрытиями, воздух из которых требуется удалять с помощью вытяжных шахт с дефлекторами. Данное решение не нашло широкого применения из-за высокой металлоёмкости укрытий, а также трудностей обслуживания и ремонта конвейеров.

Данные, приведённые в работе [13], имеют научный интерес. Однако описанные схемы и способы организации воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов предложены, в большей степени, на основе инженерной интуиции и не подкреплены достаточным экспериментальным и теоретическим обоснованием. Принятая кратность воздухообмена не учитывает интенсивность выделения водяных паров и период года.

А. В. Гервасьев, В. Б. Попов исследовали воздухообмен галерей влажных нагретых материалов с укрытыми конвейерами [14]. В результате исследований установлено, что в случае рассредоточения вытяжных шахт по длине укрытия конвейера возможно опрокидывание тяги через нижние шахты. Ввиду этого было предложено предотвратить выбивание водяных паров из-под укрытия путём использования вытяжки через единственную шахту, размещённую в максимально высокой точке галереи. Авторы работы [14] сделали вывод о том, что полностью локализовать выделяющиеся водяные пары невозможно, поэтому ими рекомендовано использовать воздух, подаваемый в галерею, как для компенсации вытяжки, так и для ассимиляции влаговыведений.

Результаты работы [14] представляют интерес, но в них отсутствует метод расчёта количества приточного воздуха, подаваемого в галерею, а также не указано, по каким параметрам необходимо вести расчёт воздухообмена. Кроме того, не обоснованы данные по удалению воздуха из укрытий конвейеров в объёме  $500 \text{ м}^3/\text{ч}$  на 1 метр длины конвейера.

На основании анализа приведённых работ можно сделать вывод о том, что улучшить состояние микроклимата в галереях влажных нагретых материалов возможно только при помощи систем воздухообмена.

Изучением воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов занимался Р. Н. Шумилов, результаты исследований которого изложены в работах [15, 16]. Данный автор исследовал воздухообмен при различных схемах воздухораспределения. Выполненный анализ закономерностей образования полей избыточных температур воздуха показывает невозможность однозначного ответа на вопрос по поводу наиболее эффективной схемы воздухораспределения, используемой для конвейерных галерей. Использование рассредоточенной подачи приточного воздуха по длине галереи выравнивает поля температуры в конечных сечениях галереи. При сосредоточенной подаче неравномерность поля температур меньше в начале галереи. В наклонных галереях поле температур более равномерное, чем в горизонтальных, при одинаковых условиях. На основании проведённых исследований автором работ [15, 16] предложено подавать приточный воздух в нижнюю часть наклонных галерей, а вытяжку осуществлять через шахты естественной или механической вытяжки, расположенные в максимально высокой части галереи.

Данные, полученные в работах [15, 16], имеют научно-практическую ценность, так как они научно обоснованы в вопросе воздухообмена для галерей влажных нагретых материалов. Стоит отметить, что предлагаемый автором работ [15, 16] метод расчёта величины воздухообмена не учитывает теплотехнических особенностей ограждающих конструкций и инфильтрацию воздуха в конвейерных галереях.

На сегодняшний день методы расчёта воздухораспределения основаны на закономерностях струйных течений, большой вклад в исследования которых внесли работы В. Н. Посохина, Г. Н. Абрамовича, И. А. Шепелева, М. И. Гримитлина [17, 18]. При расчёте часто применяются аналитические методы, основанные на приближённых математических моделях процесса воздухообмена помещения с использованием уравнений тепловых и материальных балансов, а также закономерностей развития приточных струй. Указанные методы рассмотрены в работах Е. О. Шилькорта и И. А. Шепелева, применимые для расчёта аэрации зданий, Р. Н. Шумилова и Г. В. Смольникова – для расчёта

воздухообмена помещений с тепло- и влагоизбытками [19, 20], В. Н. Богословского – для расчёта теплового режима зданий [21], Г. М. Позина и М. И. Гримитлина – для расчёта в помещениях, где организован воздухообмен с механическим побуждением [22, 23].

Наиболее эффективным и точным на сегодня методом расчёта величины и параметров воздухообмена применительно к конвейерным галереям ГОКов является аналитический метод расчёта, разработанный Г. В. Смольниковым, изложенный в работе [20]. Данный метод разработан с учётом теплотехнических и аэродинамических особенностей ограждающих конструкций конвейерных галерей влажных нагретых материалов ГОКов и положен в основу нормативного документа по проектированию данных галерей [24]. Однако расчётные формулы для теплотехнических расчётов выведены автором работы [20] путём решения уравнений, которые на сегодняшний день не удовлетворяют требованиям современной нормативной документации [25]. Кроме того, расчёт инфильтрации по методу, приведённому в вышеуказанной работе, также предлагается выполнить с использованием формулы, ныне не актуальной согласно действующему нормативному документу [26].

Таким образом, требуется совершенствование метода расчёта величины и параметров воздухообмена, разработанного автором работы [20], с учётом требований современной нормативной документации.

#### **1.4 Тепломассообмен при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов**

Точность расчёта воздухообмена во многом зависит от правильности определения количества вредных выделений [20]. Основными вредностями в галереях влажных нагретых материалов ГОКов являются теплота и водяные пары. Исходя из этого, при расчёте воздухообмена для галерей влажных нагретых материалов, одной из важнейших задач является точное определение тепло- и влаговыделений от поверхности транспортируемого материала [20].



При конвейерной транспортировке материалов, ввиду шероховатости материала и довольно большой скорости транспортирования (0,5-2,5 м/с), вблизи поверхности материала образуется турбулентный пограничный слой [20]. Исходя из этого, процесс теплообмена материалов в данном случае возможно рассматривать как теплообмен пластины в турбулентном потоке [20].

Теоретические выводы, полученные в работах [27-31] при обтекании пластины турбулентным потоком, основаны на теории пограничного слоя [20]. Сложный характер обтекания воздухом транспортируемого материала, обусловленный наличием движущихся конвейеров, затрудняет теоретическое описание процесса теплообмена [20]. Исходя из этого, в настоящей работе приемлемо рассмотрение результатов экспериментальных исследований.

Наиболее важная и трудная часть анализа результатов исследований – нахождение числа критериев, полностью описывающих рассматриваемый процесс [20].

По данным исследований, представленных в работе [15], теплообмен материалов с температурой поверхности от 40 до 70 °С при конвейерной транспортировке описывает формула для расчёта общего коэффициента теплоотдачи Nu:

$$\text{Nu} = 8,95 \cdot \text{Re}^{0,5}, \quad (1)$$

где Re – число Рейнольдса.

Исследования теплообмена в работе [15] проведены на модели конвейера с материалом, принципиальная схема конструкции которой приведена на рисунке 2.

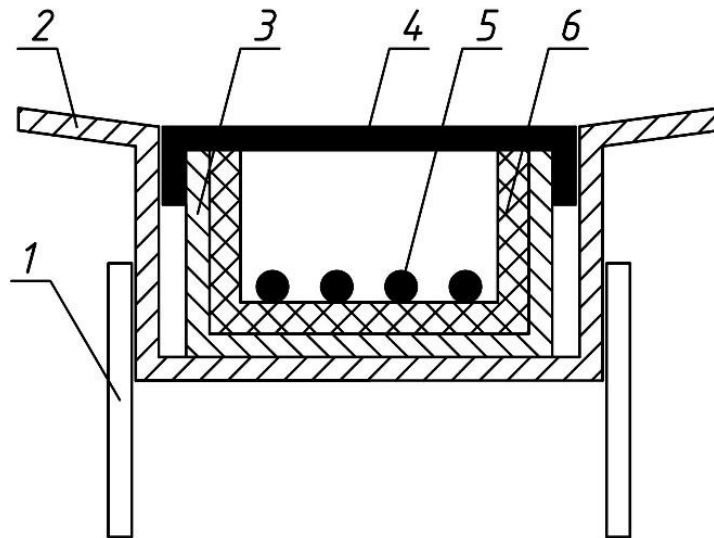


Рисунок 2 – Схема модели конвейера с материалом:

1 – опорная стойка; 2 – внешний корпус; 3 – внутренний корпус; 4 – крышка; 5 – нихромовая проволока; 6 – асбестовая теплоизоляция.

По методике исследований коэффициент теплоотдачи рассчитывался по потребляемой электронагревателями мощности, которая учитывает и тепловую мощность, поступающую от нижней поверхности конвейера в воздух модели галереи. При определении коэффициента теплоотдачи за теплоотдающую поверхность принималась только та, которая моделирует транспортируемый материал, а именно верхняя поверхность электронагревателей. Данный факт привёл к завышению величины коэффициента теплоотдачи исследуемой поверхности. Также стоит отметить, что воздух в модель подавался плоской струёй, настилающейся на перекрытие, что нарушало моделирование на начальном участке модели. По результатам исследования теплообмена вышеуказанной работы [15] получены значения общего коэффициента теплоотдачи, не разделённые на конвективный и лучистый. Кроме того, при проведении исследований не был учтён ряд факторов, оказывающих влияние на процесс теплообмена материалов при конвейерной транспортировке, о которых будет упомянуто ниже. Указанные недостатки, допущенные при исследованиях, снижают научно-практическую ценность результатов исследований теплообмена, приведённых в работе [15].

В работах [33-36] теплообмен пластины в турбулентном потоке описан критериальным уравнением:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}; \text{Pr}), \quad (2)$$

где  $\text{Pr}$  – число Прандтля.

В случае настоящей работы теплообмен осложняется наличием канала – галереи [20]. Как известно, теплообмен в каналах круглого и прямоугольного сечений подчиняется одним и тем же закономерностям [32]. В работе [33] оценено влияние степени стеснённости на теплообмен пластины в канале прямоугольного сечения. Степень стеснённости была выражена отношением ширины теплоотдающей поверхности  $b$  к ширине канала  $B$ . В результате исследований установлено, что изменение степени стеснённости в пределах от 0,19 до 0,39 влияет на теплообмен незначительно [20]. При проектировании и эксплуатации конвейерных галерей степень стеснённости изменяется в пределах 0,2-0,42 [34], поэтому влиянием степени стеснённости на теплообмен материалов при конвейерной транспортировке можно пренебречь [20].

По данным работ [35, 36], на тепломассообмен влияет вибрация материала. Исследования проводились с частотами 20-50 Гц в первом случае и 120-150 Гц во втором. Интенсивность тепломассообмена в отдельных случаях возрастала в два раза. Скорость движения конвейерной ленты в галереях равняется 0,5-2,5 м/с, а расстояние между роlikоопорами – 1 м, поэтому частота вибрации материала из-за перегиба ленты на роlikоопорах не превышает 1-2 Гц. Таким образом, влиянием вибрации на тепломассообмен при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов можно пренебречь [20].

Конвейерная транспортировка влажных нагретых материалов осуществляется в горизонтальных и наклонных галереях. Ряд учёных отмечают влияние угла наклона теплоотдающей поверхности на теплообмен для наклонных

пластин [37-39] и для наклонных каналов [40-42]. Полученные в этих работах данные не учитывают вынужденного движения и не позволяют количественно определить влияние угла наклона галереи на теплообмен [20]. Угол наклона галереи варьируется от 0 до 30 °, поэтому в указанных пределах необходимо оценить влияние угла наклона галереи на теплообмен, осуществимое с помощью параметра  $\cos\theta$  [20].

Проведённый анализ исследований теплообмена выявил критериальное уравнение, описывающее процесс теплообмена влажных нагретых материалов при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов в общем виде [20]:

$$Nu=f(Re,Pr,Gr,\cos\theta), \quad (3)$$

где  $Gr$  – число Грасгофа.

Поскольку число  $Pr$  для газов изменяется незначительно, соотношение (3) можно упростить:

$$Nu=f(Re,Gr,\cos\theta), \quad (4)$$

Критериальное уравнение, описывающее изменение локальных коэффициентов теплоотдачи по длине теплоотдающей поверхности  $Nu_x$  можно представить в виде [43-45]:

$$Nu_x = f(Re_x,Gr_x,\cos\theta), \quad (5)$$

где  $Re_x$  – среднее число Рейнольдса;

$Gr_x$  – среднее число Грасгофа.

С учётом указанных факторов были проведены исследования, результаты которых изложены в работе [20].

Экспериментальные исследования конвективного теплообмена, представленные в работе [20], проведены на лабораторной установке, общий вид которой и принципиальная схема со всеми конструктивными составляющими приведены на рисунках 3 и 4 соответственно.



Рисунок 3 – Общий вид экспериментальной установки для исследования конвективного теплообмена

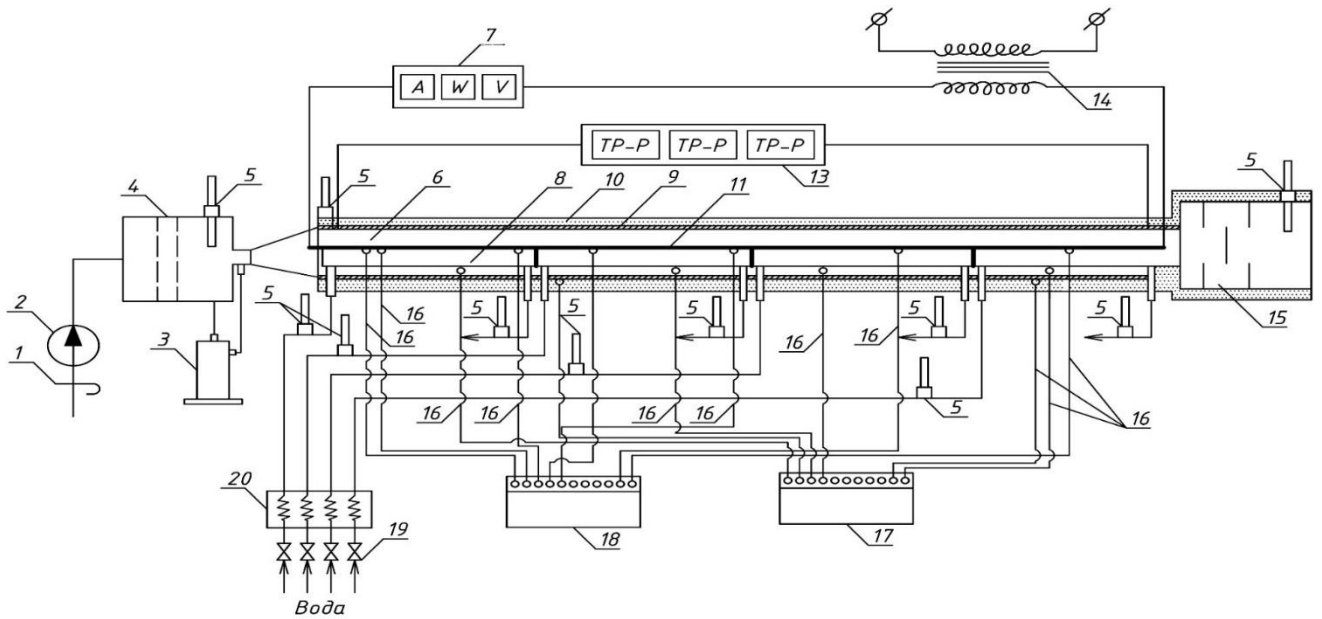


Рисунок 4 – Принципиальная схема экспериментальной установки для исследований конвективного теплообмена:

1 – регулирующая заслонка; 2 – вентилятор; 3 – микроманометр; 4 – камера давления с коллектором; 5 – ртутный термометр «ТМ-1»; 6 – модель галереи; 7 – электроизмерительный комплект «К-505»; 8 – модель конвейера; 9 – ограждающие конструкции; 10 – пенопластовая теплоизоляция; 11 – исследуемая теплоотдающая пластина; 13 – трансформаторы «АОМИ-40-220»; 14 – силовой трансформатор «РНО-220-40»; 15 – камера смешения; 16 – термопара «ТПК-011»; 17 – потенциометр «ЭПП-09М»; 18 – потенциометр «КСП-4»; 19 – регуляторы расхода воды; 20 – термостат «ТС-24».

Конструкция указанной лабораторной установки позволила в ходе экспериментальных исследований обеспечить моделирование натуральных условий, соответствующих производственным, при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов в галереях ГОКов, а именно, добиться того, чтобы теплота в воздух модели галереи поступала только от верхней поверхности моделей конвейеров [20].

В результате вышеуказанных исследований [20] установлено, что естественная конвекция и угол наклона галереи оказывают незначительное

влияние на теплообмен, а также получены формулы для расчёта локальных  $Nu_{кx}$ , и средних  $Nu_k$ , коэффициентов конвективной теплоотдачи соответственно:

$$Nu_{кx} = 0,056 \cdot Re_x^{0,79}; \quad (6)$$

$$Nu_k = 0,082 \cdot Re^{0,79}. \quad (7)$$

Настоящие результаты по исследованию теплообмена влажных нагретых материалов при конвейерной транспортировке являются на сегодняшний день наиболее точными и применимыми для инженерно-практических расчётов. Однако несмотря на то, что конструкция лабораторной установки (рисунок 3, 4) позволила в ходе исследований смоделировать максимально натурные условия, степень автоматизации эксперимента при её эксплуатации являлась недостаточной. Кроме того, в качестве приборов, измеряющих температуру, в данной экспериментальной установке использовались ртутные термометры. Указанные факторы могли негативно повлиять на точность при обработке результатов экспериментальных исследований и, в частности, на полученные расчётные формулы (6) и (7).

Таким образом, требуется конструктивная модернизация указанной лабораторной установки, использованной при исследованиях конвективного теплообмена, с целью уточнения результатов, полученных в работе [20].

Выше отмечено, что выбор рациональных решений по воздухообмену для галерей предполагает знание закономерностей массообмена влажных нагретых материалов.

По теории тепломассообмена в пористых телах, приведённой в работах [27, 46, 47], перенос влаги из глубины материала к поверхности происходит под влиянием градиентов влагосодержаний, температур и разности парциальных давлений водяных паров. Согласно данным работы [6], а также наблюдениями производственных условиях установлено [48], что из-за кратковременности транспортирования материала от одного перегрузочного узла до другого, в его слое

не успевают установиться доступные измерительному контролю величины вышеуказанных градиентов. Во время пересыпки материала с одного на другой конвейер происходит перемешивание и выравнивание температур и влагосодержаний относительно толщины слоя. Исходя из этого, определяющим фактором в данном случае является внешний массообмен.

Экспериментальные исследования внешнего массообмена зернистых материалов были проведены Р. Н. Шумиловым [49], который установил зависимость коэффициента массоотдачи  $\beta$ , м/с, от вида материала, его крупности, влажности и скорости транспортировки:

$$\beta = (A_0 + 0,34 \cdot d_{\text{ср}} + 9,6 \cdot v_{\text{кн}}) \cdot 10^{-6} \cdot W^n, \quad (8)$$

где  $A_0$  – опытный коэффициент;

$d_{\text{ср}}$  – средняя крупность материала, м;

$v_{\text{кн}}$  – скорость движения конвейерной ленты относительно окружающего воздуха, м/с;

$W$  – относительная влажность материала, %;

$n$  – показатель степени.

Формула (8) применима к использованию в следующих пределах: крупность материала – 0,1-20 мм; скорость движения конвейерной ленты – 0-1,5 м/с; относительная влажность материала – 1-12 %. В работе [5] показана незначительность влияния крупности материала на коэффициенты массоотдачи. Приведённые в работах [5, 19] значения опытного коэффициента  $A_0$ , и показатели



степени  $n$ , относятся только к шихте следующих предприятий: ГП «Новокриворожский ГОК» и ОАО «Камыш-Бурунский железорудный комбинат».

В результате исследований массообмена влажных нагретых материалов, транспортируемых в конвейерных галереях ГОКов, изложенных в работе [20], получена формула для расчёта коэффициента массоотдачи  $\beta$ , м/с:

$$\beta = A + 25,7 \cdot 10^{-9} \cdot v_{\text{кн}}, \quad (9)$$

где  $A$  – экспериментальный коэффициент, определённый в результате исследований массообмена.

Экспериментальный коэффициент  $A$ , необходимый для расчёта коэффициента массоотдачи  $\beta$ , был определён для шихты следующих ГОКов: Высокогорский, Качканарский, Лебединский, Магнитогорский (все – Россия), Ново-Криворожский (Украина) [20, 24].

Так как величина коэффициента массоотдачи зависит от индивидуальных минералогических свойств материала, необходимы дальнейшие исследования массообмена зернистых материалов, для определения величины коэффициента массоотдачи  $\beta$ , для влажных нагретых материалов, транспортируемых на других ГОКах.

### **1.5 Выводы и постановка задач исследований**

Анализ литературных источников и проектных решений, а также натурное обследование микроклимата галерей влажных нагретых материалов ГОКов позволяют сделать выводы:

1) метеорологические условия в галереях влажных нагретых материалов зачастую не соответствуют требованиям нормативной литературы;

2) конденсация водяных паров в воздухе галерей ведёт к образованию тумана, затрудняющему обслуживание конвейеров, и повышает риск производственного травматизма персонала; конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций и оборудования вызывает коррозию и ведёт к сокращению срока их эксплуатации;

3) причина неудовлетворительного состояния микроклимата галерей влажных нагретых материалов – неэффективная работа систем воздухообмена;

4) имеющиеся на сегодняшний день данные нуждаются в корректировке и расширении: известные формулы для расчёта тепловыделений от поверхности транспортируемых влажных нагретых материалов ГОКов требуется уточнить; коэффициенты массоотдачи определены только для материалов шести ГОКов (5 российских и 1 украинский); известный метод расчёта величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей ГОКов требуется усовершенствовать, поскольку некоторые его разделы не отвечают требованиям современной нормативной документации;

5) результаты работ [20, 24] являются наиболее достоверными и наиболее полно отражающими процессы тепло- и массообмена в конвейерных галереях ГОКов на сегодняшний день, в связи с чем настоящая работа является уточнением и расширением данных, приведённых в указанных источниках.

Учитывая актуальность проблемы и её современное состояние, сформулирована цель работы: совершенствование процессов тепломассообмена в конвейерных галереях транспортировки влажных нагретых материалов ГОКов чёрной металлургии для обеспечения нормируемых параметров внутренней воздушной среды конвейерных галерей.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1) экспериментальные исследования теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов с целью получения расчётных формул для определения тепловыделений, поступающих от поверхности данных материалов;

2) экспериментальные исследования массообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов с целью получения опытных коэффициентов, необходимых для определения влаговыделений, поступающих от поверхности данных материалов;

3) совершенствование и актуализация с учётом требований современной нормативной документации аналитического метода расчёта, позволяющего определить величину и параметры воздухообмена;

4) проверка в производственных условиях достоверности полученных в работе расчётных формул и опытных коэффициентов, а также эффективности усовершенствованного аналитического метода расчёта.

Для решения поставленных задач использовался комплексный метод, объединяющий теоретические и экспериментальные исследования в лабораторных условиях, с применением разработанного авторского оборудования и компьютерного программного обеспечения для обработки результатов, а также производственную проверку полученных результатов.

## **2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ КОНВЕЙЕРНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ВЛАЖНЫХ НАГРЕТЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Цель данного раздела: экспериментальные исследования внешнего тепло- и массообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов для получения расчётных формул и опытных коэффициентов, необходимых при определении количества теплоты и влаги, выделяющихся от поверхности указанных материалов.

### **2.1 Моделирование процессов теплообмена**

При моделировании процессов теплообмена учитывались данные, изложенные в работе [20].

Взаимное влияние потоков теплоты и массы затрудняет экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена [20]. Известно [27, 47], что общий тепловой поток от поверхности влажного нагретого материала состоит из конвективного потока и потока скрытой теплоты, переносимой паром. В процессе остывания пара часть скрытой теплоты переходит в явную, за счёт которой увеличивается интенсивность конвективного теплообмена, проходящего совместно с массообменом [19]. В работах [50, 51] показана возможность отдельного определения коэффициентов тепло- и массоотдачи влажных нагретых материалов ввиду независимости данных процессов друг от друга. Возможность применения данного метода в условиях конвейерной транспортировки доказана в работах [15, 20, 49, 52].

Экспериментальные исследования процессов теплообмена проводятся с применением теории подобия [45, 50, 53]. Условие однозначности для стационарных конвективных процессов теплообмена требует соблюдения геометрического и физического подобий, а также подобия на границах исследуемой среды [20].

В настоящей работе экспериментальные исследования проводились на модели галереи, выполненной в масштабе 1:50, размеры которой в масштабе соответствовали размерам типовой двухконвейерной галереи [34].

Технической трудностью являлось устройство в модели движущейся теплоотдающей поверхности, моделирующей конвейер, транспортирующий материал [20]. Известно, что структура потока вблизи тела не зависит от того, двигается ли тело с некоторой скоростью в неподвижной жидкости или же жидкость с такой же скоростью, но противоположной по направлению, натекает на неподвижное тело [35, 54]. В результате исследований теплообмена при обтекании подвижной поверхности [55, 56] установлено, что влияние движения пластины на теплообмен проявляется при скорости обтекания больше, чем скорость движения пластины. В случае настоящей работы скорость движения конвейерной ленты больше скорости движения окружающего воздуха. Исходя из этого, в экспериментальной установке при проведении исследований теплообмена движение конвейерной ленты можно заменить движением воздуха относительно неподвижной ленты конвейера с той же скоростью [20].

Материал, теплообмен которого моделируется в исследованиях, состоит из частиц крупностью 0,5-1 мм (относительный шаг менее 1 мм) [57]. Исходя из этого, шероховатость поверхности материала относится к типу песочной шероховатости [22]. В работах [58-60] показано, что при  $Re > 530$  значения коэффициента теплоотдачи поверхности с плотной шероховатостью и малым относительным шагом совпадают с величинами коэффициента теплоотдачи для гладкой поверхности при тех же условиях обтекания. Приведённые данные позволяют при исследованиях использовать гладкую теплоотдающую поверхность, моделирующую поверхность транспортируемого материала [20]. Форма теплоотдающей поверхности в поперечном сечении принята подобной форме моделируемого материала и имеет вид выпуклой пластины [20].

При моделировании процессов теплообмена в турбулентном потоке должно быть соблюдено равенство чисел Рейнольдса как в натуре, так и в модели [20]. В конвейерных галереях скорость транспортировки материалов изменяется в

пределах 0,5-2,5 м/с [20]. Поскольку модель галереи выполнена в масштабе 1:50, то для соблюдения равенства чисел Рейнольдса скорость движения воздуха в модели должна изменяться в пределах 25-125 м/с, что связано с определёнными трудностями [20]. Исходя из этого, исследование теплообмена целесообразно проводить в автомодельной области чисел Рейнольдса с использованием методов приближённого моделирования [20].

Согласно данным работ [45, 61], развитое турбулентное течение при обтекании пластины наступает при  $Re_{кр,l} = 10^5$  (характерный размер – длина пластины), при течении в каналах – при  $Re_{кр,d} = 10^4$  (характерный размер – диаметр канала). В ходе исследований минимальная скорость воздуха составляла 7,6 м/с ( $Re_{кр,l} = 9,6 \cdot 10^5$ ;  $Re_{кр,d} = 3,6 \cdot 10^4$ ) [20]. С учётом того, что поток воздуха в модели дополнительно турбулизируется за счёт моделей конвейеров, считаем, что число Рейнольдса находится в автомодельной области [20].

В ходе исследований также оценивалось влияние естественной конвекции на теплообмен, что требует нахождения в автомодельной области чисел Грасгофа [20]. При конвективном движении развитая турбулентность наступает при условии:  $(Gr \cdot Pr) > (Gr \cdot Pr)_{кр}$  [20]. Согласно данным работ [21, 62] для горизонтальных, обращённых вверх нагретых поверхностей, величина  $(Gr \cdot Pr)_{кр} = 7,1 \cdot 10^5$ . Минимальный перепад между температурами исследуемой нагретой поверхности и окружающего воздуха в ходе исследований равнялся 20 °С и  $(Gr \cdot Pr) = 1,7 \cdot 10^{10}$ , что значительно больше критического значения, поэтому и число Грасгофа находится в автомодельной области [20].

При моделировании теплообмена общее количество выделяющейся теплоты характеризует конвективную часть теплоотдачи только при соблюдении подобия степени черноты теплообменивающихся поверхностей [62]. С учётом данного факта в модели галереи для её ограждающих конструкций и теплоотдающей исследуемой поверхности использовались материалы, удовлетворяющие данному условию [20].

Для определения коэффициентов теплоотдачи используются методы стационарного теплового потока и регулярного теплового режима [43]. С помощью

наблюдений в производственных условиях [6, 48] установлено, что при транспортировке влажных нагретых материалов их температура в пределах галереи меняется всего на 1-3 °С. Следовательно, процесс теплообмена носит стационарный характер. Локальные коэффициенты теплоотдачи в случае настоящей работы определяются для верхней поверхности пластины, а регулярный режим даёт возможность определения среднего коэффициента теплоотдачи от всей поверхности [20]. Исходя из этого, использование метода регулярного теплового режима нецелесообразно, что, в свою очередь, обусловило использование для определения коэффициентов теплоотдачи метода стационарного теплового потока [20].

Учитывая данные работ [43, 63], в которых исследовалась теплоотдача пластин при их внешнем обтекании, с целью создания постоянного теплового потока использовался электронагрев.

Моделирование процессов теплообмена, происходящих в конвейерных галереях ГОКов, проводилось на базе уравнений:

а) неразрывности:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (10)$$

б) движения:

$$\text{Re} \cdot \left( w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}; \quad (11)$$

в) энергии:

$$\text{Nu} \cdot \left( w_x \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = \nabla^2 \cdot \theta ; \quad (12)$$

где  $w_x, w_y$  – безразмерная скорость;

$x, y$  – координаты;

$\theta$  – безразмерная температура.

Полученное в результате моделирования уравнение необходимо при определении тепловыделений от поверхности транспортируемого материала:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Gr} , \quad (13)$$

где  $C, m$  – соответственно коэффициент и показатели степени, полученные эмпирическим путём.

## 2.2 Описание лабораторного стенда

Исследования конвективного теплообмена проводились на лабораторном стенде, в основу которого положена экспериментальная установка [20], приведённая в подразделе 1.4 настоящей работы (рисунок 3, 4).

Выше отмечено, что принятая за основу экспериментальная установка имеет низкую степень автоматизации эксперимента, а также предусматривает в качестве измерительных приборов ртутные термометры. С учётом указанных факторов была выполнена конструктивная модернизация указанной экспериментальной установки, заключающаяся в следующем:

а) термопарами «ТПК-011», имеющими более высокий класс точности, были заменены ртутные термометры «ТМ-1»;



б) для термопар «ТПК-011» в качестве приборов-регистраторов температуры были введены ПИД-регуляторы «ОВЕН ТРМ138» и ОВЕН «ТРМ251», дающие возможность автоматизации эксперимента;

в) автоматизация достигнута благодаря связи ПИД-регуляторов и предусмотренного компьютера, на который по ходу эксперимента автоматически передавались зафиксированные значения температуры благодаря наличию оригинального программного обеспечения, разработанного производителем данных приборов.

Указанные мероприятия позволили снизить роль человеческого фактора в ходе экспериментальных исследований путём их автоматизации, а также повысить точность при обработке результатов, представленных в ниже подразделе 2.4 и приложении 3 настоящей работы.

Принципиальная схема лабораторного стенда, использованного для экспериментальных исследований конвективного теплообмена в настоящей работе, приведена на рисунке 5.

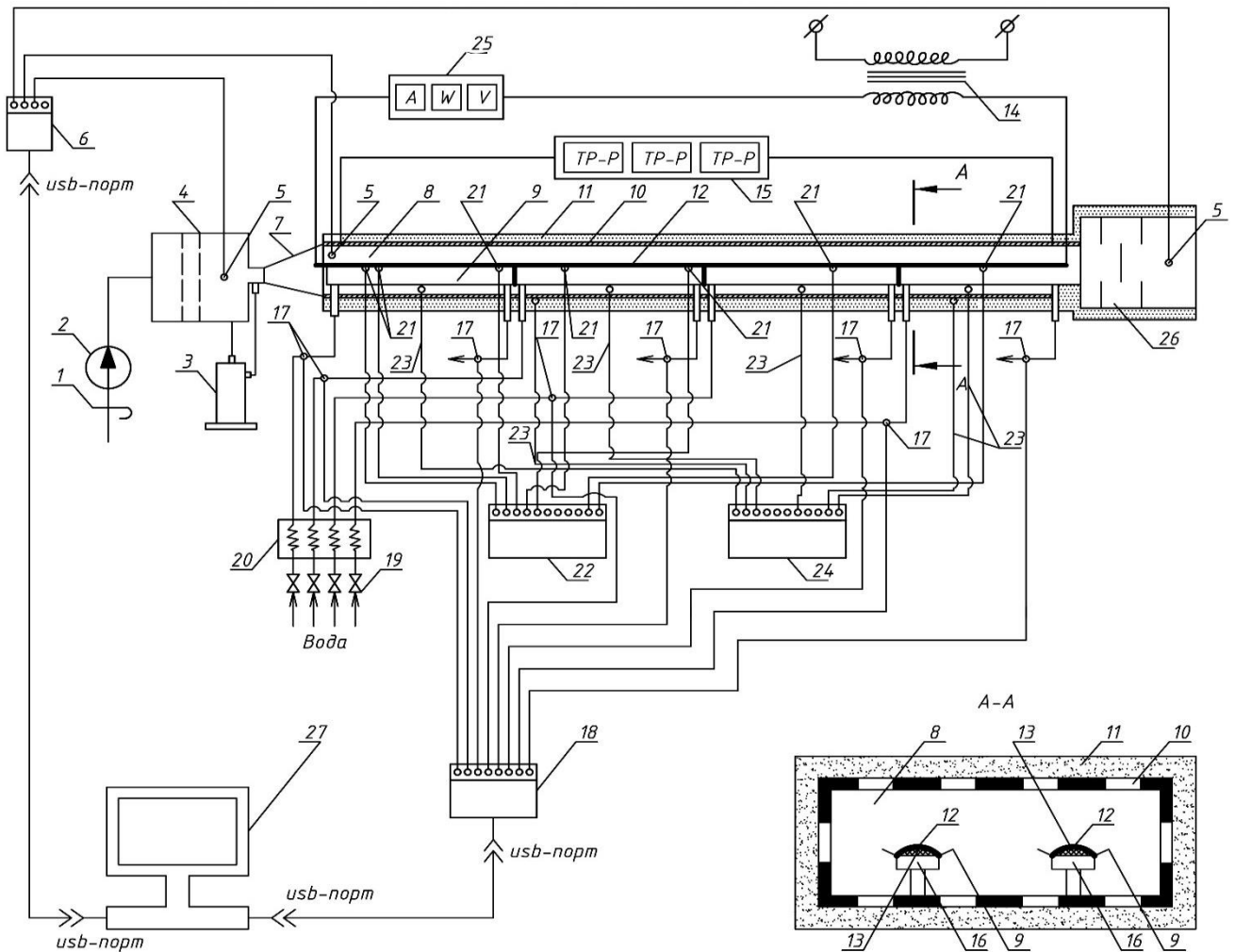


Рисунок 5 – Принципиальная схема стенда для исследований конвективного теплообмена:

1 – регулирующая заслонка; 2 – вентилятор; 3 – микроманометр; 4 – камера давления с коллектором; 5 – термопара «ТПК-011»; 6 – ПИД-регулятор «ОВЕН ТРМ251»; 7 – патрубок; 8 – модель галереи; 9 – модель конвейеров; 10 – ограждающие конструкции; 11 – пенопластовая теплоизоляция; 12 – исследуемая теплоотдающая пластина; 13 – электроизоляционная подложка; 14 – силовой трансформатор «РНО-220-40»; 15 – трансформаторы «АОМИ-40-220»; 16 – полость; 17 – термопара «ТПК-011»; 18 – ПИД-регулятор «ОВЕН ТРМ138»; 19 – регулятор расхода; 20 – термостат; 21 – термопара «ТПК-011»; 22 – потенциометр «КСП-4»; 23 – термопара «ТПК-011»; 24 – потенциометр «ЭПП-09М»; 25 – электроизмерительный комплект «К-505»; 26 – камера смещения; 27 – компьютер.

Лабораторный стенд имеет следующие основные элементы:

- 1) воздушный тракт, состоящий из подводящих воздуховодов, камеры давления с коллектором, модели галереи и перемешивающего устройства;
- 2) схема электронагрева ограждающих конструкций модели галереи;
- 3) схема электронагрева теплоотдающей выпуклой пластины;
- 4) схема охлаждения моделей конвейеров;
- 5) низковольтная термометрическая схема на постоянном токе для измерения ЭДС термопар;
- б) манометрическая схема измерения расхода воздуха.

Модель галереи выполнена в масштабе 1:50 и представляет из себя канал прямоугольного сечения, размером 140 x 48 мм и длиной 2000 мм [20]. Внутри канала располагаются модели конвейеров, имитирующие конвейеры, транспортирующие нагретый материал [20].

На рисунке 6 приведена схема модели галереи.

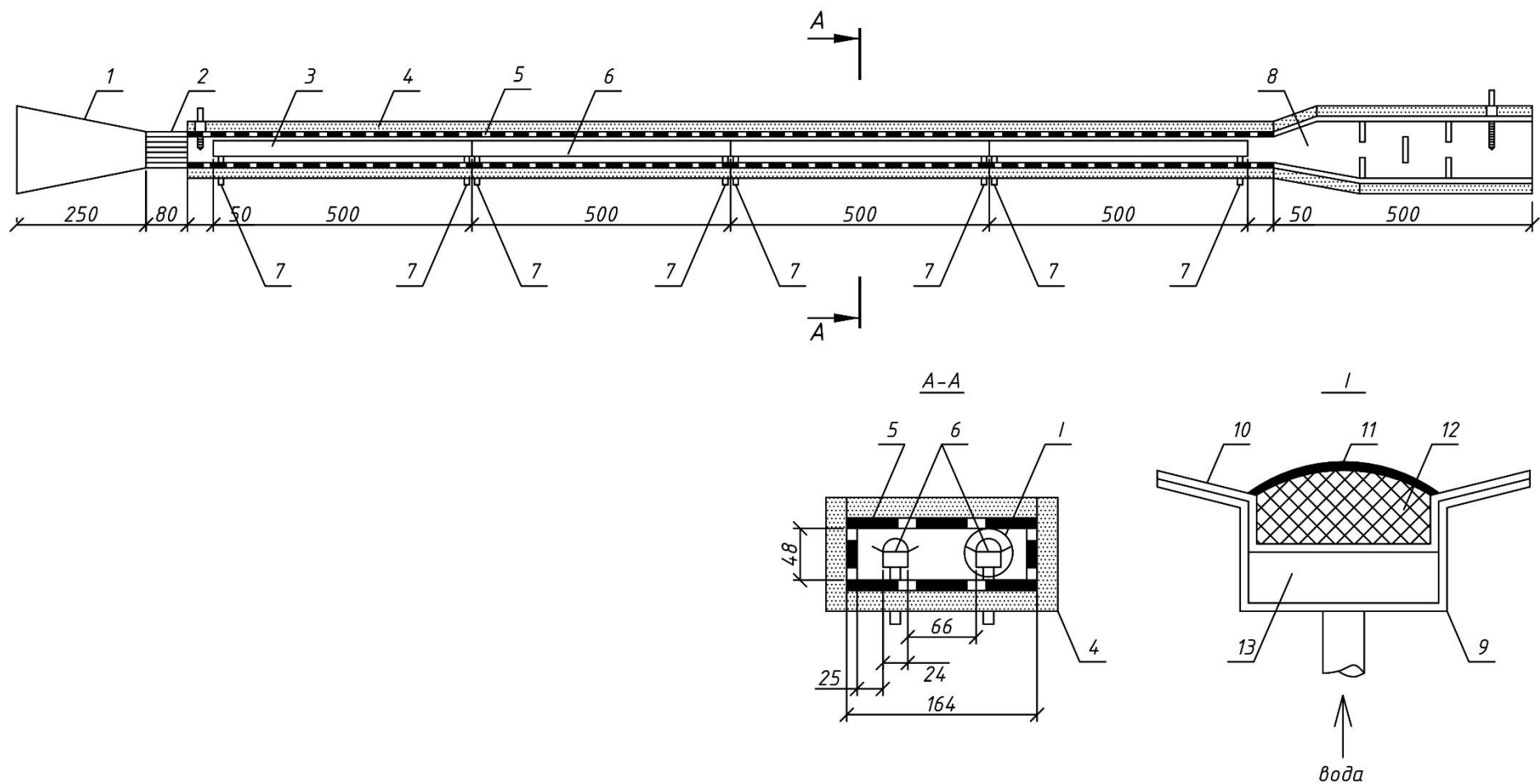


Рисунок 6 – Модель галереи:

1 – сопло; 2 – хонейкомб; 3 – галерея; 4 – пенопластовая теплоизоляция; 5 – ограждающие конструкции; 6 – конвейер; 7 – штуцеры для входа и выхода воды; 8 – камера смешения; 9 – каркас конвейера; 10 – электроизоляция; 11 – исследуемая теплоотдающая пластина; 12 – асбестовая теплоизоляция; 13 – полость для циркуляции воды

Для обеспечения равномерного поля скоростей воздуха в модели галереи на входе в модель подача воздуха осуществлялась через сопло, профиль которого рассчитан по формуле Витошинского [20, 64]. С этой же целью после сопла на входе установлен хонейкомб [20, 65].

Поскольку конвективный тепловой поток от поверхности исследуемой пластины определялся методом энтальпии, на выходе из модели галереи предусмотрена камера смешения [20, 66]. Внутри камеры установлено пять перегородок для смешивания потока [20]. На расстоянии 200 мм от последней перегородки предусмотрено отверстие под установку термопар [20]. Снаружи камера смешения теплоизолировалась слоем пенопласта толщиной 30 мм [20].

Для исключения теплопотерь корпус модели галереи выполнен из фольгированного гетинакса, по которому пропускался электрический ток для поддержания необходимой температуры поверхности ограждающих конструкций модели [20, 66]. Для стабилизации теплового потока по наружной поверхности ограждающих конструкций модели предусмотрен слой пенопластовой теплоизоляции толщиной 20 мм [20]. Схема электропитания ограждающих конструкций модели галереи приведена на рисунке 7.

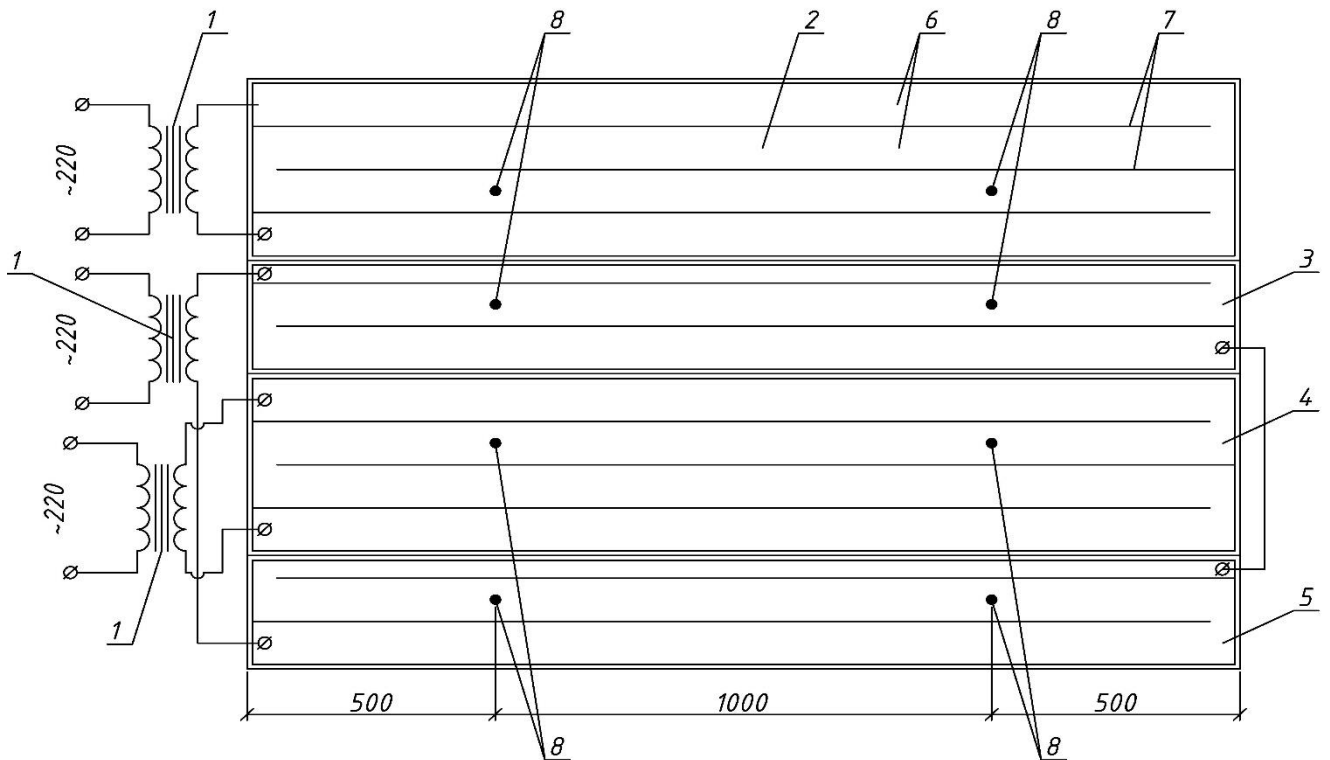


Рисунок 7 – Схема электропитания ограждающих конструкций модели галереи и размещение термомпар на её поверхности [с]:

1 – трансформатор «АОМИ-40-220»; 2 – покрытие; 3 – левая стенка; 4 – пол; 5 – правая стенка; 6 – фолгированный гетинакс; 7 – гетинакс; 8 термомпары «ТПК-011».

Измерение температуры поверхности ограждающих конструкций велось термомпарами «ТПК-011». Термомпары укладывались в канавки, выполненные с внутренней стороны ограждающей конструкции, и замазывались эпоксидным клеем [20]. Для исключения влияния лучистого теплового потоков спай термомпар защищались цилиндрическими продуваемыми экранами, выполненными из белой жести [20]. На каждой из поверхностей ограждающей конструкции устанавливалось две термомпары [20] (рисунок 7). За измерительный прибор был принят потенциометр «ЭПП-09-М» [20].

В модели в два ряда устанавливались модели конвейеров с электронагревателями, моделирующие конвейеры с нагретым материалом [20]

(рисунок 6). Каждый конвейер был разделён на четыре секции длиной по 500 мм каждая [20]. Нагревательными элементами служили две выпуклые пластины из нержавеющей стали марки «ХІ8НІОТ» [20]. Нагревательные элементы помещались на асбестовую теплоизоляцию, которая размещалась на жестяном каркасе конвейера [20]. Для электроизоляции в местах расположения нагревательных элементов каркас конвейера покрывался стеклотканью по термостойкому лаку [20]. Нагревание пластин осуществлялось переменным током от трансформатора «РНО-220-40», который позволял изменять тепловую нагрузку в пределах от 1000 до 80000 Вт/м<sup>2</sup> [20]. Схема электропитания нагревательных элементов приведена на рисунке 8.

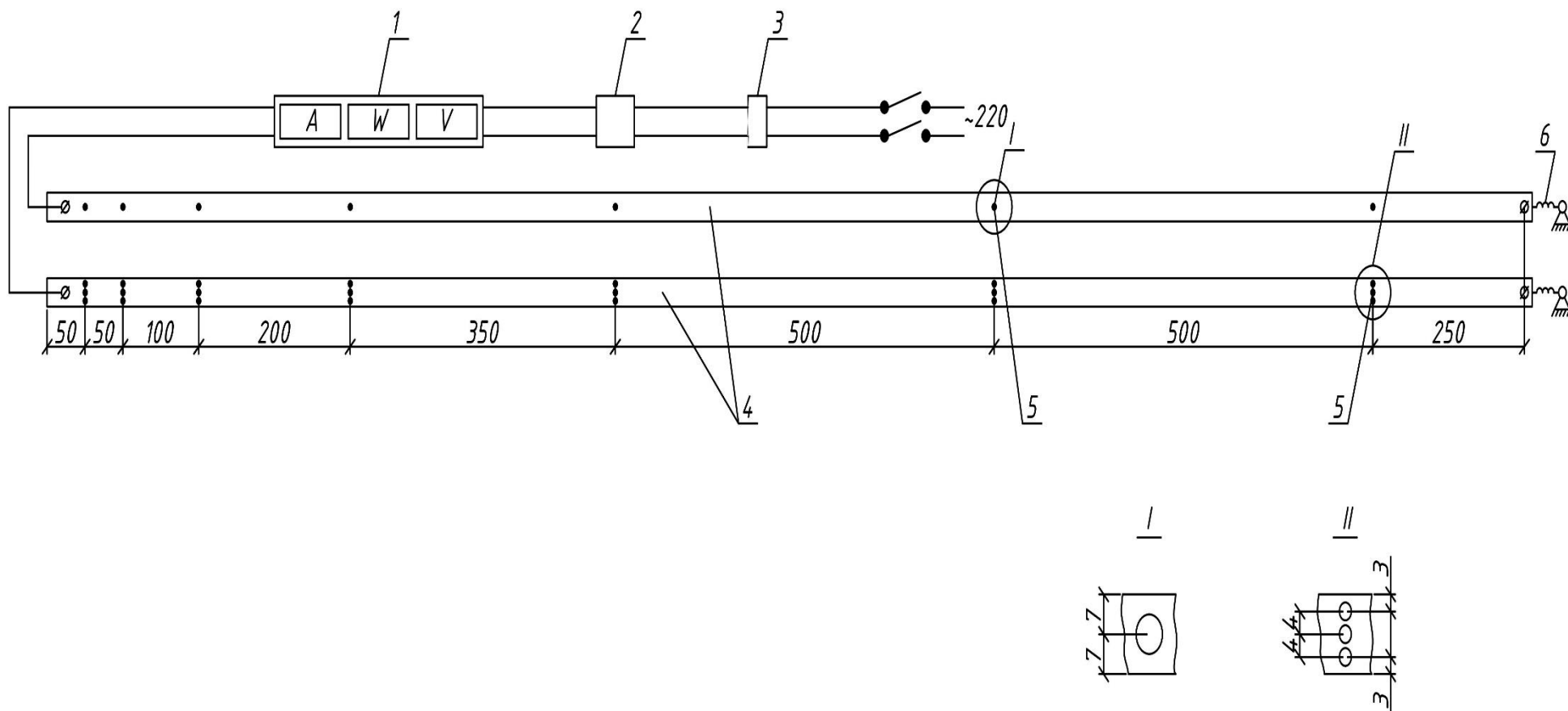


Рисунок 8 – Схема электропитания исследуемой теплоотдающей пластины и размещение термопар на её поверхности:  
 1 – электроизмерительный комплект К-505; 2 – трансформатор РНО-220-40; 3 – магнитный пускатель; 4 – исследуемая  
 пластина; 6 – натяжное устройство.



Для измерения локальных температур использовались термопары «ТПК-011». Их градуировка и установка проводилась по рекомендациям работ [67, 68]. За измерительный прибор был принят потенциометр «КСП-4» [20]. Для обеспечения надёжного контакта с теплоотдающей поверхностью головки термопар покрывались тонким слоем олова, зачеканивались в пластину и приваривались контактной сваркой [20]. С целью уменьшения погрешности измерения температуры, возникающей из-за теплоотвода по термоэлектродным проводам [69], термопары прокладывались под пластиной и изолировались слюдой [20]. Для исключения влияния на измерения магнитного и электростатического полей термопары экранировались и применялся инверсионный переключатель [20].

Размещение термопар на поверхности исследуемой теплоотдающей пластины показано на рисунке 8. Термопары располагались в семи характерных сечениях пластины [20]. Поскольку исследуемая пластина была выпуклой, температура поверхности по сечению может изменяться [43, 45], в каждом сечении располагалось по три термопары [20].

Для исключения тепlopоступлений в воздух модели галереи от нижней поверхности исследуемой пластины и для предотвращения нагрева каркаса конвейера выше температуры окружающего воздуха, в стенде применялась система водного охлаждения каркаса конвейера [20]. Вода от распределительного устройства подавалась в каждую секцию конвейера [20]. На каждом подающем шланге имелось устройство для регулирования расхода воды [20]. Величина расхода воды устанавливалась таким образом, чтобы средняя температура воды, проходящей через секцию конвейера, равнялась температуре воздуха под конвейером в средней части секции [20]. Температура воздуха под конвейером измерялась термопарами «ТПК-011» [20]. За регистрирующий прибор был принят потенциометр «ЭПП-09-М» [20]. Соединительные шланги системы охлаждения теплоизолировались с помощью пенопласта толщиной 50 мм [20]. Измерение температуры воды на входе и выходе из секций конвейеров измерялось

термопарами «ТПК-011». В качестве приборов-регистраторов использовался ПИД-регулятор «ОВЕН ТРМ138».

Конструкция лабораторного стенда обеспечивает при проведении экспериментальных исследований конвективного теплообмена теплопоступления только от верхней поверхности исследуемой пластины, что соответствует натурным производственным условиям при транспортировке материалов на ГОКах [20].

Для определения расхода воздуха, поступающего в модель галереи, применялась камера статического давления с коллектором, внутри которой устанавливались две решётки для выравнивания потока [20]. В торцевой стенке камеры устанавливался коллектор диаметром 80 мм, в выходном патрубке которого имелось четыре отверстия для измерения давления [20]. Расход воздуха, поступающего в модель галереи, регулировался с помощью шиберов [20].

### **2.3 Планирование и проведение исследований теплообмена**

При проведении экспериментальных исследований теплообмена были учтены данные, изложенные в работе [20], согласно которым основными факторами при исследованиях являются следующие: температура поверхности исследуемой теплоотдающей пластины; скорость воздуха в модели; угол наклона модели. Все перечисленные факторы являются совместимыми, однозначными и управляемыми [20].

По данным работы [20] приняты пределы изменения скорости воздушного потока в модели от 7,5 до 28,5 м/с, а также принят предел изменения для угла наклона модели галереи принят от 0 до 30 °, что соответствует натурным условиям [34]. На основании вычисленного диапазона автомоделной области числа Грасгофа и масштаба температур, равного единице, выбраны пределы изменения температуры поверхности исследуемой пластины от 40 до 90 °С [20]. Сечения, в которых измерялась температура поверхности пластины при проведении исследований [20], определены в результате предварительного анализа изменения

температуры поверхности плоской пластины в турбулентном потоке по данным исследований [43, 45].

Количество опытов установлено по рекомендациям работ [70-72]. В результате предварительных опытов установлено, что основное влияние на теплообмен оказывает скорость воздуха [20]. Основываясь на данном факторе, согласно работам [72] выбрано 11 режимов. Зависимость теплообмена от числа Грасгофа и угла наклона при вынужденной конвекции в логарифмических координатах выражается линейной зависимостью [45, 73] и учитывая, что их влияние может быть незначительным, достаточно двух-трёх уровней для выявления данной зависимости [71].

Количество необходимых измерений температуры поверхности в каждом режиме определялось из предварительных опытов [20]. Для этого в разных режимах было проведено три серии измерения температуры с числом замеров от 2 до 10 [20]. Общая дисперсия всех наблюдений  $\delta^2$ , °C, равна средневзвешенному значению частных дисперсий [70]:

$$\delta^2 = \frac{(n_1 - 1) \cdot \delta_1^2 + (n_2 - 1) \cdot \delta_2^2 + (n_3 - 1) \cdot \delta_3^2}{n_1 + n_2 + n_3 - 3}, \quad (14)$$

где  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  – соответственно частная дисперсия 1-й, 2-й и 3-й серий опытов;

$n_1, n_2, n_3$  – соответственно количество опытов в 1-й, 2-й и 3-й сериях опытов.

По результатам первой серии опытов при двух измерениях в средней точке  $u$ -го сечения пластины (см. рисунок 9) получено:  $n_1 = 2$ ;  $t_c = 63,5$ , °C;  $65,5$ , °C;  $t_c^{cp} = 64,5$ , °C;  $\delta_1^2 = 0,07$ , °C<sup>2</sup>.

По результатам второй серии опытов получено:  $n_2 = 5$ ;  $t_c = 58,0$ , °C;  $58,4$ , °C;  $58,1$ , °C;  $58,3$ , °C;  $58,8$ , °C;  $t_c^{cp} = 58,32$ , °C;  $\delta_2^2 = 0,13$ , °C<sup>2</sup>.

По результатам третьей серии опытов получено:  $n_3 = 10$ ;  $t_c = 74,0, ^\circ\text{C}$ ;  $74,4, ^\circ\text{C}$ ;  $74,1, ^\circ\text{C}$ ;  $74,7, ^\circ\text{C}$ ;  $75,4, ^\circ\text{C}$ ;  $74,3, ^\circ\text{C}$ ;  $73,6, ^\circ\text{C}$ ;  $74,7, ^\circ\text{C}$ ;  $75,4, ^\circ\text{C}$ ;  $74,3, ^\circ\text{C}$ ;  $t_c^{\text{CP}} = 74,49, ^\circ\text{C}$ ;  $\delta_3^2 = 0,15, ^\circ\text{C}^2$ .

Средневзвешенная дисперсия по трём выборкам  $\delta^2, ^\circ\text{C}$ , равна:

$$\delta^2 = \frac{(2-1) \cdot 0,07 + (5-1) \cdot 0,13 + (10-1) \cdot 0,15}{2+5+10-3} = 0,139, ^\circ\text{C}^2.$$

Вычисленная средневзвешенная дисперсия намного точнее отражает генеральную дисперсию, поскольку число степеней свободы у неё гораздо больше, чем у каждой выборочной дисперсии в отдельности [20]. Исходя из этого, при обработке данных можно использовать свойства нормального распределения, а не распределения Стьюдента, что позволяет получить более точные результаты [20].

Абсолютная погрешность измерения температуры поверхности  $\Delta t_c, ^\circ\text{C}$ , определялась по формуле [72]:

$$\Delta t_c = \sqrt{\frac{t^2(p) \cdot \delta^2}{n}} + \delta_{\text{пр}}^2, \quad (15)$$

где  $t(p)$  – нормированное нормальное распределение при вероятности 95 %,  $t(p) = 1,645$ ;

$\delta_{\text{пр}}$  – приборная ошибка,  $\delta_{\text{пр}} = 0,55, ^\circ\text{C}$  (приложение 2).

Определённая таким образом погрешность измерения температуры поверхности пластины при доверительной вероятности 95 % составила для двух измерений –  $0,70 ^\circ\text{C}$ ; для пяти –  $0,60 ^\circ\text{C}$ ; для десяти –  $0,59 ^\circ\text{C}$ . Как видно, увеличение числа измерений свыше пяти не приводит к существенному повышению точности, поэтому в каждом режиме температура поверхности пластины замерялась пять раз [20].

Для исключения влияния систематических ошибок и перевода их в разряд случайных, опыты рандомировались и порядок проведения опытов устанавливался по таблице случайных чисел [70].

В ходе эксперимента согласно методике, изложенной в работе [20], определялись следующие величины: расход воздуха; температура воздуха на входе и выходе из модели галереи; локальные температуры поверхности исследуемой пластины.

Расход воздуха определялся по перепаду давлений в камере давления и коллекторе по известным методикам [65, 74].

Наименования приборов, использованных при проведении исследований, а также их характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Наименование и характеристики приборов, использованных при проведении экспериментальных исследований теплообмена

Наименование измеряемой величины	Ед. измерения	Используемый прибор	Пределы измерения	Класс точности, %
1	2	3	4	5
Перепад давлений в камере и коллекторе	кг/м <sup>2</sup>	микроманометр «МКВ-250-0,02»	0-250	0,02
Температура воздуха на входе и выходе из модели галереи	°С	Термопара «ТПК-011»	– 40-800	0,15

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
Температура воздуха в камере давления	°С	Термопара «ТПК-011»	– 40-800	0,15
Температура воды в системе охлаждения	°С	Термопара «ТПК-011»	– 40-800	0,15
Температура поверхности исследуемой выпуклой пластины	°С	потенциометр «КСП-4»	0-100	0,25
Температура поверхности ограждающих конструкций модели	°С	потенциометр «ЭПП-09-М»	0-50	0,5
Температура воздуха под конвейером	°С	потенциометр «ЭПП-09-М»	0-50	0,5
Мощность нагревательных элементов	Вт	электроизмерительный комплект «К-505»	0-450	0,5

Опыты согласно методике, описанной в работе [20], проводились в следующем порядке:

- 1) включался вентилятор 2;

2) регулирующей заслонкой 1 устанавливался расход воздуха необходимой величины;

3) включалась подача воды для охлаждения нижней поверхности исследуемой теплоотдающей пластины 12 и каркаса конвейера 9, а после термостат 20, стабилизирующий температуру воды;

4) включался трансформатор 14 для нагрева исследуемой теплоотдающей пластины 12 и устанавливалась необходимая температура её поверхности;

5) включались трансформаторы 15 для нагрева ограждающих конструкций 10 модели галереи 8;

6) устанавливался стационарный режим работы установки (отсутствие изменения температуры по термометру в камере смешения; во время установления стационарного режима постоянно контролировались температуры исследуемой поверхности пластины, поверхности ограждающих конструкций модели галереи, воды на входе и выходе из секций конвейеров, воздуха под конвейером в средней части секции, температура ограждений модели устанавливалась равной средней температуре воздуха в модели; средняя температура воды, проходящей через секцию конвейера, устанавливалась равной температуре воздуха под конвейером в средней части соответствующей секции; данное регулирование достигалось за счёт изменения расхода и температуры воды на входе в секцию конвейера);

7) после установки стационарного режима включался потенциометр 22 и измерялась температура поверхности исследуемой пластины, фиксировались показания термопар 5 на входе и выходе воздуха из модели галереи (в камере смешения 26) и в камере давления 4, измерялась разность давлений до и после коллектора по микроманометру 3;

8) после проводилось повторение измерений, а затем стенд переводился на новый режим.

Для каждого режима по расходу воздуха при минимальной температуре исследуемой поверхности пластины производилась проверка тепловоздушного баланса лабораторного стенда. Для этого дополнительно замерялись следующие величины:

1) температура ограждающих конструкций модели галереи 8 потенциометром 24;

2) расход воды через каждую секцию конвейера 9 с помощью секундомера и мерного сосуда;

3) фиксировались показания ваттметра прибора 25, термопарам 17 на входе и выходе воды для каждой секции конвейера.

Для каждого режима лабораторного стенда рассчитывались следующие величины [20]:

1) локальные числа Нуссельта, Рейнольдса и Грасгофа в рассматриваемом сечении исследуемой теплоотдающей пластины 12;

2) средние числа Нуссельта, Рейнольдса и Грасгофа для всей исследуемой теплоотдающей пластины 12.

При вычислении чисел  $Nu_k$ ,  $Re$ ,  $Gr$  учитывались рекомендации работ [43-45, 50], согласно данным которых, при исследованиях теплообмена пластины в турбулентном потоке за характерный размер принимается длина пластины. Кроме того, согласно данным работы [33], высота, ширина галереи и ширина конвейерной ленты влияют на теплообмен материалов при конвейерной транспортировке в галереях незначительно, поэтому за характерный размер при исследованиях принята длина теплоотдающей поверхности в направлении движения воздушного потока, а в качестве определяющей температуры – средняя температура воздуха в модели галереи [20].



Расчётные формулы для обработки результатов экспериментальных исследований приняты согласно данным работы [20].

Коэффициенты теплоотдачи определялись из уравнения Ньютона-Рихмана. Для локальных коэффициентов конвективной теплоотдачи  $\alpha_{кх}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), формула будет иметь вид:

$$\alpha_{кх} = \frac{q_k}{t_c - t_B}, \quad (16)$$

где  $q_k$  – удельный конвективный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;

$t_c$  – температура поверхности исследуемой выпуклой пластины в рассматриваемом сечении, °С;

$t_B$  – средняя температура воздуха в рассматриваемом сечении галереи, °С.

Средняя по сечению температура воздуха рассчитывалась по измеренным значениям температуры воздуха на входе и выходе из модели галереи, учитывая линейный закон распределения температуры воздуха по длине канала (галереи) [45].

Удельный конвективный тепловой поток  $q_k$ , Вт/м<sup>2</sup>, рассчитывался методом энтальпии [43] по формуле:

$$q_k = \frac{G_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1})}{F_c}, \quad (17)$$

где  $G_B$  – массовый расход влажного воздуха, кг/с;

$c_B$  – удельная теплоёмкость влажного воздуха, Дж/(кг·К);

$t_{B1}$  – начальная температура воздуха в модели галереи, °С;

$t_{B2}$  – конечная температура воздуха в модели галереи, °С;

$F_c$  – площадь поверхности выпуклой пластины,  $F_c = 0,064 \text{ м}^2$ .

Средние коэффициенты конвективной теплоотдачи  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), рассчитывались по формуле:

$$\alpha_k = \frac{q_k}{t_c - t_B}, \quad (18)$$

где  $\overline{t_c}$  – среднеинтегральная температура поверхности выпуклой пластины, °С;

$\overline{t_B}$  – среднеобъёмная температура воздуха в модели галереи, °С.

Среднеинтегральная температура поверхности пластины рассчитывалась интегрированием профиля измеренных локальных температур [20]. Среднеобъёмная температура воздуха в модели галереи рассчитывалась как среднеарифметическое значение температур воздуха на входе и на выходе из модели [20].

Проверка тепловоздушного баланса лабораторного стенда  $Q_k$ , Вт, осуществлялась по формуле:

$$Q_k = Q_{эл} - Q_w - Q_l, \quad (19)$$

где  $Q_{эл}$  – измеренная электрическая мощность электронагревателей моделей конвейеров, Вт;

$Q_w$  – тепловой поток, поступающий от каркаса конвейера и пластины к воде системы охлаждения, Вт;

$Q_{\text{л}}$  – лучистый тепловой поток, поступающий от поверхности пластины, Вт.

Тепловой поток, поступающий от каркаса конвейера и пластины к воде системы охлаждения  $Q_w$ , Вт, рассчитывался по формуле:

$$Q_w = c_w \sum_{i=1}^4 G_{wi} (t_{wi}'' - t_{wi}'), \quad (20)$$

где  $c_w$  – теплоёмкость воды, Дж/(кг·К);

$G_{wi}$  – расход воды, проходящей через  $i$ -ю секцию конвейера, кг/с;

$t_{wi}'$ ,  $t_{wi}''$  – соответственно начальная и конечная температуры воды, проходящей через  $i$ -ю секцию конвейера, °С.

Лучистый тепловой поток  $Q_{\text{л}}$ , Вт, рассчитывался по формуле:

$$Q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \varphi_{\text{с-0}} \cdot c_0 \cdot F_c \left[ \left( \frac{\bar{t}_c + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{\bar{t}_b + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (21)$$

где  $\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведённый коэффициент излучения,  $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,79$ ;

$\varphi_{\text{с-0}}$  – коэффициент облученности ограждающих конструкций, для конвейерных галерей  $\varphi_{\text{с-0}} = 1$ ;

$c_0$  – излучательная способность абсолютно чёрного тела,  $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ ;

$\bar{\tau}_B$  – средняя температура внутренней поверхности ограждающих конструкций модели галереи, °С.

После подстановки в формулу (21) данных для модели галереи получена формула для расчёта лучистого теплового потока  $Q_{л}$ , Вт, от поверхности моделей конвейеров:

$$Q_{л} = 0,29 \cdot \left[ \left( \frac{\bar{t}_c + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{\bar{\tau}_B + 273}{100} \right)^4 \right]. \quad (22)$$

Средняя температура внутренней поверхности ограждающих конструкций определялась как среднеинтегральная температура по площади внутренней поверхности ограждающих конструкций модели галереи [20].

Проверка тепловоздушного баланса экспериментальной установки показала, что отличие измеренного и рассчитанного по формуле (19) конвективных тепловых потоков при минимальном числе Рейнольдса ( $Re = 9,1 \cdot 10^5$ ) не превышает 5 %.

Оценка погрешности определения коэффициентов конвективной теплоотдачи от поверхности моделей конвейеров приведена в приложении 2. Максимальная и среднеквадратичная относительные ошибки при определении локального коэффициента конвективной теплоотдачи составили соответственно 8,2 % и 5,6 %, среднего коэффициента конвективной теплоотдачи – 8,6 % и 6 %.

## 2.4 Результаты исследований теплообмена

Для определения изменений коэффициентов конвективного теплообмена в зависимости от температуры теплоотдающей поверхности, скорости движения воздуха и угла наклона модели проведено 60 опытов [20]. По результатам опытов выполнен расчёт локальных и средних коэффициентов конвективной теплоотдачи

при 11 значениях скорости воздуха, трёх значениях перепада температур и углах наклона модели галереи 0 и 30 ° [20].

Предел изменения числа Рейнольдса в исследованиях составил  $(9-36) \cdot 10^5$ , числа Грасгофа –  $(2,0-5,4) \cdot 10^{10}$  [20]. Локальные коэффициенты конвективной теплоотдачи рассчитывались в семи сечениях пластины на следующих расстояниях от входа воздуха: 0,05; 0,10; 0,20; 0,40; 0,75; 1,25; 1,75 м [20]. В каждом сечении пластины локальный коэффициент конвективной теплоотдачи рассчитывался в трёх точках, после чего усреднялся по сечению [20]. Локальные и средние коэффициенты конвективной теплоотдачи рассчитывались по формулам (16) и (18) соответственно. Результаты исследований теплообмена материалов при конвейерной транспортировке в галереях представлены в приложении 3, а также на рисунках 9-11.

На рисунке 9 представлена обобщённая зависимость результатов исследований местной теплоотдачи материалов при конвейерной транспортировке в галереях.

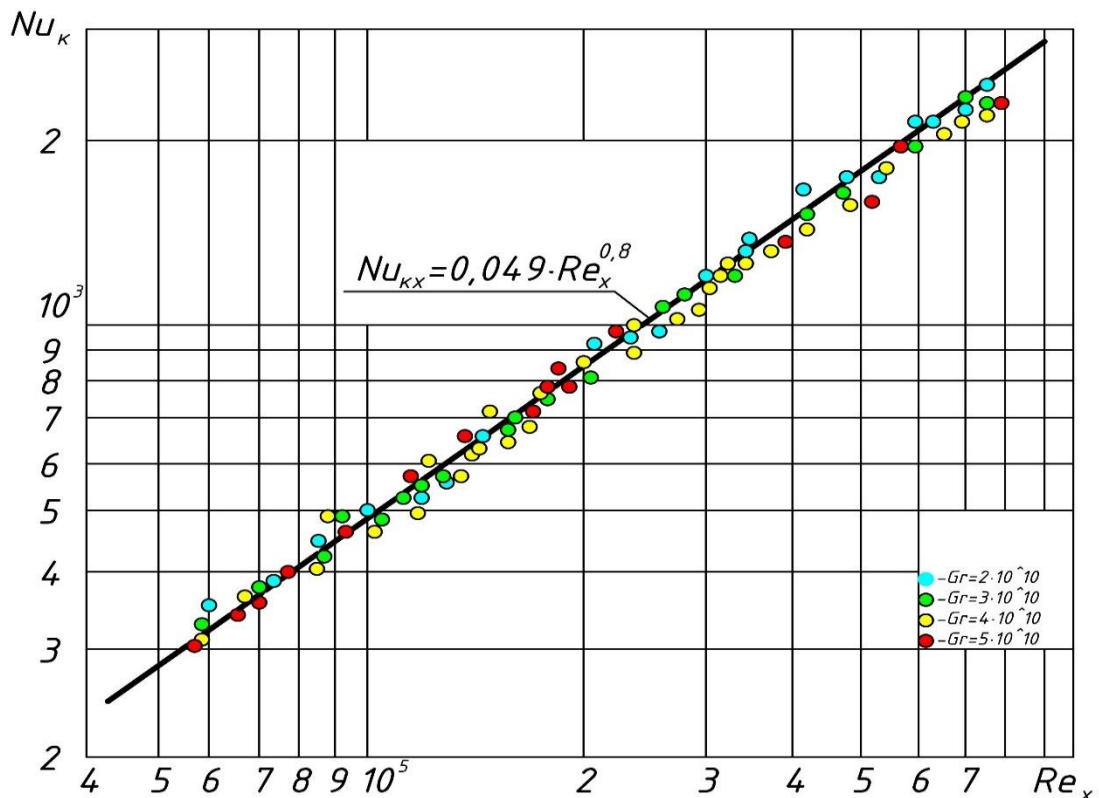


Рисунок 9 – Обобщённая зависимость локальных коэффициентов конвективной теплоотдачи

Анализ приведённых данных показывает, что влияние естественной конвекции и угла наклона модели на теплообмен является незначительным, что согласуется с результатами исследований [20].

Обработка результатов методом наименьших квадратов позволила получить формулу для расчёта локальных коэффициентов конвективной теплоотдачи при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов  $Nu_{кx}$ :

$$Nu_{кx} = 0,056 \cdot Re_x^{0,79}, \quad (23)$$

Среднеквадратичное отклонение опытных данных от рассчитанных по формуле (23) составляет 5,1 %. Уравнение справедливо в диапазоне чисел Рейнольдса:  $Re_x = (0,2-30) \cdot 10^5$  и чисел Грасгофа:  $Gr_x = (2,0-5,4) \cdot 10^{10}$  [20]. Определяющим размером является текущая координата, отсчитываемая от начала пластины, определяющая температура –  $t_b$  [20]. Скорость воздуха подсчитывалась для того сечения, в котором определялся локальный коэффициент теплоотдачи [20].

Данные о влиянии угла наклона модели галереи на средние коэффициенты конвективной теплоотдачи, представленные на рисунке 10, иллюстрируют, что с увеличением угла наклона модели до  $30^\circ$  теплообмен частично уменьшается, что согласуется с данными работ [20, 37-39, 75].

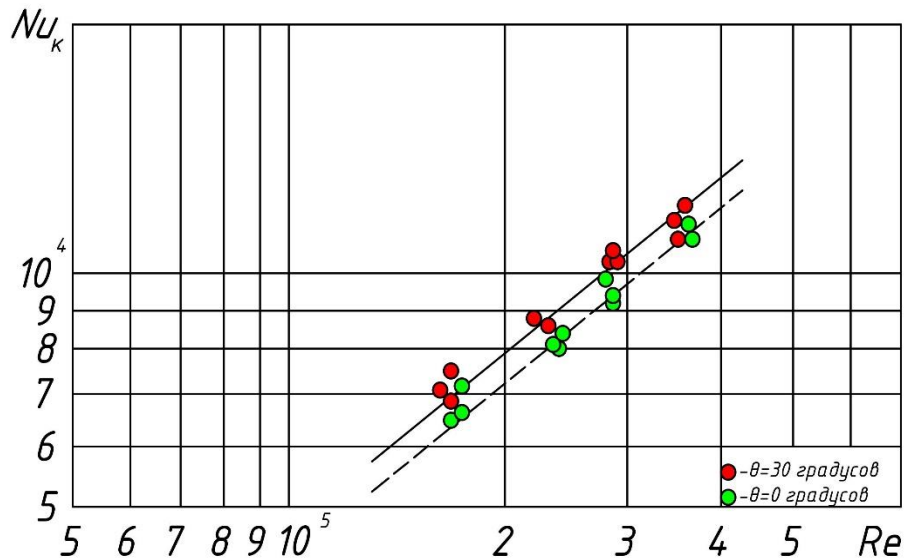


Рисунок 10 – Влияние угла наклона галереи на конвективный теплообмен

Уменьшение теплообмена составляет не более 5 %, поэтому влиянием угла наклона модели галереи на конвективный теплообмен можно пренебречь, согласуется с результатами исследований [20].

Опытные данные по конвективному теплообмену для средних коэффициентов теплоотдачи в виде зависимости  $Nu_k = f(Re, Gr, \theta)$  представлены на рисунке 11.

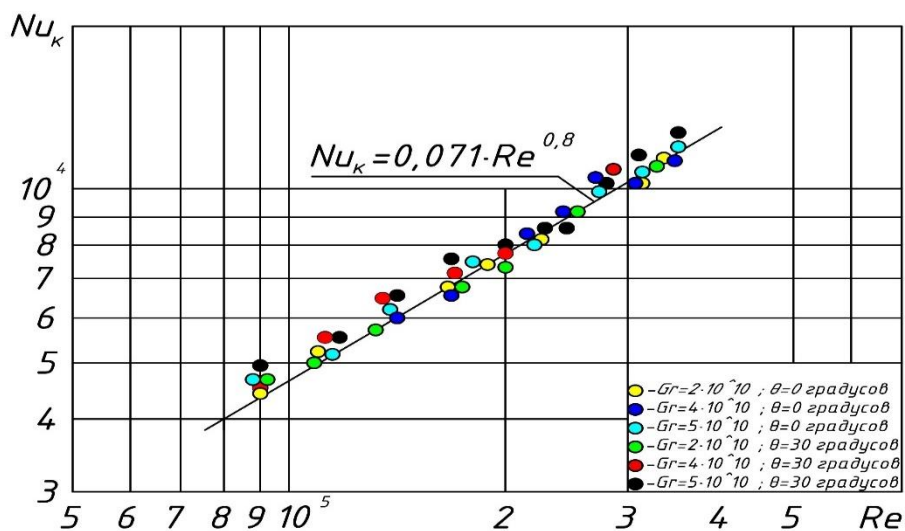


Рисунок 11 – Обобщённая зависимость средних коэффициентов конвективного теплообмена

Анализ приведённых результатов показывает, что в данном диапазоне чисел Рейнольдса и Грасгофа естественная конвекция влияет на теплообмен незначительно, что также согласуется с результатами исследований [20].

Опытные данные, представленные в приложении 3 и на рисунке 11, при помощи метода наименьших квадратов обобщены формулой для расчёта среднего коэффициента теплоотдачи  $Nu_k$ :

$$Nu_k = 0,082 \cdot Re^{0,79}, \quad (24)$$

которая справедлива в диапазоне изменения следующих величин:  $Re = (9-35) \cdot 10^5$ ;  $Gr = (2,1-5,2) \cdot 10^{10}$ ; при  $t_c = 40-90$  °С;  $\theta = 0-30$  ° [20]. Среднеквадратичное отклонение экспериментальных данных от рассчитанных по формуле (24) составляет 4,9 %. В полученной формуле (24) определяющим размером является длина пластины –  $l$ , определяющей температурой –  $t_b$  [20]. Скорость воздуха рассчитывалась для среднего сечения модели галереи [20].

Проверка расхождения между теоретическим и статистическим распределениями, выполненная по критерию Колмогорова [70], показала, что при максимальном модуле разности между распределениями  $D_n = 0,077$  и числе опытов  $n = 51$ , величина  $\lambda_k = D_n \sqrt{n} = 0,077 \sqrt{51} = 0,51$  [20]. Данному значению величины  $\lambda_k$  соответствует вероятность  $p(\lambda) = 0,951$ , что указывает на совместимость полученных опытных данных [20].

Полученные экспериментальные данные количественно могут быть сопоставлены с результатами работы [20], в которой изучался теплообмен материалов при конвейерной транспортировке.

Можно сделать вывод о том, что интенсивность теплообмена в настоящих исследованиях меньше на 13-14 %, по сравнению с результатами, представленными в работе [20].

Таким образом, в результате проведённых исследований подтверждено, что при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов влияние



естественной конвекции и угла наклона галереи на конвективный теплообмен незначительно. Сравнение результатов настоящих исследований с ранее выполненными исследованиями [20] показало, что полученные данные более точно отражают процесс теплообмена влажных нагретых материалов при конвейерной транспортировке в галереях, а формулы (23) и (24) могут быть использованы для расчёта локальных и средних коэффициентов конвективной теплоотдачи. В результате производственных исследований, представленных в подразделе 4.1 настоящей работы, показана достоверность и возможность практического применения полученных данных.

## 2.5 Исследования массообмена

Выбор рациональных решений по организации воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов предполагает знание закономерностей массообмена транспортируемых материалов [20].

Выше отмечалось, при транспортировке влажных нагретых материалов температура и влажность материалов изменяются незначительно в пределах галереи [48], поэтому в данном случае определяющими являются процессы внешнего массообмена [19].

Интенсивность испарения водяных паров при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов  $m$ , кг/(м<sup>2</sup>·К), подчиняется закону Дальтона и рассчитывается по следующей формуле [5]:

$$m = \beta \cdot (p_M - \varphi_{вн} \cdot p_{вн}) \cdot \frac{101300}{p_6}, \quad (25)$$

где  $p_M$  – парциальное давление при температуре поверхности материала, Па;

$\varphi_{вн}$  – относительная влажность внутреннего воздуха, %;

$p_{\text{вн}}$  – парциальное давление при температуре внутреннего воздуха, Па;

$p_6$  – барометрическое давление, Па.

При экспериментальном определении коэффициента внешнего массообмена, согласно исследованиям [5, 19], можно игнорировать одновременно протекающий процесс теплообмена, поскольку массообмен и теплообмен не зависят друг от друга [20]. В этом случае значение коэффициента массоотдачи определяется по формуле (25) при известных значениях интенсивности потока массы пара и парциальных давлений водяных паров у поверхности материала и в окружающем воздухе [20].

Экспериментальные исследования массообмена влажных нагретых материалов проводились по методике, изложенной в работе [19, 20]. Согласно данной методике, пробу материала массой 0,5-0,6 кг увлажняли, после чего нагревали в плотно закрывающейся металлической ёмкости размером 0,1 x 0,1 м в плане и высотой 0,035 м. Нагревание производили в сушильном шкафу до температуры 90-95 °С. Затем ёмкость с материалом помещали на чашу весов, открывали крышку и помещали термометр на поверхности материала (на глубину не более 5 мм). Через определённые временные отрезки, замеряемые секундомером, снимали показания по термометру и весам. Дополнительно измеряли температуру, относительную влажность окружающего воздуха и барометрическое давление.

Главными недостатками данной методики являются несовершенство измерительного оборудования и высокая степень человеческого фактора при проведении исследований. Поскольку в процессе эксперимента требуется одновременная фиксация данных по изменению температуры поверхности материала и его массы через определённые временные отрезки, существует высокая вероятность ошибок при записи значений, что может привести к погрешностям при обработке результатов зафиксированных значений экспериментальных исследований.

В настоящей работе в качестве экспериментального оборудования для исследования массообмена влажных нагретых материалов использовалась лабораторная установка, позволившая автоматизировать процесс эксперимента, свести человеческий фактор к минимуму и максимально повысить точность фиксируемых опытных значений и, следовательно, достоверность в процессе обработки результатов.

Общий вид лабораторной установки для исследования массообмена влажных нагретых материалов приведён на рисунке 12, её принципиальная схема со всеми конструктивными элементами – на рисунке 13.

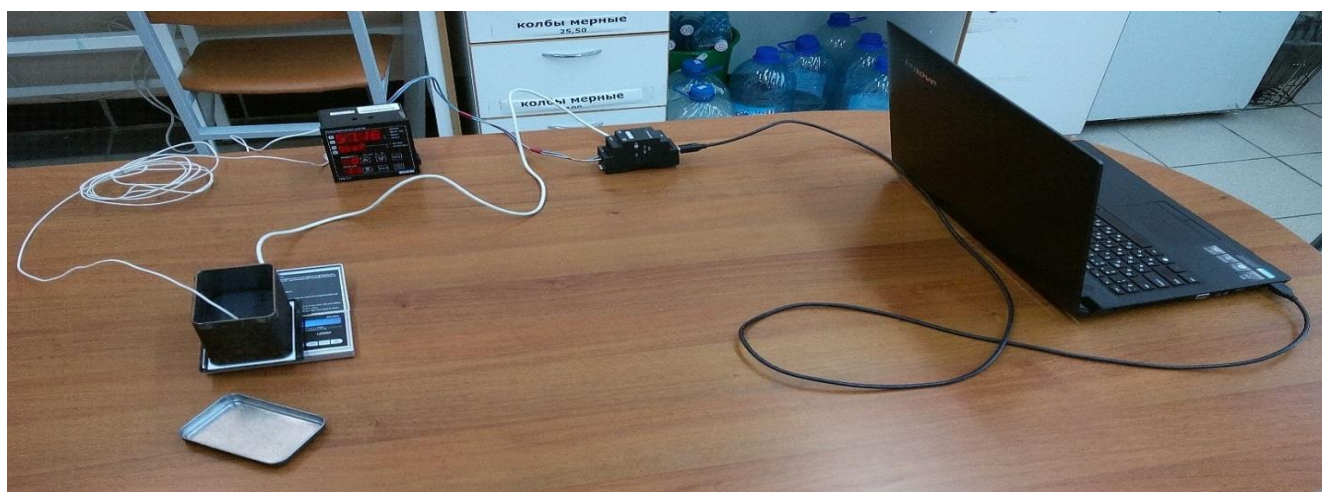


Рисунок 12 – Общий вид лабораторной установки для исследования массообмена влажных нагретых материалов

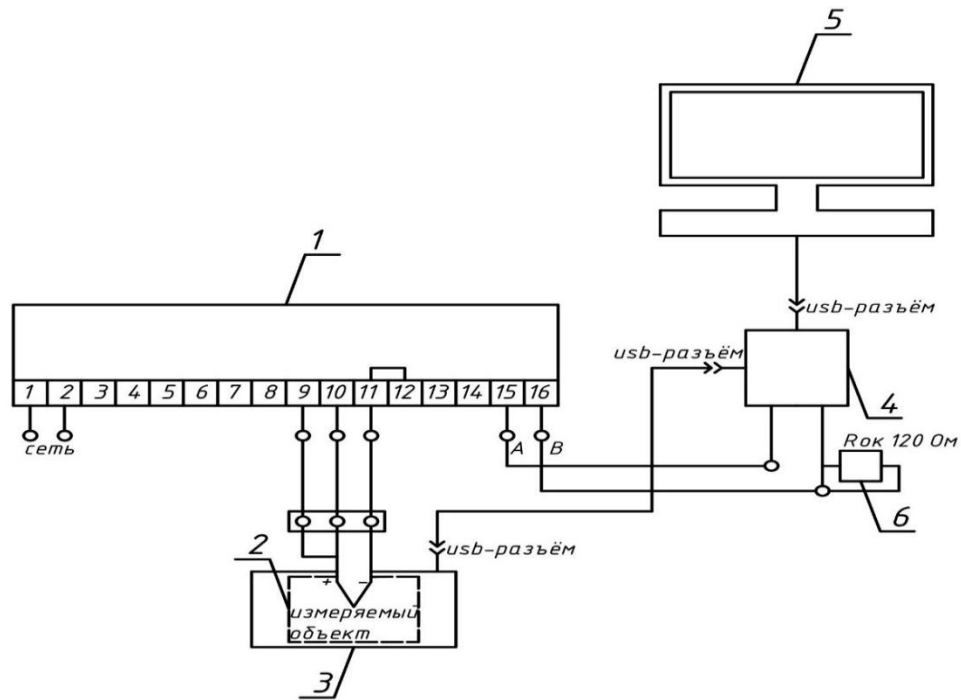


Рисунок 13 – Принципиальная схема лабораторной установки для исследования массообмена влажных нагретых материалов:

1 – ПИД-регулятор; 2 – ёмкость с материалов; 3 – электронные весы; 4 – автоматический преобразователь интерфейсов; 5 – компьютер; 6 – окончный резистор.

Возможность одновременной фиксации значений изменения температуры и массы обеспечивалась при помощи автоматического преобразователя интерфейсов, к которому через usb-кабели подключались весы «L-микро» и термометр, тем самым создавая взаимосвязь. В качестве электронного термометра использовался ПИД-регулятор «ОВЕН ТРМ-151», с подключенной к нему термопарой «ТПК-011». Компьютер подключался к автоматическому преобразователю интерфейсов также при помощи usb-кабеля. Для согласования линии приборов и компьютера в лабораторной установке был предусмотрен окончный резистор. На компьютере было установлено программное обеспечение, разработанное для лабораторной установки, которое давало возможность одновременно фиксировать взаимосвязанные значения изменения температуры

поверхности и массы материала через установленные временные отрезки, равные 20 секунд, с начала опыта и до его завершения. Далее происходила обработка результатов.

Температура воздуха и относительная влажность внутри помещения в ходе экспериментальных исследований измерялись термогигрометром «Testo 608-H1», барометрическое давление – барометром-анероидом. Нагревание герметично закрытой металлической ёмкости с образцом увлажнённого материала (шихта) осуществлялось в сушильном шкафу «М 50/250-250 СШ».

В опытах использовались материалы следующих ГОКов: Коврдорский, Коршуновский, Стойленский, Оленегорский.

Расчёт при обработке результатов производился по формулам, представленным в работе [20].

На основании полученных данных определялась интенсивность паровыделения  $\Delta m$ , кг/м<sup>2</sup>·с, по формуле:

$$\Delta m = \frac{\Delta M_{\text{вп}}}{F_{\text{T}} \cdot \Delta \tau}, \quad (26)$$

где  $\Delta M_{\text{вп}}$  – масса испарившейся за время опыта влаги, кг;

$F_{\text{T}}$  – площадь поверхности испарения, м<sup>2</sup>;

$\Delta \tau$  – время опыта, с.

Коэффициент массоотдачи  $\beta$ , м/с, приведённый к нормальным условиям, определялся из уравнения (24) по формуле:

$$\beta = \frac{m}{P_{\text{M}} - \varphi_{\text{вн}} \cdot P_{\text{вн}}} \cdot \frac{P_{\text{б}}}{101300}. \quad (27)$$

Парциальное давление насыщенных водяных паров определялось по среднеарифметическому значению температуры поверхности материала в каждом опыте [20]. Поскольку в процессе испарения влаги изменялась влажность материала, результаты экспериментальных исследований обрабатывались сериями, в которых влажность материала изменялась на 1 % [20].

Относительная влажность материала  $W$ , %, определялась по количеству влаги в навеске и массе сухого материала, измеренной по завершению опыта и высушивания до постоянного веса по формуле:

$$W = \frac{M_{\text{вл}}}{M_{\text{вл}} + M_{\text{с}}} \cdot 100, \quad (28)$$

где  $M_{\text{с}}$  – масса сухого материала, кг;

$M_{\text{вл}}$  – масса влажного материала, кг.

Полученные в результате исследования массообмена зависимости испарения влаги от разности парциальных давлений и коэффициентов массоотдачи от влажности материала представлены на рисунке 14 и в приложении 4.

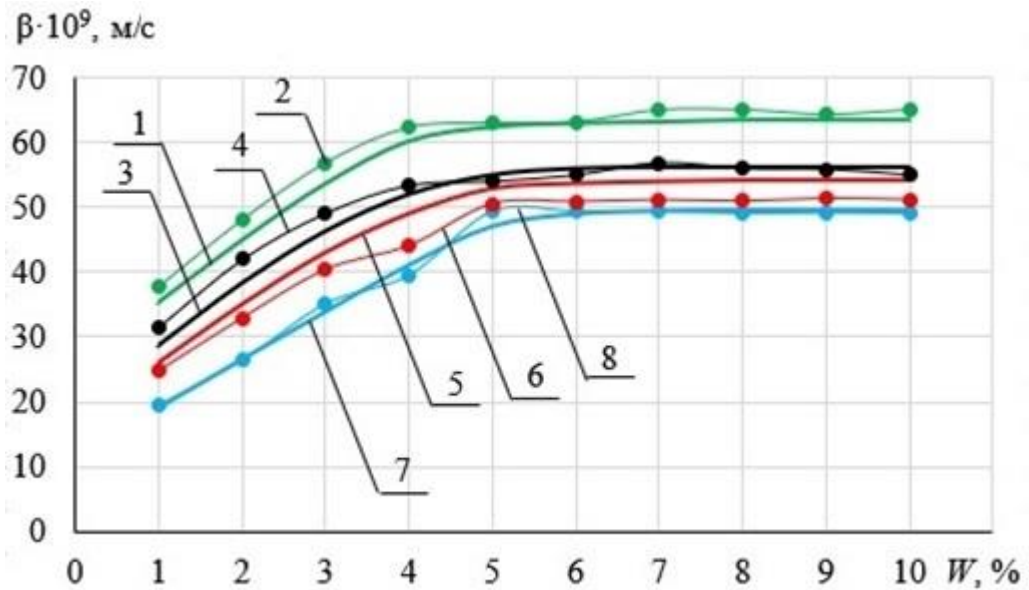


Рисунок 14 – Зависимость коэффициента массоотдачи шихты от влажности материала:

1 – Стойленский ГОК; 2 – Коршуновский ГОК; 3 – Ковдорский ГОК; 4 – Оленегорский ГОК; 5 – Стойленский ГОК; 6 – Коршуновский ГОК; 7 – Ковдорский ГОК; 8 – Оленегорский ГОК.

Основываясь на экспериментальных данных, можно сделать вывод о том, что коэффициент массоотдачи возрастает с увеличением влажности материала и зависит от вида материала. Стоит отметить, что увеличение коэффициента массоотдачи при увеличении влажности материала происходит до определённого критического значения влажности. Анализ зависимостей, представленных на рисунке 14, показывает, что для исследуемых железорудных материалов значение критической влажности равняется примерно 4-5 %. Вышеуказанные выводы согласуются с результатами исследований [20, 76].

Значения экспериментальных коэффициентов  $A$  исследованных в настоящей работе материалов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения экспериментального коэффициента  $A$  для шихты ГОКов, используемые в формуле (9)

ГОК	Экспериментальный коэффициент $A \cdot 10^9$
Ковдорский	54,2
Коршуновский	56,2
Оленегорский	49,5
Стойленский	63,6

Данные, полученные в результате исследований массообмена, позволяют определить коэффициенты массоотдачи  $\beta$ , влажных нагретых материалов и рассчитать количество водяных паров, поступающих в воздух галереи при конвейерной транспортировке данных материалов.

Результаты производственных исследований, представленные в разделе 4 настоящей работы, показывают, что расхождение измеренного количества влаги и рассчитанного с применением формулы (9) составляет не более 10 %, что подтверждает достоверность результатов исследований массообмена влажных нагретых материалов горнообогатительных комбинатов.

## 2.6 Выводы

1. Подтверждено, что при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов влияние естественной конвекции и угла наклона галереи на конвективный теплообмен незначительно.

2. Полученные в результате исследований теплообмена формулы (23) и (24) позволяют определить соответственно локальные и средние коэффициенты конвективной теплоотдачи при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов.

3. В результате экспериментальных исследований массообмена влажных нагретых материалов определены численные значения экспериментального коэффициента  $A$  для шихты Ковдорского, Коршуновского, Оленегорского и



Стойленского ГОКов, величина которого необходима при расчёте коэффициента массоотдачи  $\beta$ .

В результате экспериментальных исследований тепло- и массообмена получены расчётные формулы и опытные коэффициенты, которые позволяют определить тепло- и влаговыделения при конвейерной транспортировке в галереях влажных нагретых материалов.

### **3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЁТА ВЕЛИЧИНЫ И ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХООБМЕНА ГАЛЕРЕЙ ВЛАЖНЫХ НАГРЕТЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Цель данного раздела работы: совершенствование известного аналитического метода расчёта величины и параметров воздухообмена применительно к конвейерным галереям влажных нагретых материалов ГОКов с учётом требований современной нормативной литературы.

#### **3.1 Теплотехнический расчёт ограждающих конструкций конвейерных галерей**

Целью данной части расчёта является определение величины требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций конвейерных галерей.

Конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций определяется соотношением температур внутренней поверхности ограждений и точки росы внутреннего воздуха, а температура внутренней поверхности ограждений, в свою очередь, зависит от сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции [20].

Как указано в подразделе 1.3 настоящей работы, за основу взят аналитический метод расчёта величины и параметров воздухообмена, изложенный в работах [20, 24].

Согласно данному методу, требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций конвейерных галерей  $R_0^{TP}$ ,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/Вт$ , предлагается определять по квадратному уравнению вида:

$$(R_0^{TP})^2 - B \cdot R_0^{TP} - 2,74 = 0, \quad (29)$$

где  $B$  – эмпирический коэффициент, определяемый для конкретной ограждающей конструкции по формулам:

а) для наружной стены:

$$B = 5 - 23,8 \cdot \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{вн}}^{\text{P}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}, \quad (30)$$

где  $t_{\text{вн}}$  – температура внутреннего воздуха, °С;

$t_{\text{вн}}^{\text{P}}$  – температура точки росы внутреннего воздуха, °С;

$t_{\text{н}}$  – температура наружного воздуха, °С;

б) для покрытия:

$$B = 5 - 19,0 \cdot \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{вн}}^{\text{H}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}; \quad (31)$$

в) для перекрытия (пола):

$$B = 5 - \frac{59,5}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}. \quad (32)$$

Искомой величиной требуемого сопротивления теплопередаче для каждой из ограждающих конструкций является положительный корень уравнения (29).

Также согласно указанному возможно графическое определение требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций конвейерных галерей в зависимости от температуры наружного воздуха.

В диапазоне изменения температуры наружного воздуха от 0 °С до – 50 °С при температуре внутреннего воздуха 15 °С и относительной влажности 70 %, для определения требуемого сопротивления теплопередаче стен, покрытий и полов

галерей влажных нагретых материалов можно пользоваться графическими зависимостями, представленными на рисунке 15 [20].

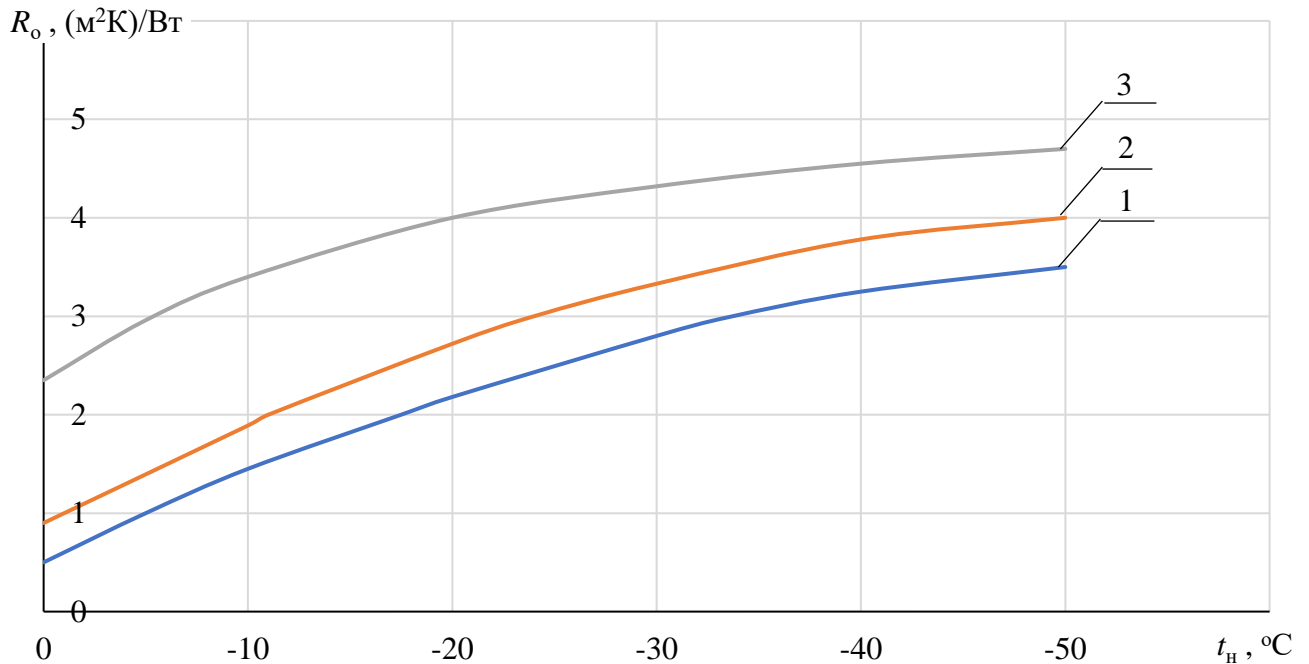


Рисунок 15 – Требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций галерей влажных нагретых материалов при  $t_{вн} = 15$  °С и  $\varphi_{вн} = 70$  %:

1 – для стен; 2 – для покрытий; 3 – для полов.

Приведённые данные (формулы (29)-(32); рисунок 15) получены путём решения уравнения для определения требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций галерей  $R_o^{тр}$ , (м²·°С)/Вт:

$$R_o^{тр} = \frac{n_1 \cdot (t_{вн} - t_n)}{\alpha_B \cdot \Delta t^H}, \quad (33)$$

где  $n_1$  – поправочный коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху;

$\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²·°С);

$\Delta t^H$  – нормативный температурный перепад, °С.

В настоящее время теплотехнический расчёт применительно к ограждающим конструкциям конвейерных галерей не может быть выполнен по методу расчёта [20, 24], так как полученные формулы не удовлетворяют требованиям действующего нормативного документа [25].

На сегодняшний день исходные данные для теплотехнического расчёта определяются согласно району строительства по данным нормативного документа [77], а требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций  $R_o^{TP}$ , (м<sup>2</sup>·°С)/Вт, определяется в зависимости от величины градусо-суток отопительного периода, °С·сут/год, по формуле:

$$ГСОП = (t_B - t_{от}) \cdot z_{от}, \quad (34)$$

где  $t_{от}$  – средняя температура наружного воздуха, °С, принимаемая согласно [77];

$z_{от}$  – продолжительность отопительного периода, сут/год, принимаемая согласно [77].

В случае, если значения  $R_o^{TP}$ , для величин ГСОП, рассчитанных по формуле (34), отличаются от табличных [25], производится пересчёт требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций  $R_o^{TP}$ , (м<sup>2</sup>·°С)/Вт, по формуле:

$$R_o^{TP} = a \cdot ГСОП + b, \quad (35)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, значения которых требуется принимать по данным [25] для соответствующих групп зданий.

Примечание: за расчётное принимается наибольшее из определённых значений  $R_0^{\text{тр}}$ .

### 3.2 Расчёт инфильтрации

Целью данной части расчёта является определение расхода инфильтрующегося в здание воздуха и расхода количества теплоты на его нагревание.

Для достижения указанной цели необходимо произвести расчёт разности давлений на поверхности ограждающих конструкций конвейерных галерей  $\Delta p_i$ , Па, который в методе [20, 24] предлагается выполнить по формуле:

$$\Delta p_i = \left( H - \frac{\sum h_i}{n} \right) \cdot (\gamma_n - \gamma_{\text{вн}}) + 0,05 \cdot \gamma_n \cdot v_{\text{вс}} \cdot (C_n - C_3) \cdot \frac{\sum C_i}{n} - p_{\text{в}}, \quad (36)$$

где  $H$  – высота галереи от пола до потолка, м;

$h_i$  – расстояние от верха окна до устья вытяжной шахты, м;

$n$  – число окон, шт;

$\gamma_n, \gamma_{\text{вн}}$  – вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м<sup>3</sup>;

$v_{\text{вс}}$  – скорость ветра, м/с;

$C_n, C_3$  – аэродинамический коэффициент соответственно для наветренной и заветренной поверхностей;

$p_{\text{в}}$  – условно-постоянное давление в здании, Па.

Согласно действующему нормативному документу [26], формула (36) на сегодняшний день не является актуальной.

По требованиям [26] расчёт разности давлений на поверхности ограждающих конструкций конвейерных галерей  $\Delta p_i$ , Па, выполняется по формуле:

$$\Delta p = h_i \cdot (\gamma_n - \gamma_{вн}) + 0,5 \cdot v_{вс}^2 \cdot \rho_n \cdot (C_n - C_3) \cdot K_1 - p_v, \quad (37)$$

где  $\rho_n$  – плотность наружного воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$K_1$  – коэффициент учёта скоростного давления ветра.

### 3.3 Метод расчёта величины и параметров воздухообмена

Целью данной части расчёта является определение величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей влажных нагретых материалов при условии недопущения конденсации водяных паров на внутренних поверхностях ограждающих конструкций галерей.

Расчёт выполняется согласно исходным данным, представленным в таблице 3, по формулам, входящим в аналитический метод расчёта, представленный в работах [20, 24].

Таблица 3 – Исходные данные для расчёта

Наименование величины	Обозначение	Ед. измерения
1	2	3
Ширина конвейерной ленты	$b$	м
Расстояние между приводным и натяжным барабанами конвейера	$L_{кн}$	м
Длина конвейера в пределах галереи	$l_{кн}$	м
Площадь поверхности укрытий конвейеров	$F_y$	м <sup>2</sup>

Продолжение таблицы 3

1	2	3
Установленная мощность электропривода конвейера	$N_{yi}$	Вт
Количество одновременно работающих конвейеров	$n$	шт
Барометрическое давление	$p_b$	Па
Температура внутреннего воздуха	$t_{вн}$	°С
Средняя температура транспортируемого материала	$t_m$	°С
Температура наружного воздуха для холодного периода года	$t_n$	°С
Скорость движения конвейерной ленты	$v_{кн}$	м/с
Коэффициент загрузки электродвигателя	$k_{заг}$	-
Коэффициент одновременности работы электродвигателей	$k_{од}$	-
Коэффициент полезного действия конвейера	$\eta_{yi}$	-
Относительная влажность наружного воздуха	$\varphi_n$	-
Относительная влажность внутреннего воздуха	$\varphi_{вн}$	-
Теплопотери через ограждающие конструкции галереи	$Q_{тп}$	Вт
Тепловыделения от нагревательных приборов или теплопотери при $t_{вн} = + 5 \text{ } ^\circ\text{С}$	$Q_{нп}$	Вт

Расчёт согласно [20, 24] ведётся в следующей последовательности.

1. По формулам (29)-(32) определяется требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций.

2. Коэффициент массоотдачи  $\beta$ , м/с, определяется по формуле (9), в котором экспериментальный коэффициент  $A$  принимается по таблице 2.



3. Парциальное давление насыщенных водяных паров  $p$ , Па, определяется по данным работы [13] или по формуле:

$$p = 10^{\frac{658+10,2 \cdot t}{236+t}}, \quad (38)$$

где  $t$  – температура ( $t_m$ ,  $t_{вн}$ ,  $t_n$ ) материала, внутреннего и наружного воздуха соответственно.

4. Количество выделяющихся водяных паров  $G_{вп}$ , кг/с, определяется по формуле:

$$G_{вп} = 0,6 \cdot b \cdot l_{кн} \cdot \beta \cdot (p_m - \varphi_{вн} \cdot p_{вн}) \cdot \frac{101300}{p_6}, \quad (39)$$

где  $p_m$ ,  $p_{вн}$  – соответственно давление насыщенных водяных паров при температуре материала и температуре внутреннего воздуха, Па.

5. Тепловой поток, поступающий в воздух с водяными парами в скрытом виде  $Q_{вп}^c$ , Вт, определяется по формуле:

$$Q_{вп}^c = 2,5 \cdot 10^6 \cdot G_{вп}. \quad (40)$$

6. Поток явной теплоты, поступающий в воздух при остывании выделяющихся водяных паров  $Q_{вп}^я$ , Вт, определяется по формуле:

$$Q_{вп}^я = 1800 \cdot G_{вп} \cdot (t_m - t_{вн}). \quad (41)$$

7. Коэффициент конвективного теплообмена транспортируемого материала  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяется:

$$\alpha_k = 13,5 \cdot \nu_{\text{кн}}^{0,79} \cdot l_{\text{кн}}^{-0,21}; \quad (42)$$

8. Тепловой поток от поверхности транспортируемого материала  $Q_k$ , Вт, определяется по формуле:

$$Q_k = 0,6 \cdot b \cdot l_{\text{кн}} \cdot n \cdot \alpha_k \cdot (t_m - t_{\text{вн}}). \quad (43)$$

9. Тепловой поток, поступающий в воздух галереи в результате трения при работе конвейера  $Q_{\text{тр}}$ , Вт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = \sum_{i=1}^n N_{yi} \cdot k_{\text{заг}} \cdot k_{\text{д}} \cdot \frac{l_{\text{кн}}}{L_{\text{кн}}}. \quad (44)$$

10. Общий поток явной теплоты, поступающей в воздух галереи,  $Q$ , Вт, определяется по формуле:

$$Q = Q_{\text{вп}}^{\text{я}} + Q_k + Q_{\text{тр}}. \quad (45)$$

11. Изменение тепловлажностного состояния воздуха характеризуется параметрическим критерием  $\vartheta$ :

$$\vartheta = \frac{Q}{Q_{\text{вп}}^{\text{с}}}. \quad (46)$$

12. Влажосодержание уходящего воздуха,  $d_{\text{yx}}$ , кг/кг с.в., определяется по формуле:

$$d_{\text{yx}} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}. \quad (47)$$

Принимая значение  $d_{yx}$  по условию:  $0 < d_{yx} \leq 0,03$  кг/кг с.в., значения коэффициентов  $a, b, c$  определяются по формулам:

$$a = k_1 \cdot k_3; \quad (48)$$

$$b = k_6 + 0,623 \cdot k_1 \cdot k_3 - 9,1 \cdot 10^{-3} \cdot k_5; \quad (49)$$

$$c = 0,623 \cdot k_6 + 0,51; \quad (50)$$

$$k_1 = (2500 + 1,8 \cdot t_{\text{BH}}) \cdot \vartheta; \quad (51)$$

$$k_2 = k_1 \cdot d_{\text{BH}} - t_{\text{BH}}; \quad (52)$$

$$k_3 = 1 - \frac{0,115}{R_0}; \quad (53)$$

$$k_4 = \frac{0,115 \cdot t_{\text{H}}}{R_0}; \quad (54)$$

$$k_5 = p_6 - 90; \quad (55)$$

$$k_6 = k_4 - k_2 \cdot k_3. \quad (56)$$

13. Температура уходящего воздуха,  $t_{yx}$ , °С, определяется по формуле:

$$t_{yx} = d_{yx} \cdot k_1 - k_2; \quad (57)$$

14. Влагосодержание приточного воздуха  $d_{\text{пр}}$ , кг/кг с.в., определяется по формуле:

$$d_{\text{пр}} = 0,623 \cdot \frac{\varphi_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{p_{\text{б}} - \varphi_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}, \quad (58)$$

где  $p_{\text{н}}$  – парциальное давление насыщенных водяных паров при наружной температуре, Па.

15. Величина воздухообмена в галерее  $G_{\text{вп}}$ , кг/с, рассчитывается из условия ассимиляции влаги по формуле:

$$G_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{вп}}}{d_{\text{ух}} - d_{\text{пр}}}, \quad (59)$$

где  $d_{\text{пр}}$  – влагосодержание приточного воздуха, кг/кг с.в.

16. Разность давлений на поверхностях ограждений галерей  $\Delta p$ , Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta p_i = \left( H - \frac{\sum h_i}{n} \right) \cdot (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{вн}}) + 0,05 \cdot \gamma_{\text{н}} \cdot v_{\text{вс}} \cdot (C_{\text{н}} - C_{\text{з}}) \cdot \frac{\sum C_i}{n} - p_{\text{в}}. \quad (60)$$

Аэродинамические коэффициенты ограждающих конструкций галерей  $C$  принимаются по таблице 4 [20, 24].

Таблица 4 – Значения аэродинамических коэффициентов ограждающих конструкций конвейерных галерей

Тип галереи	Аэродинамические коэффициенты, С			
	вертикальные ограждения		горизонтальные ограждения	
	наветренные	заветренные	верхние	нижние
1	2	3	4	5
Наклонная одноконвейерная	+ 0,80	- 0,80	- 0,85	- 0,90
Наклонная двухконвейерная	+ 0,80	- 0,50	- 0,70	- 0,85
Горизонтальная надземная одноконвейерная	+ 0,80	- 0,80	- 0,80	- 0,85
Горизонтальная надземная двухконвейерная	+ 0,80	- 0,45	- 0,65	- 0,85
Горизонтальная наземная одноконвейерная	+ 0,60	- 0,40	- 0,70	-
Горизонтальная наземная двухконвейерная	+ 0,60	- 0,35	- 0,55	-

17. Расход инфильтрующегося в здание воздуха  $\Sigma G_{и}$ , кг/ч, рассчитывается по формуле:

$$\Sigma G_{и} = \frac{0,216 \cdot \Sigma A_i \cdot \Delta p_i^{0,67}}{R_1}, \quad (61)$$

где  $A_i$  – площадь окна, м<sup>2</sup>;

$R_1$  – сопротивление воздухопроницанию окна, м<sup>2</sup>·ч·Па/кг.

18. Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха  $Q_{и}$ , Вт, рассчитывается по формуле:

$$Q_{и} = 0,28 \cdot \sum G_{и} \cdot c_{в} \cdot (t_{вн} - t_{н}) \cdot K, \quad (62)$$

где  $K$  – коэффициент учёта встречного теплового потока в окнах.

19. Температура приточного воздуха  $t_{пр}$ , °С, определяется по формуле:

$$t_{пр} = t_{ух} + \frac{Q_{тп} + Q_{и} + Q_{нп} + Q}{c_{в} \cdot G_{вп}}. \quad (63)$$

С целью актуализации данного метода расчёта с учётом требований действующей нормативной документации, формулы (29)-(32) заменены формулами (33) и (34), а формула (36) заменена на формулу (37). Кроме того, с учётом указанных изменений данный метод усовершенствован, так как он был положен в основу программы для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками», написанной на базе языка «Microsoft Excel». Порядок работы в указанной программе приведён в приложении 5.

### **3.4 Выводы**

1. Актуализирован и усовершенствован известный аналитический метод расчёта [20, 24], положенный в основу программы для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками.

2. Разработанная программа принята к использованию ООО «ГеоТехПроект», что подтверждается соответствующим актом внедрения (приложение 6).

## **4 ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ПРОВЕРКА ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ**

Цель данного раздела работы: проверка в производственных условиях эффективности усовершенствованного аналитического метода расчёта величины и параметров воздухообмена, а также проверка достоверности расчётных формул и опытных коэффициентов для определения тепло- и влаговыделений от поверхности транспортируемых материалов.

### **4.1 Проверка в производственных условиях разработанного метода расчёта воздухообмена**

Промышленные исследования эффективности воздухообмена проводились в холодный в галерее № 2 ПАО «КГОК», где согласно расчёту с применением результатов настоящей работы была рассчитана и отрегулирована система воздухообмена.

Указанная галерея является горизонтальной двухконвейерной. Транспортируемый материал – влажная шихта. В данной галерее предусмотрена одна механическая приточная система. Удаление воздуха осуществлялось через шахту естественной вытяжки. Предусмотрено воздушное отопление.

Первичные данные по натурному обследованию микроклимата в данной галерее представлены в подразделе 1.2 (рисунок 1) настоящей работы, на основании которых можно сделать вывод превышении нормативных показателей [7] температуры и относительной влажности внутреннего воздуха. Таким образом, для достижения нормируемых значений параметров микроклимата требовался точный расчёт тепло- влаговыделений, поступающий в галерею, с учётом которого производилось регулирование системы воздухообмена.

Исследования проводились в холодный период года по известной методике, изложенной в работе [7], с учётом рекомендаций работы [20].

По усовершенствованному аналитическому методу определялись тепловой поток и количество водяных паров, поступающих от поверхности



транспортируемого материала, а также определялись другие составляющие теплового баланса галереи, на основании которых рассчитывался необходимый воздухообмен и параметры воздушной среды в галерее. С учётом полученных данных после установки расхода воздуха повторно измерялись распределения температуры, относительной влажности и подвижности воздуха в галерее. Температура и относительная влажность воздуха измерялись термогигрометром «Testo 609-H1», скорость воздуха – крыльчатый анемометром «ИСП-МГ4». На основании измеренных величин рассчитывались количества теплоты,  $Q$ , Вт, и водяных паров,  $G_{\text{вп}}$ , кг/с, поступающих в галерею, по формулам:

$$Q = c_v \cdot \Delta t \cdot G_{\text{пр}}, \quad (98)$$

где  $\Delta t$  – изменение температуры воздуха между двумя сечениями галереи, °С.

$$G_{\text{вп}} = \Delta d \cdot G_{\text{пр}}, \quad (99)$$

где  $\Delta d$  – изменение влагосодержания воздуха между двумя сечениями галереи, °С.

Изменение температуры воздуха между двумя сечениями галереи определялось как разность усреднённых значений измеренных температур, изменение влагосодержаний – как разность усреднённых значений измеренных влагосодержаний [20]. Полученные на основе производственных исследований данные сравнивались с расчётными [20].

Расчёт воздухообмена выполнялся по разработанной программе расчёта для ЭВМ.

Результаты расчёта воздухообмена в галерее № 2 ПАО «КГОК» приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты расчёта воздухообмена в галерее № 2 ПАО «КГОК» (холодный период)

Величина	Обозначение	Размерность	Результат
1	2	3	4
Коэффициент массоотдачи	$\beta$	м/с	$79,9 \cdot 10^{-9}$
Количество водяных паров, поступающих от поверхности материала	$G_{вп}$	кг/с	0,040
Поток скрытой теплоты от водяных паров	$Q_{вп}^c$	Вт	100000
Поток явной теплоты от водяных паров	$Q_{вп}^я$	Вт	4258,9
Коэффициент конвективной теплоотдачи материала	$\alpha_k$	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5
Тепловой поток от поверхности материала	$Q_k$	Вт	7200
Тепловой поток, поступающий в результате трения при работе конвейера	$Q_{тр}$	Вт	4176
Общий поток явной теплоты, поступающей в галере.	$Q$	Вт	15634,9
Параметрический критерий	$\vartheta$	-	0,16

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4
Условные величины	$k_1$	-	436
	$k_2$	-	-15,64
	$k_3$	-	0,945
	$k_4$	-	-1,55
	$k_5$	-	98100
	$k_6$	-	15,63
	$a$	-	392,4
	$b$	-	-622
	$c$	-	10,22
Влагосодержание уходящего воздуха	$d_{yx}$	кг/кг с.в.	0,01
Температура уходящего воздуха	$t_{yx}$	°С	20
Влагосодержание приточного воздуха	$d_{пр}$	кг/кг с.в.	0,0001
Необходимый воздухообмен	$G_{пр}$	кг/с	4,4
Перепад давлений на поверхностях ограждений	$\Delta p$	Па	5,5
Количество инфильтрующегося воздуха: для окон; для ограждений	$G_o$	кг/(м <sup>2</sup> ·К)	1,6
	$G_k$	кг/(м <sup>2</sup> ·К)	0,03
Затраты тепловой мощности на инфильтрацию	$Q_{и}$	Вт	9560
Температура приточного воздуха	$t_{пр}$	°С	20,8

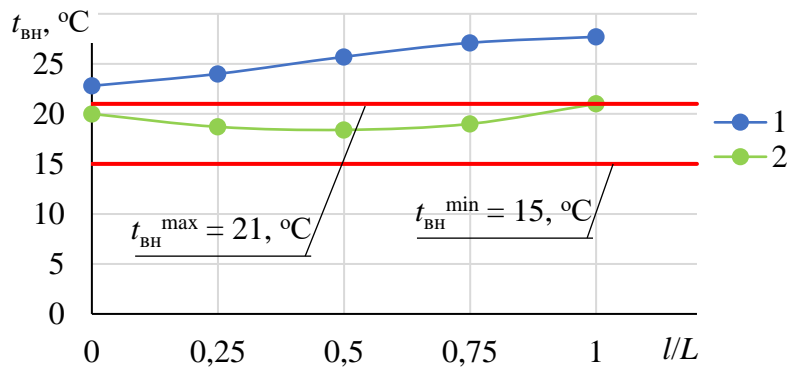
После установления необходимой расчётной производительности приточной установки повторно выполнялись замеры относительной влажности, подвижности и температуры внутреннего воздуха в двух сечениях галереи. Также в данных сечениях дополнительно замерялось влагосодержание внутреннего воздуха.

Измерения проводились на расстоянии от пола кратном 0,5 м в центральном пространстве между конвейерами. Результаты натурного обследования микроклимата после расчёта с применением данных настоящей работы в галерее № 2 ПАО «КГОК» приведены в таблице 6.

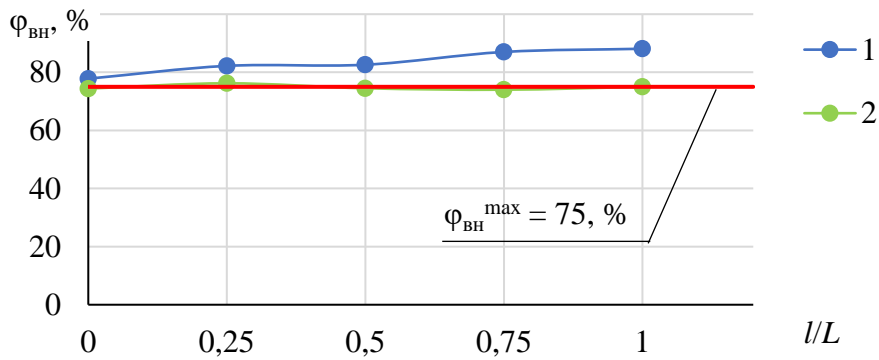
Таблица 6 – Результаты натурного обследования микроклимата галереи № 2 ПАО «КГОК» при работе системы воздухообмена, рассчитанной на основе настоящих исследований

Высота замера, м	Параметры микроклимата			
	$t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{\text{вн}}, \%$	$v_{\text{вн}}, \text{м/с}$	$d_{\text{вн}}, \text{кг/кг с.в.}$
1	2	3	4	5
1-е сечение галереи (середина галереи)				
0,5	19,2	68,2	0,3	8,3
1,0	21,1	70	0,3	9,8
1,5	19,5	74,5	0,4	12,2
2,0	20,5	76,4	0,4	12
средние значения по 1-му сечению: $t_{\text{вн}} = 20,1, ^\circ\text{C}$ ; $\varphi_{\text{вн}} = 72,3, \%$ ; $v_{\text{вн}} = 0,35, \text{м/с}$ $d_{\text{вн}} = 10,6 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг с.в.}$				
2-е сечение галереи (конец галереи)				
0,5	21,3	74,4	0,4	11,9
1,0	21,2	76,2	0,3	10,6
1,5	21	74,5	0,3	11,9
2,0	20,9	74	0,4	12,4
средние значения по 2-му сечению: $t_{\text{вн}} = 21,1, ^\circ\text{C}$ ; $\varphi_{\text{вн}} = 74,7, \%$ ; $v_{\text{вн}} = 0,35, \text{м/с}$ $d_{\text{вн}} = 11,7 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг с.в.}$				
средние значения по галерее в целом: $t_{\text{вн}} = 20,6, ^\circ\text{C}$ ; $\varphi_{\text{вн}} = 73,5, \%$ ; $v_{\text{вн}} = 0,35, \text{м/с}$ $d_{\text{вн}} = 11,15 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг с.в.}$				

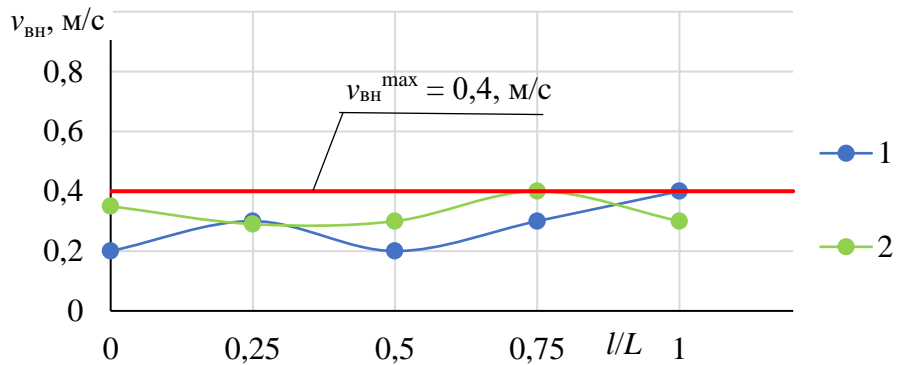
Представленные в таблице 6 данные обобщены графически на рисунке 16.



а



б



в

Рисунок 16 – Результаты производственных исследований микроклимата галереи

№ 2 ПАО «КГОК»:

а – температура; б – относительная влажность; в – подвижность:

1 – исходное натурное обследование; 2 – натурное обследование после расчёта с применением данных настоящей работы.

Анализ полученных данных показывает, что при расчётном воздухообмене параметры микроклимата галереи (относительная влажность, подвижность и температура воздуха) соответствуют расчётным и находятся в пределах, нормируемых нормативным документом [7].

Сравнение измеренных величин тепловлаговывделений с расчётными показывает, что измеренное количество водяных паров на 10 % больше, а количество теплоты на 7,6 % меньше соответственно расчётных величин. Такую ошибку, с учётом сложности производственных исследований, можно считать удовлетворительной, что позволяет сделать вывод о достоверности полученных зависимостей для расчёта тепло- и влаговывделений.

## 4.2 Выводы

1. Производственные исследования подтвердили эффективность разработанного метода расчёта величины и параметров воздухообмена, а также достоверность полученных формул, используемых для определения тепло- и влаговывделений в галереях влажных нагретых материалов.

2. Использование результатов исследований при проектировании галерей влажных нагретых материалов позволяет добиться нормируемых параметров микроклимата внутри данных производственных помещений.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлены расчётные формулы для определения локальных и средних коэффициентов конвективной теплоотдачи влажных нагретых материалов ГОКов чёрной металлургии, необходимые при расчёте тепловыделений от поверхности данных материалов при конвейерной транспортировке.

2. Определены значения опытных коэффициентов влажных нагретых материалов ГОКов, необходимые для расчёта влаговыделений, поступающих от поверхности данных материалов.

3. С учётом требований современной нормативной литературы усовершенствован известный аналитический метод расчёта величины и параметров воздухообмена для конвейерных галерей ГОКов чёрной металлургии, в результате чего разработана программа для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками».

**В приложении** содержатся акты об использовании результатов работы в промышленности и научно-исследовательской деятельности.

**Перспективы дальнейших исследований** в данном направлении могут заключаться в разработке универсальных математических моделей тепломассообмена в транспортных галереях как ГОКов, так и, например, для систем топливоподачи на ТЭС, ТЭЦ и др. объектах с учетом всех внешних факторов, которые могут полностью исключить проведение дорогостоящих экспериментальных работ.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Аналитический доклад «Проблемы и перспективы развития отечественной чёрной металлургии». – М.: Минобрнауки России, 2010. – 69 с.
2. Базилевич, С. В. Агломерация / С. В. Базилевич, Е. Ф. Вегман. – М.: Металлургия, 1976. – 368 с.
3. Вегман, Е. Ф. Теория, технология агломерации / Е. Ф. Вегман. – М.: Металлургия, 1974. – 286 с.
4. Вегман, Е. Ф. Окускование руд и концентратов / Е. Ф. Вегман. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1976. – 224 с.
5. Нейков, О. Д. Аспирация и обеспыливание воздуха при производстве порошков / О. Д. Нейков, И. Н. Логачёв. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1981. – 192 с.
6. Шумилов, Р. Н. Повышение эффективности вентиляции конвейерных галерей / Р. Н. Шумилов, В. Н. Маринченко. – В кн.: Охрана труда и техника безопасности в горнорудной промышленности, вып. 12. – М.: Недра, 1976. – С. 76-80.
7. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – Введ. 01-10-1996. – М.: Минрегион России, 2001. – 20 с.
8. ПОТ Р М-029-2003. Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации промышленного транспорта (конвейерный, трубопроводный и другие транспортные средства непрерывного действия). – Введ. 17-06-2003. – М.: Издательство НЦ ЭНАС, 2003. – 83.
9. Посохин, В. Н. О расчёте воздухообмена / В. Н. Посохин // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2014. – № 4 (148). – С. 84-88
10. Макарецев, В. Н. Стены промышленных зданий с влажным режимом эксплуатации / В. Н. Макарецев, Г. М. Смилянский, Б. И. Березутский. – М.: ЦИНИС, 1977. – 54 с.



11. Хорунжий, А. С. Технические средства транспорта в металлургии / А. С. Хорунжий, В. И. Тиверовский, Г. Д. Забелин. – М.: Металлургия, 1980. – 336 с.
12. Тарасенко, Ю. А. Регулируемый воздухообмен и энергосбережение / Ю. А. Тарасенко // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2010. – № 4 (100). – С. 90-91.
13. Шелекетин, А. В. Оздоровление условий труда / А. В. Шелекетин, Н. С. Карпушинский. – М.: Металлургиздат, 1960. – 118 с.
14. Гервасьев А. М. Вентиляция галерей агломерационных фабрик с конвейерами, перемещающими парящую шихту / А. М. Гервасьев, В. Б. Попов. – В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. – М, 1970. – № 64. – С. 22-30.
15. Шумилов, Р. Н. Исследование вентиляции галерей парящих материалов в условиях фабрик окускования железной руды: автореф. дис. канд. тех. наук: 05.14.04 / Шумилов Рудольф Николаевич. – Киев, 1972. – 23 с.
16. Шумилов, Р. Н. О расчёте вентиляции помещений с тепло- и влаговыделениями / Р. Н. Шумилов. – В кн.: Обеспыливание в металлургии, 1971, С. 25-30.
17. Посохин, В. Н. Аэродинамика вентиляции / В. Н. Посохин. – М.: АВОК-Пресс, 2008. – 207 с.
18. Гримитлин, М. И. Распределение воздуха в помещениях / М. И. Гримитлин. – М.: Стройиздат, 1982. – 154 с.
19. Шумилов, Р. Н. Испарение влаги зернистыми материалами / Р. Н. Шумилов, В. А. Данилюк, А. Д. Филенко. – В кн.: Охрана труда и техника безопасности в горнорудной промышленности, вып. 5. – М.: Недра, 1969. – С. 127-134.
20. Смольников, Г. В. Совершенствование вентиляции галерей паровыделяющих материалов агломерационных фабрик: дис. канд. техн. наук: 05.23.03 / Смольников Геннадий Васильевич. – Свердловск, 1986. – 205 с.
21. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.

22. Гримитлин, М. И. Распределение воздуха в помещениях / М. И. Гримитлин. – М.: Стройиздат, 1982. – 154 с.

23. Позин, Г. М. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией. Методические рекомендации / Г. М. Позин. – Л.: ВНИИОТ ВЦСПС, 1983. – 60 с.

24. Указания по проектированию отопления и вентиляции галерей паровыделяющих материалов аглофабрик чёрной металлургии. – М.: Минчермет, 1985. – 111 с.

25. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. – Введ. 30-06-2012 – М.: Минрегион России, 2012. – 100 с.

26. Пособие к СНиП 2.04.05.91-91. Пособие 12.91. Рекомендации по расчёту инфильтрации наружного воздуха в одноэтажные производственные здания. – Введ. 01-01-1993. – М.: Промстройпроект, 1993. – 26 с.

27. Лыков, А. В. Тепломассообмен: справочник / А. В. Лыков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 490 с.

28. Кутателадзе, С. С. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое / С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев. – М.: Энергия, 1972. – 1972 с.

29. Швыдкий, В. С. Механика жидкости и газа / В. С. Швыдкий, Ю. Г. Ярошенко, Я. М. Гордон, В. С. Шаврин, А. С. Носков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Академкнига, 2003. – 463 с.

30. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 744 с.

31. Исследование тепловой конвекции и теплопередачи: сборник статей / Свердловск: Урал. Научн. центр АН СССР, 1981. – 94 с.

32. Шиндин, С. А. Экспериментальное исследование влияния сил плавучести на турбулентный перенос импульса и тепла при течении воздуха в вертикальных трубах: дис. канд. тех. наук: 01.04.14 / Шиндин Сергей Александрович. – М., 1985. – 182 с.

33. Маринченко, В. М. Внешний тепло- и массообмен при конвейерной транспортировке зернистых материалов / В. М. Маринченко. – В кн.: Механика сыпучих материалов. – Одесса, 1975, С. 371-372.
34. Моносзон, А. И. Большепролётные сборные предварительно напряжённые железобетонные галереи / А. И. Моносзон. – М.: Стройиздат, 1982. – 254 с.
35. Дорняк, О. Р. Тепломассоперенос в ненасыщенных коллоидных капиллярно-пористых анизотропных материалах: автореф. докт. тех. наук: 01.04.14 / Дорняк Ольга Роальдовна. – Воронеж, 2007. – 34 с.
36. Эткин, В. А. Синтез термодинамики и теории тепломассообмена / В. А. Эткин // Вектор науки тольяттинского университета. – 2010. – № 3 (13). – С. 91-94.
37. Moutsoglou, A. Mixed Convection in Boundary Layer Flows Over Inclined Surfaces / A. Moutsoglou, Seh-Lih Tzuoo, T. S. Chen // AIAA. – 1980. – 8 p. p.
38. T. S. Chen. Combined Heat and Mass Transfer in Mixed Convection Along Vertical and Inclined Plates / T. S. Chen, C. F. Yun, A. Moutsoglou // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1980. – vol. 23. – p. 527-537.
39. Moutsoglou, A. Mixed Convection on Inclined Surfaces / A. Moutsoglou, T. S. Chen // ASME. – 1979. – vol. 101. – № 3. – p. 422-426.
40. Ozoe, H. Natural Convection in an Inclined Square Channel / H. Ozoe, H. Sayama // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1974. – vol. 17. – p. 401-406.
41. Roux, B. Natural Convection in Inclined Rectangular Cavities / B. Roux, J. Catton, D. K. Edwards // Numerical Methods in Thermal Problems. Proc. of the First Int. Conf. held at Univ. College. – 1979. – p. 423-432.
42. Arnold, J. N. Experimental Investigation of Natural Convection in Inclined Rectangular Regions of Differing Aspect Ratios / J. N. Arnold, J. Catton, D. K. Edwards // ASME. – 1976. – vol. 98. – p. 67-71.
43. Осипова, В. А. Экспериментальные исследования процессов теплообмена: учебное пособие для ВУЗов / В. А. Осипова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

44. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 415 с.
45. Теплопередача: учебник для ВУЗов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел – 4-е изд., перераб. и доп. – М. Энергоиздат, 1981. – 416 с.
46. Лыков, А. В. Теоретические основы строительной теплофизики / А. В. Лыков. – Минск: Издательство АН БССР, 1961. – 520 с.
47. Романовский, С. Г. Процессы термической обработки влажных материалов / С. Г. Романовский. – М.: Энергия, 1976. – 328 с.
48. Агапитов, Е. Б. Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности: учебное пособие / Е. Б. Агапитов, Т. П. Семенова, Г. Н. Матвеева, М. А. Лемешко. – Магнитогорск: Издательство Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова, 2010. – 105 с.
49. Шумилов, Р. Н. Применение метода аналогии при определении исходных данных для проектирования отопления корпусов обогащения железной руды / Р. Н. Шумилов, Е. Н. Стуканова, В. Л. Петухова. – В кн.: Проблемы теплоснабжения и вентиляции в условиях климата Восточной Сибири. – Иркутск, 1979. – С. 76-91.
50. Гухман, А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло- и массообмена / А. А. Гухман. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1974. – 328 с.
51. Шпаковский, Р. П. Задача Стефана и тепломассоперенос при испарении / Р. П. Шпаковский // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2012. – № 9-10. – С. 57-68.
52. Морозов, А. Ю. Исследование вентиляции спекательных отделений агломерационных фабрик: автореф. дис. канд. тех. наук: 05.23.03 / Морозов Антон Юрьевич. – Тюмень, 2009. – 19 с.
53. Шишкин, В. И. Экспериментальное изучение процесса теплообмена: учебное пособие для студентов инженерно-технических специальностей всех форм обучения / В. И. Шишкин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Н. Новгород: НГТУ, 2003. – 105 с.

54. Бубенчиков, А. А. Установка для аэродинамического эксперимента / А. А. Бубенчиков, Л. С. Нифонтова, И. Е. Чавриков // Молодой учёный. – 2016. - № 22. – С. 11-14.

55. Новиков, В. Г. Сопряженный теплообмен непрерывных тел, джижущихся через теплоноситель: дис канд. техн. наук: 01.04.14 / Новиков Владимир Григорьевич. – Киев, 1984. – 135 с.

56. Пахомов, М. А. Моделирование структуры течения и теплообмена в турбулентном газокапельном пограничном слое / М. А. Пахомов, В. И. Терехов // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. – 2012. – № 2. – С. 35-46.

57. Поддубный, В. Ф. Расчёт геометрических характеристик увлажнённой шихты / В. Ф. Поддубный, С. И. Кириченко, С. С. Федирко. – кн.: Теплотехника и газодинамика агломерационного процесса. – Киев.: Наукова думка, 1983. – С. 64-71.

58. Чжоу, В. Трение и теплообмен в пограничном слое на шероховатой поверхности: дис. канд. техн. наук: 05.07.05 / Чжоу Вэйсин. – М., 2004. – 103 с.

59. Солнцев, В. П. Экспериментальное исследование влияния на теплообмен формы шероховатости / В. П. Солнцев, В. Н. Крюков. – В кн.: Тепло- и массообмен при взаимодействии потоков с поверхностями, вып. 463. – М.: МАИ, 1978. – С. 7-10.

60. Ануфриев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Ануфриев. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 184 с.

61. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Книга по Требованию, 2012. – 559 с.

62. Батулин, В. В. Аэрация промышленных зданий / В. В. Батулин, В. М. Эльтерман. – М.: Стройиздат, 1964. – 320 с.

63. Аметистов, Е. В. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник / Е. В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б. Т. Емцев и др.; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.

64. Прикладная аэродинамика: учебное пособие для втузов / Н. Ф. Краснов, В. Н. Кошевой, А. Н. Данилов. – М.: Высшая школа, 1974. – 732 с.
65. Повх, И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И. Л. Повх. – 3-е изд., доп. и испр. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с.
66. Рекомендации по методике моделирования аэрации. – Челябинск: ВНИИТБчермет, 1977 – 67 с.
67. Иванова, Г. М. Теплотехнические измерения и приборы / Г. М. Иванова. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 460 с.
68. Геращенко, О. А. Температурные измерения: справочник / О. А. Геращенко, А. Н. Гордов, В. И. Лох и др; отв. ред. О. А. Геращенко. – Киев: Наукова думка, 1989. – 704 с.
69. Кулаков, М. В. Измерение температуры поверхности твёрдых тел / М. В. Кулаков, Б. И. Макаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1979. – 96 с.
70. Лунев, В. А. Математическое моделирование и планирование эксперимента: учебное пособие / В. А. Лунев. – СПб.: Издательство Политехнического университета, 2012. – 153 с.
71. Серафинович, Л. П. Планирование эксперимента: учебное пособие / Л. П. Серафинович. – Томск.: Томский межвузовский центр дистанционного образования, 2006. – 123 с.
72. Архипов, В. А. Основы теории инженерно-физического эксперимента: учебное пособие / В. А. Архипов. – Томск.: Издательство Томского политехнического университета, 2008. – 205 с.
73. Калинич, И. В. Теплоотдача от поверхности нагретых материалов при конвейерной транспортировке / И. В. Калинич, Г.В. Смольников, Г. В. Сакаш // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2019. – № 11-12 (683-684). – С. 74-84
74. Талиев, В. Н. Аэродинамика вентиляции: учебное пособие для ВУЗов / В. Н. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
75. Дрейцер, Г. А. Теплообмен при свободной конвекции / Г. А. Дрейцер. – М.: МАИ, 2002. – 96 с.

76. Калинич, И. В. К расчёту тепло- и влаговыделений при проектировании вентиляции в конвейерных галереях для транспортировки влажных нагретых материалов / И. В. Калинич, Г. В. Смольников // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии. – 2016. – Т. 9. – № 4. – С. 603-610.

77. СП 131.13330.2018 Строительная климатология – Введ. 28-11-2018 – М.: Минрегион России, 2018. – 114 с.

78. Зайдель, А. Н. Погрешности измерений физических величин / А. Н. Зайдель; под ред. академика Ж. И. Алферова. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.

79. Лялькина, Г. Б. Математическая обработка результатов эксперимента: учебное пособие / Г. Б. Лялькина, О. В. Бердышев. – Пермь.: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2013. – 78 с.

80. Попов, П. В. Обработка результатов эксперимента / П. В. Попов, А. А. Нозик. – М.: Професионал, 2018. – 88 с.

## Приложение 1

**Результаты производственного обследования микроклимата галерей  
горнообогатительных комбинатов**

Таблица П.1 – Параметры внутреннего воздуха в обследованных галереях

ГОК, галерея	Температура наружного воздуха, °С		Отн. длина, м	Холодный период			Тёплый период		
	хол. пер	тёпл. пер		$t_{вн}$ , °С	$\Phi_{вн}$ , %	$v_{вн}$ , м/с	$t_{вн}$ , °С	$\Phi_{вн}$ , %	$v_{вн}$ , м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
АО «КГОК», галерея № 1	- 25	15	0	12,3	78,6	0,7	26	82	1,1
			0,25	10,1	80,4	0,7	26,8	82,5	1,2
			0,5	13,1	80,9	0,5	27,7	85	0,8
			0,75	13,3	82,4	0,6	27	87,7	0,8
			1	14,5	87,3	0,5	27	88,4	0,9
ПАО «КГОК», галерея №1	- 13	18	0	20,4	75	1	28	75	0,9
			0,25	21	75	1	28,8	72	0,8
			0,5	22,8	77,8	1,2	27,7	75,9	1,2
			0,75	23,1	77,7	1	28,4	77,8	1,1
			1	25,1	79,3	1,4	29,4	79,7	1,4
ПАО «КГОК», галерея №2	- 13	18	0	15,5	75	0,3	21	75	0,2
			0,25	18	75	0,3	20,9	72	0,3
			0,5	17	77,8	0,4	20,9	75,9	0,2
			0,75	18	78,4	0,4	21,4	78,4	0,3
			1	19,9	79,3	0,4	20,9	79,7	0,4



*Продолжение таблицы П.1*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
АО «Олкон», галерея №1	-25	18	0	10,3	80,6	1,3	31,2	90	1,5
			0,25	8,7	85,4	1,2	28,8	88,7	1,5
			0,5	12,4	84,7	1,2	25,7	77	0,9
			0,75	13,3	85,6	1,1	26,2	76,6	0,8
			1	15	88,2	1,1	27,2	75	0,8

## Приложение 2

### Погрешность определения коэффициента конвективной теплоотдачи от поверхности исследуемой пластины

Погрешность определения коэффициента конвективной теплоотдачи,  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), от поверхности выпуклой пластины определялась из выражения (14) по формуле:

$$\alpha_k = \frac{Q}{F_c \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_B)}$$

При этом среднеквадратичная относительная погрешность может быть рассчитана по формуле [43, 78]:

$$\frac{\Delta\alpha_k}{\alpha_k} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q_k}{Q_k}\right)^2 + \left(\frac{\Delta F_c}{F_c}\right)^2 + \frac{\overline{\Delta t_c^2} + \overline{\Delta t_B^2}}{(\bar{t}_c - \bar{t}_B)^2}} \quad (\text{П.3.1})$$

Рассмотрим отдельно элементы, входящие в формулу (П.3.1).

$\Delta Q_k/Q_k$  – относительная ошибка измерения конвективного теплового потока.

Конвективный тепловой поток,  $Q_k$ , Вт, рассчитывался по формуле:

$$Q_k = c_B \cdot G_B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) \quad (\text{П.3.2})$$

Массовый расход воздуха,  $G_B$ , кг/с, рассчитывался по формуле:

$$G_B = 3,43 \cdot d_K^2 \cdot \sqrt{\Delta p_K \cdot \gamma_{BK}},$$

а затем, подставляя данное выражение в формулу (П.3.2), получим:

$$Q_k = c_B \cdot 3,43 \cdot d_k^2 \cdot \sqrt{\Delta p_k \cdot \gamma_{BK}} \cdot (t_{B2} - t_{B1}),$$

где  $\Delta p_k$  – перепад давлений в коллекторе, Па;

$\gamma_{BK}$  – удельный вес воздуха в коллекторе, кг/м<sup>3</sup>;

$d_k$  – диаметр коллектора, м.

Согласно данным работ [78, 79], относительная ошибка измерения конвективного потока может быть выражена зависимостью:

$$\frac{\Delta Q_k}{Q_k} = \frac{2 \cdot \Delta d_k}{d_k} + \frac{0,5 \cdot \Delta(\Delta p_k)}{\Delta p_k} + \frac{0,5 \cdot \gamma_{BK}}{\gamma_{BK}} + \frac{\Delta c_B}{c_B} + \frac{\Delta t_{B2} - \Delta t_{B1}}{t_{B2} - t_{B1}},$$

где  $\Delta d_k/d_k$  – относительная ошибка измерения диаметра коллектора.

Измерение диаметра коллектора проводилось штангенциркулем с ценой деления 0,1 мм, поэтому:

$$\frac{\Delta d_k}{d_k} = \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,08} = 0,625 \cdot 10^{-3}.$$

$(\Delta(\Delta p_k))/\Delta p_k$  – относительная ошибка измерения перепада давлений в коллекторе. Перепад давлений измерялся микроманометром «МКВ-250». Класс точности данного прибора 0,02, вся шкала прибора – д 250 кг/м<sup>2</sup>. Минимальный перепад давлений  $\Delta p_k = 5,7$  кг/м<sup>2</sup>, тогда:

$$\frac{\Delta(\Delta p_k)}{\Delta p_k} = \frac{0,02 \cdot 250 \cdot 10^{-2}}{5,7} = 8,8 \cdot 10^{-3}.$$

Относительная ошибка табличных данных согласно работам [50, 79, 80] определяется как:

$$\frac{\Delta c_B}{c_B} = 1,5 \cdot 10^{-3},$$

$$\frac{\Delta \gamma_B}{\gamma_B} = 6,6 \cdot 10^{-3}.$$

$(\Delta t_{B2} - \Delta t_{B1}) / (t_{B2} - t_{B1})$  – относительная ошибка измерений температуры воздуха на входе и выходе в модель. Измерение температур производилось термопарами «ТПК-011» с точностью 0,01 °С и пределом измерений от - 40 до + 800 °С. Минимальная разность температур составляла 1,5 °С. Тогда получим:

$$\frac{\Delta t_{B2} - \Delta t_{B1}}{t_{B2} - t_{B1}} = \frac{0,005 \cdot 800 \cdot 10^{-2} + 0,005 \cdot 800 \cdot 10^{-2}}{1,5} = 53,3 \cdot 10^{-3}.$$

Относительная погрешность определения конвективного теплового потока равняется:

$$\frac{\Delta Q_K}{Q_K} = 2 \cdot 0,625 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,8 + 0,5 \cdot 6,6 \cdot 10^{-3} + 38,4 \cdot 10^{-3} = 48,8 \cdot 10^{-3}.$$

$\Delta F_c / F_c$  – относительная ошибка измерения площади теплоотдающей поверхности. Измерение ширины пластины проводилось штангенциркулем с ценой деления 0,1 мм, длину пластины измеряли линейкой с ценой деления 1 мм, поэтому:

$$\frac{\Delta F_c}{F_c} = \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,016} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,4 \cdot 10^{-3}.$$

Максимальная абсолютная погрешность определения средней температуры поверхности выпуклой пластины,  $\Delta t_c$ , °С, определяется суммированием ошибки измерения температуры потенциометра при измерении и тарировке ( $\Delta t_{\text{изм}}$  и  $\Delta t_{\text{тар}}$ ) и погрешности образцового ртутного термометра, по которому производилась тарировка термопар ( $\Delta t_{\text{тар1}}$ ):

$$\overline{\Delta t_c} = \Delta t_{\text{изм}} + \Delta t_{\text{тар}} + \Delta t_{\text{тар1}}.$$

Измерение и тарировка производились потенциометром «КСП-4» с классом точности 0,25. Вся шкала потенциометра – 100 °С, тогда:

$$\Delta t_{\text{изм}} = \Delta t_{\text{тар}} = 0,025 \cdot 100 \cdot 10^{-2} = 0,25, \text{ °С}.$$

Абсолютная погрешность термопар «ТПК-011» с точностью 0,01 °С и пределом измерений до + 800 °С составляет:

$$\Delta t_{\text{тар1}} = 0,005 \cdot 800 \cdot 10^{-2} = 0,04, \text{ °С}.$$

Максимальная абсолютная погрешность определения температуры поверхности выпуклой пластины составляет:

$$\overline{\Delta t_c} = 0,25 + 0,25 + 0,04 = 0,54, \text{ °С}.$$

Минимальный температурный напор во время экспериментальных исследований составлял 19 °С.

Зная максимальные относительные ошибки всех членов формулы (П.3.1), определяем среднеквадратичную относительную ошибку определения среднего коэффициента конвективного теплообмена:

$$\frac{\Delta\alpha_k}{\alpha_k} = \sqrt{0,0488^2 + 0,0034^2 + \frac{0,54^2 + 0,025^2}{19^2}} = 0,055.$$

Если же считать, что в формулу для расчёта  $\alpha_k$  входит небольшое число сомножителей, то максимальная относительная ошибка – сумма относительных ошибок их, то есть:

$$\frac{\Delta\alpha_k}{\alpha_k} = 0,0488 + 0,0034 + 0,0302 = 0,082.$$

В результате проведённого расчёта получено, что при определении среднего коэффициента конвективной теплоотдачи от поверхности выпуклой пластины максимальная относительная ошибка составляла 8,1 %, среднеквадратичная – 5,4 %.

Аналогично вычислялись ошибки при определении локального коэффициента конвективной теплоотдачи. Максимальная относительная ошибка составила 8,8 %, среднеквадратичная – 6 %.

### Приложение 3

#### Результаты исследования конвективного теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов

Таблица П.3.1 – Результаты исследования конвективного теплообмена при конвейерной транспортировке влажных нагретых материалов

$q_k, \text{Вт/м}^2$	$v_B, \text{м/с}$	$\bar{t}_c, \text{°C}$	$\Delta t, \text{°C}$	$\alpha_k, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\text{Nu}_k$
1	2	3	4	5	6	7
Горизонтальное положение модели						
1080	8,59	43,80	19,80	54,5	90,6	4030
1490	11,38	44,65	19,30	77,2	138,1	5720
1870	14,18	42,55	19,50	96,2	175,3	5150
2190	18,48	45,05	19,65	111,5	232,3	8260
2420	22,58	43,30	19,25	125,7	285,5	9320
3020	28,46	42,85	19,50	154,9	363,2	11470
2190	7,56	74,35	40,85	53,6	90,3	3910
3070	11,48	73,80	40,35	76,1	138,9	5640
3680	14,05	72,15	40,05	91,9	172,8	6850
4490	18,50	74,20	40,95	109,6	231,0	8130
5630	22,60	73,35	40,80	138,0	285,4	10210
6330	28,52	75,15	40,30	157,1	366,6	11840
2880	7,48	87,15	52,85	54,5	90,1	4010
4080	11,42	86,60	52,60	77,6	138,5	5680
4650	14,05	88,20	52,90	87,9	170,2	6520
5700	18,51	86,40	52,50	108,6	230,9	8120
6960	22,57	88,30	53,00	131,3	284,3	9940
8110	28,52	87,65	52,60	154,2	358,7	11720

## Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7
5470	22,53	69,90	40,15	136,2	285,4	10280
5990	24,81	72,45	40,95	146,3	310,9	10960
6300	26,56	73,30	40,30	156,3	332,0	11700
6870	28,50	74,65	40,90	168,0	352,5	12530
2860	7,59	85,25	52,10	54,9	90,6	4010
3390	9,43	86,65	52,65	64,4	113,8	4770
4120	11,36	86,35	52,95	77,8	137,5	5760
4490	18,50	74,20	40,95	109,6	231,0	8130
5630	22,60	73,35	40,80	138,0	285,4	10210
5670	18,32	89,40	52,20	108,6	230,0	8160
6570	20,39	86,90	52,20	125,1	252,7	9340
4650	14,05	88,20	52,90	87,9	170,2	6520
5700	18,51	86,40	52,50	108,6	230,9	8120
6960	22,57	88,30	53,00	131,3	284,3	9940
8110	28,52	87,65	52,60	154,2	358,7	11720
Угол наклона модели 30 °						
1660	11,39	42,20	21,20	78,3	139,5	5800
2200	13,93	46,00	21,40	102,8	169,5	7370
2340	16,53	45,30	21,10	110,9	202,8	8210
2450	18,30	48,50	21,60	113,3	221,2	8550
2800	20,42	52,10	21,15	132,4	253,7	9810
3210	22,52	48,65	21,65	144,3	286,5	10900
3280	24,56	49,30	21,35	153,6	310,7	11600
3310	26,62	50,40	21,10	157,1	334,0	11800
3670	28,51	52,70	21,80	168,6	354,4	12580
2250	7,58	75,25	40,65	55,3	90,7	4030
2750	9,43	72,30	40,90	67,2	114,2	4980



*Продолжение таблицы П.3.1*

1	2	3	4	5	6	7
6330	28,52	75,15	40,30	157,1	366,6	11840
2880	7,48	87,15	52,85	54,5	90,1	4010
4080	11,42	86,60	52,60	77,6	138,5	5680
4650	14,05	88,20	52,90	87,9	170,2	6520
5700	18,51	86,40	52,50	108,6	230,9	8120
6960	22,57	88,30	53,00	131,3	284,3	9940
8110	28,52	87,65	52,60	154,2	358,7	11720

## Приложение 4

## Результаты исследований массообмена влажных нагретых материалов

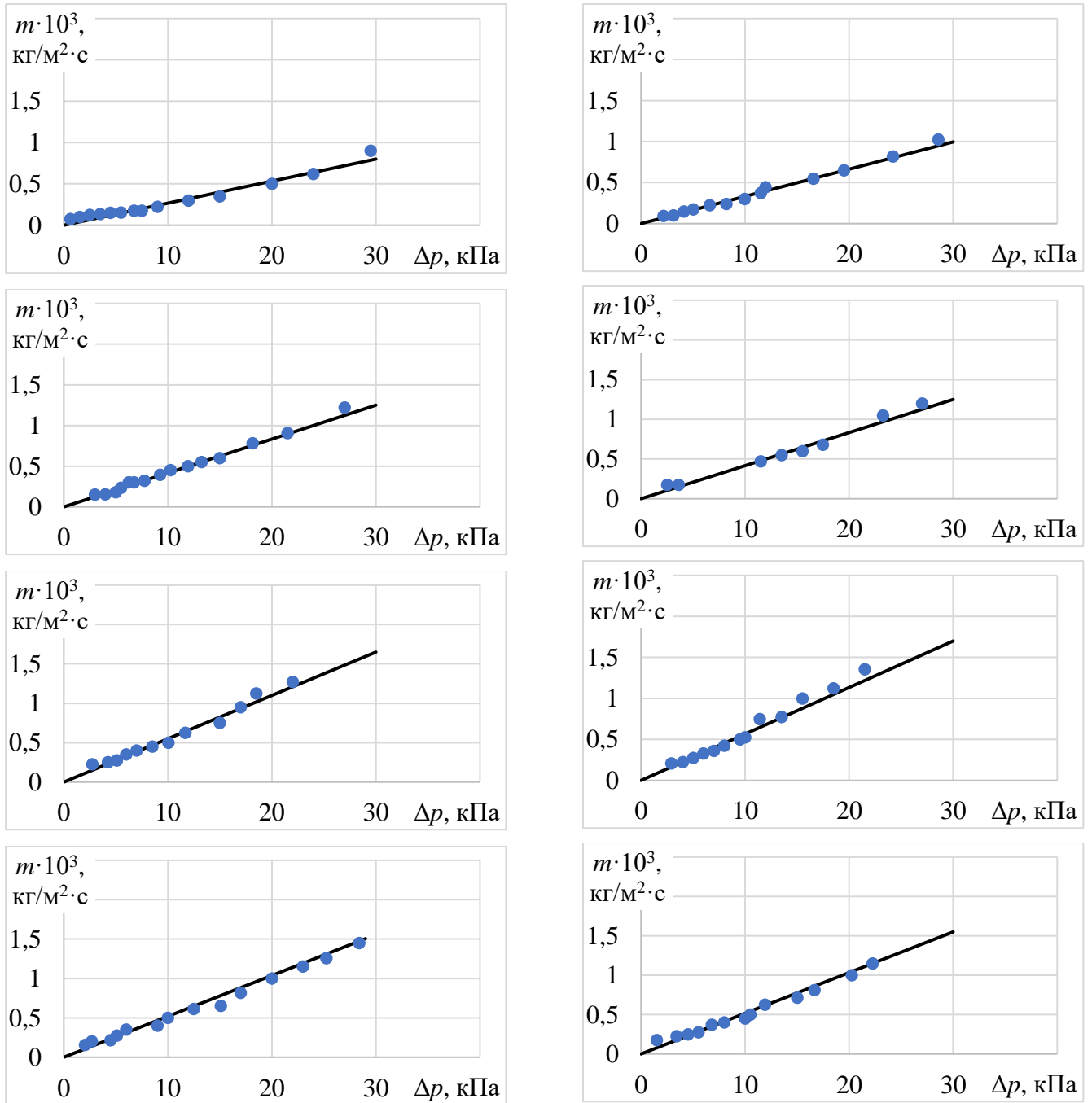


Рисунок П.4.1. – Интенсивность выделения водяных паров от поверхности шихты

АО «КГОК»

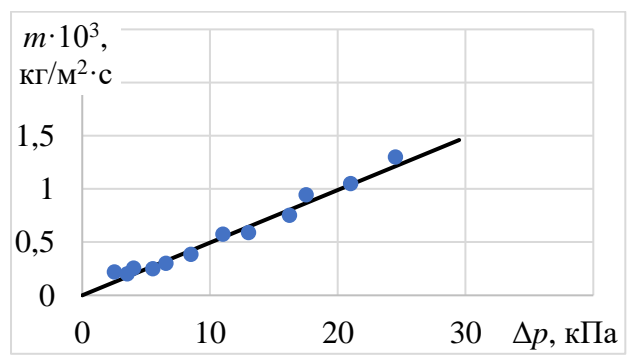
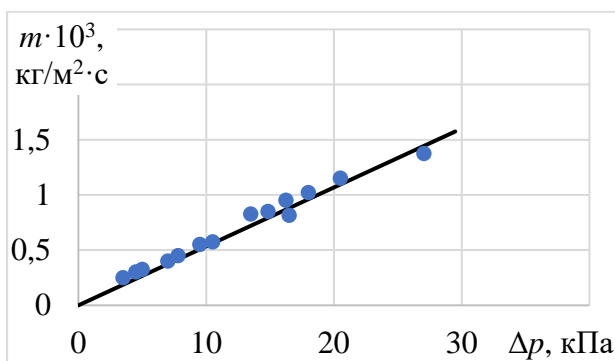
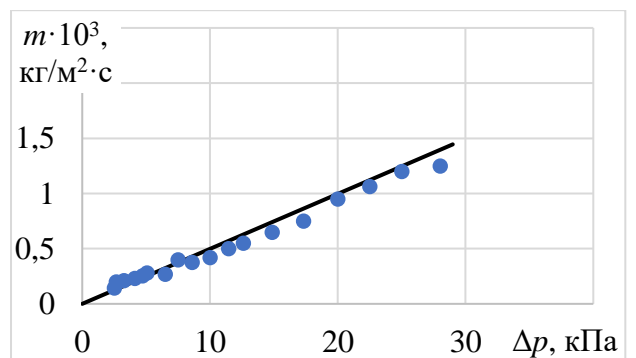
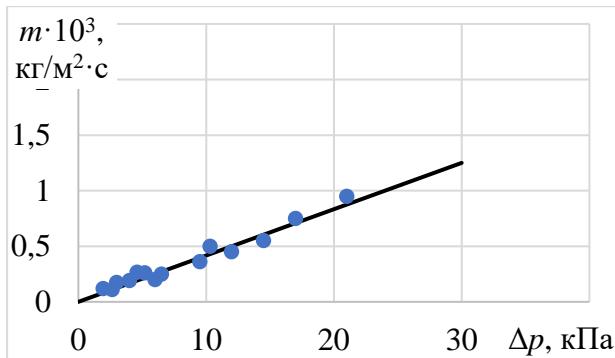
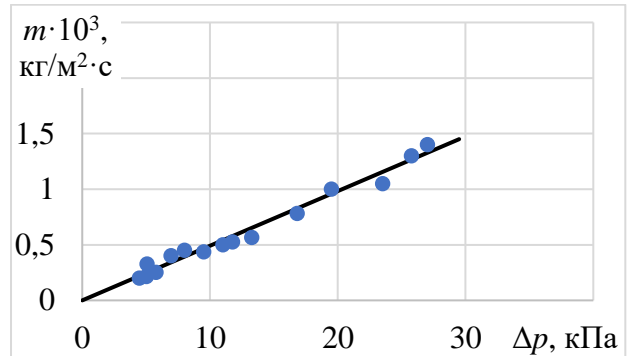
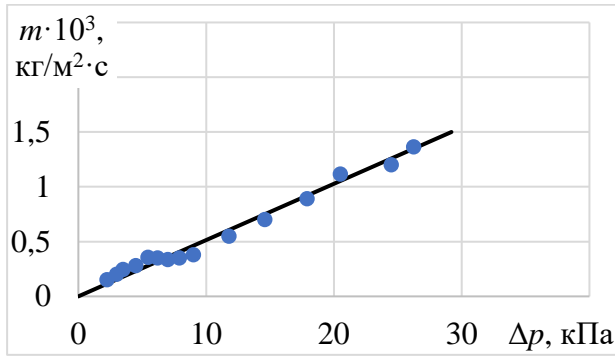
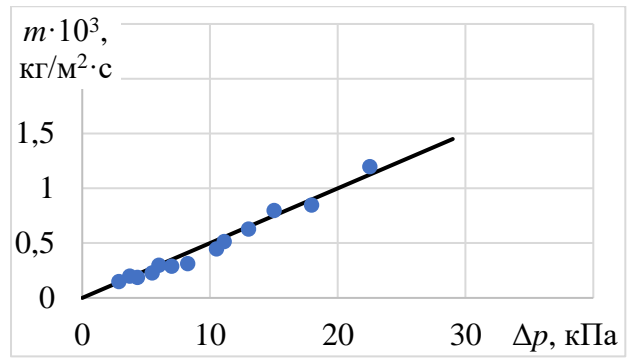
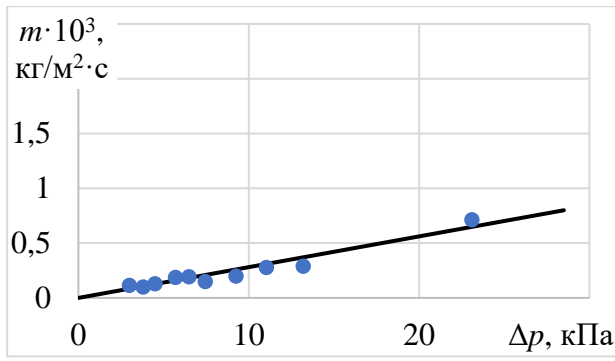


Рисунок П.4.2 – Интенсивность выделения водяных паров от поверхности шихты  
 ПАО «КГОК»

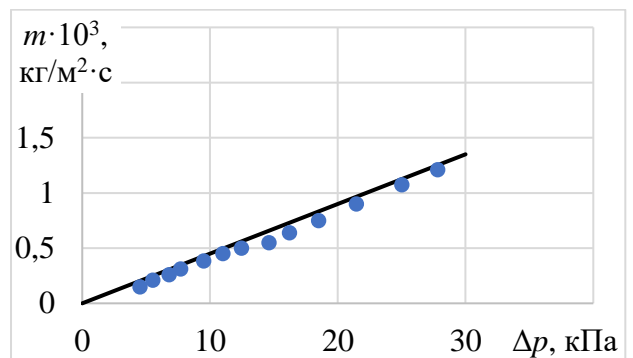
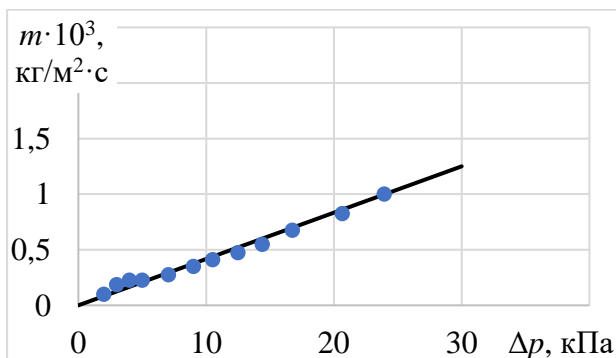
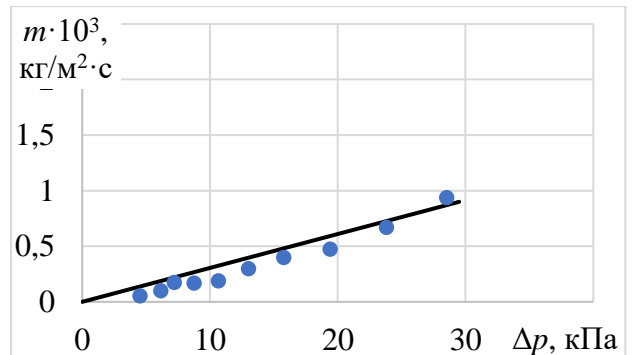
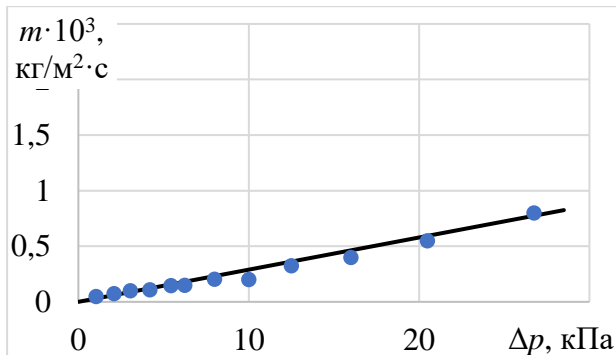
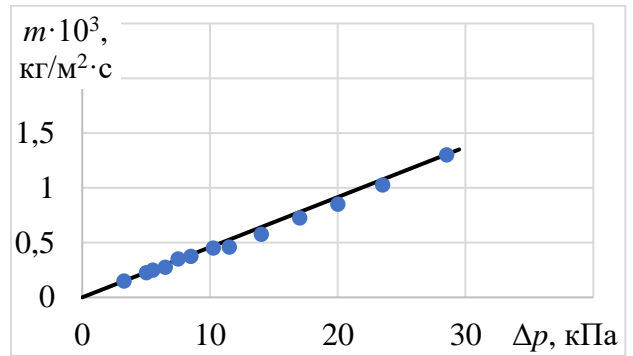
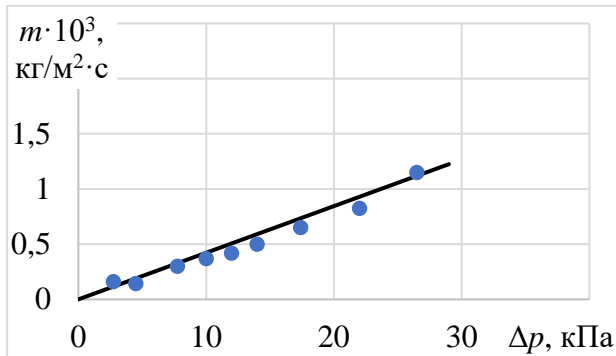
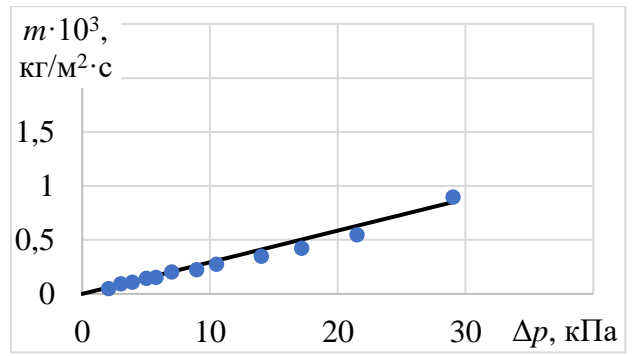
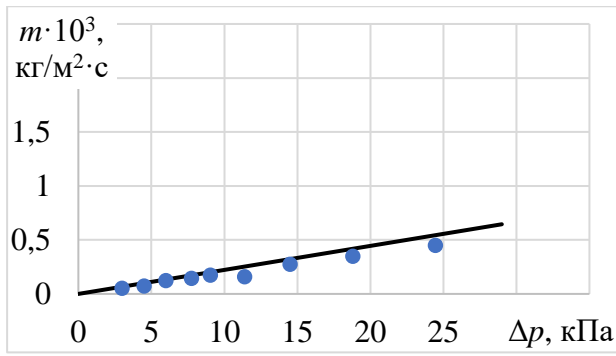


Рисунок П.4.3 – Интенсивность выделения водяных паров от поверхности шихты

АО «Олкон»

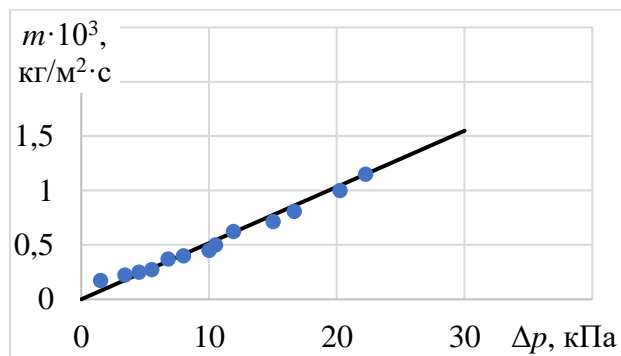
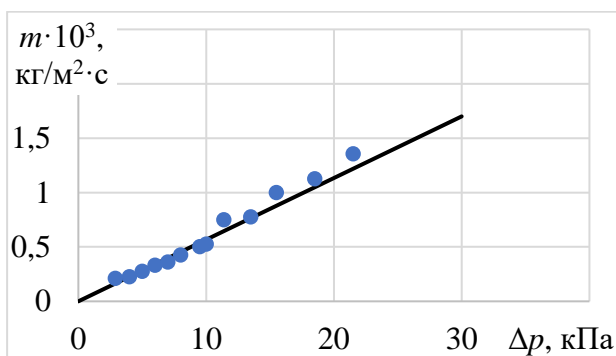
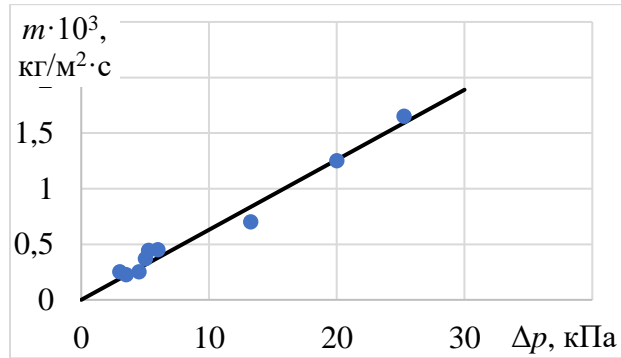
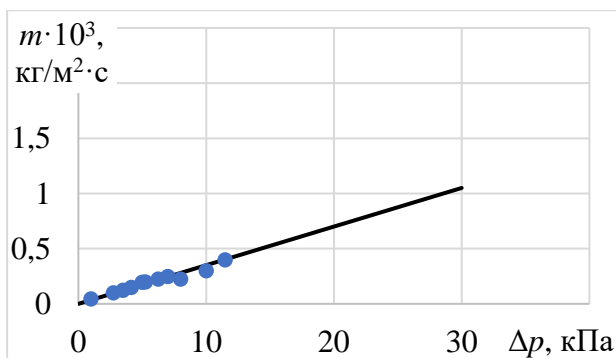
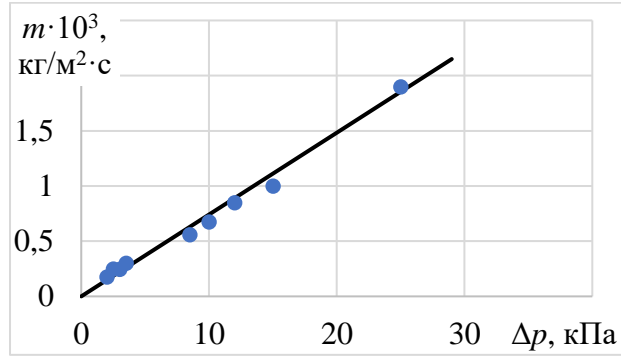
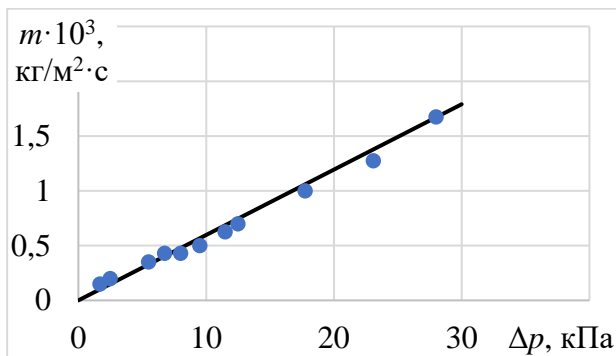
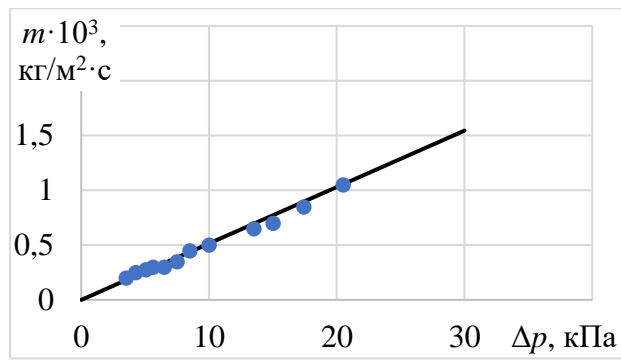
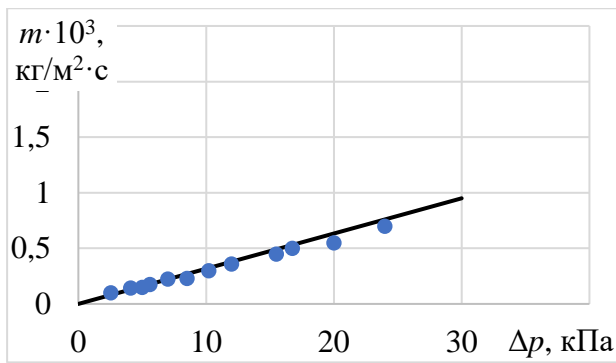


Рисунок П.4.4 – Интенсивность выделения водяных паров от поверхности шихты  
ОАО «СГОК»

## Приложение 5

### Метод расчёта воздухообмена в галереях влажных нагретых материалов

В настоящем приложении представлено описание работы программы для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками», написанной на базе языка «Microsoft Office».

#### I. Вкладка «Теплотехнический расчёт»

Цель расчёта данного раздела программы: определение величины нормируемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций  $R_0^{\text{норм}}$ ,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ .

Расчёт производится в следующей последовательности:

1. В таблицу исходных данных (таблица 1) вносятся значения следующих величин:

а) температура внутреннего воздуха  $t_{\text{вн}}$ ,  $^\circ\text{C}$  (ячейка D3);

б) температура наружного воздуха  $t_{\text{н}}$ ,  $^\circ\text{C}$  (ячейка D4);

в) продолжительности отопительного периода  $z_{\text{от}}$ , сут/год (ячейка D5).

2. Согласно величине указанных в п.1 настоящего раздела исходных данных автоматически осуществляется расчёт градусо-суток отопительного периода ГСОП,  $^\circ\text{C} \cdot \text{сут}/\text{год}$ , (таблица 2, ячейка D8):

$$D8 = (D3 - D4) * D5.$$

3. В результате расчёта по формуле (1.1) из таблицы 3 выбирается большее значение требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций  $R_0^{\text{тр}}$ ,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ , которое принимается для дальнейших расчётов в качестве нормируемого и заносится в ячейку D28.

Примечание: при отсутствии совпадения результата расчёта по формуле (1.1) с табличным значением ГСОП (таблица 3), производится перерасчёт  $R_o^{TP}$  для каждой ограждающей конструкции (стена, покрытие, перекрытие) по формулам (1.2) – (1.4) и в качестве нормируемого принимается большее из них, после чего итоговое значение заносится в ячейку D28 таблицы 5. Указанные формулы запрограммированы следующим образом:

$$D22 = (C18 * D8) + C19;$$

$$D23 = (D18 * D8) + D19;$$

$$D24 = (E18 * D8) + E19.$$

## II. Вкладка «Инfiltrация»

Цель расчёта данного раздела программы: определение расхода инфильтрующегося в здание воздуха и расхода количества теплоты на его нагревание.

Расчёт производится в следующей последовательности:

1. В таблицу исходных данных (таблица 6) вносятся значения следующих величин:

- а) расстояние от верха окна до окна вытяжной шахты  $h_i$ , м (ячейки D17-D36);
- б) температура наружного воздуха  $t_n$ , °C (ячейка D37);
- в) температура внутреннего воздуха  $t_{вн}$ , °C (ячейка D38);
- г) скорость ветра  $v_{вс}$ , м/с (ячейка D39);
- д) аэродинамический коэффициент наветренной поверхности  $C_n$  (ячейка D40);
- е) аэродинамический коэффициент заветренной поверхности  $C_z$  (ячейка D41);

**примечание:** значения аэродинамических коэффициентов принимаются по таблице 5;

ж) коэффициент учёта изменения скоростного давления ветра  $K_1$  (ячейка D42);

з) условно-постоянное давление воздуха в здании  $p_b$ , Па (ячейка D43);

и) площадь окон  $A_i$ , м (ячейки D45-D64);

к) сопротивление воздухопроницанию окон  $R_1$ , м<sup>2</sup>·ч·Па/кг (ячейка D65);

л) удельная теплоёмкость воздуха  $c_b$ , кДж/(кг·°С) (ячейка D66);

м) коэффициент учёта встречного теплового потока в окнах  $K$  (ячейка D67).

2. Согласно величине указанных в п.1 настоящего раздела исходных данных автоматически производится расчёт по формулам, запрограммированным в таблице 7 следующим образом:

1) удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха в помещении  $\gamma_n$ ;  $\gamma_{in}$ , Н/м<sup>3</sup> (ячейки D70 и D71 соответственно):

$$D70 = 3463 / (273 + D37);$$

$$D71 = 3463 / (273 + D38);$$

2) плотность наружного воздуха  $\rho_n$ , кг/м<sup>3</sup>, (ячейка D72):

$$D72 = D70 / 9,81.$$

3) разность давления на наружной поверхности ограждения  $\Delta p_i$ , Па (ячейки D74-D93):

$$D74 = D17 * (D70 - D71) + 0,5 * (D39^2) * D72 * (D40 - D41) * D42 - D43;$$

$$D75 = D18 * (D70 - D71) + 0,5 * (D39^2) * D72 * (D40 - D41) * D42 - D43;$$



$$D76=D19*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D77=D20*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D78=D21*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D79=D22*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D80=D23*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D81=D24*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D82=D25*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D83=D26*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D84=D27*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D85=D28*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D86=D29*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D87=D30*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D88=D31*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D89=D32*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D90=D33*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D91=D34*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D92=D35*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

$$D93=D36*(D70-D71)+0,5*(D39^2)*D72*(D40-D41)*D42-D43;$$

4) расход инфильтрующегося воздуха в здание  $G_{и}$ , кг/ч (ячейка D94):

$$\begin{aligned} D94= & (0,216*((D45*D74^{0,67})+(D46*D75^{0,67})+ \\ & +(D47*D76^{0,67})+(D48*D77^{0,67})+ \\ & +(D49*D78^{0,67})+(D50*D79^{0,67})+ \\ & +(D51*D80^{0,67})+(D52*D81^{0,67})+ \\ & +(D53*D82^{0,67})+(D54*D83^{0,67})+ \\ & +(D55*D84^{0,67})+(D56*D85^{0,67})+ \\ & +(D57*D86^{0,67})+(D58*D87^{0,67})+ \\ & +(D59*D88^{0,67})+(D60*D89^{0,67})+ \\ & +(D61*D90^{0,67})+(D62*D91^{0,67})+ \\ & +(D63*D92^{0,67})+(D64*D93^{0,67}))/D65 \end{aligned} ;$$

5) расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха  $Q_{и}$ , Вт (ячейка D95):

$$D95=0,28*D94*D66*(D38-D37)*D67.$$

### III. Вкладка «Открытый конвейер»

Цель расчёта данного раздела программы: определение величины и параметров воздухообмена для случая, когда в галерее осуществляется

конвейерная транспортировка открытым способом (конвейеры не оборудованы укрытиями).

Расчёт производится по исходным данным (таблица 8) в следующей последовательности:

1. В таблицу исходных данных (таблица 8) вносятся значения следующих величин:

а) нормируемое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции  $R_0^{\text{норм}}$ ,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$  (ячейка D3);

б) экспериментальный коэффициент  $A$  (ячейка D4);

в) скорость движения конвейерной ленты  $v_{\text{кн}}$ , м/с (ячейка D15);

г) температура транспортируемого материала  $t_{\text{м}}$ , °С (ячейка D16);

д) температура внутреннего воздуха  $t_{\text{вн}}$ , °С (ячейка D17);

е) температура наружного воздуха  $t_{\text{н}}$ , °С (ячейка D18);

ж) ширина конвейерной ленты  $b$ , м (ячейка D19);

з) длина конвейера в пределах галереи  $l_{\text{кн}}$ , м (ячейка D20);

и) относительная влажность внутреннего воздуха  $\varphi_{\text{вн}}$ , % (ячейка D21);

к) барометрическое давление  $p_6$ , Па (ячейка D22);

л) количество одновременно работающих конвейеров  $n$ , шт (ячейка D23);

м) установленная мощность электропривода конвейера  $N_{\text{yi}}$ , Вт (ячейка D24);

н) коэффициент загрузки электродвигателя  $k_{\text{заг}}$  (ячейка D25);

о) коэффициент одновременности работы электродвигателей  $k_{\text{од}}$  (ячейка D26);

п) расстояние между приводным и натяжным барабанами конвейера  $L_{\text{кн}}$ , м (ячейка D27);

р) влагосодержание внутреннего воздуха  $d_{\text{вн}}$ , кг/кг с.в. (ячейка D28);

с) относительная влажность внутреннего воздуха  $\varphi_{\text{н}}$ , % (ячейка D29);

т) теплотери через ограждающие конструкции  $Q_{\text{тп}}$ , Вт (ячейка D30);

у) расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха  $Q_{\text{и}}$ , Вт (ячейка D31);

ф) тепловыделения от нагревательных приборов при  $t_{\text{вн}} = + 5 \text{ }^\circ\text{C}$   $Q_{\text{нп}}$ , Вт (ячейка D32);

х) удельная теплоёмкость воздуха  $c_{\text{в}}$ , кДж/(кг·°C) (ячейка D33).

2. Согласно величине указанных в п.1 настоящего раздела исходных данных автоматически производится расчёт по формулам, запрограммированным в таблице 9 следующим образом:

1) коэффициент массоотдачи  $\beta$ , м/с (ячейка D36):

$$D36=(D4+25,7*D15)*(10^{(-9)}).$$

2) парциальное давление насыщенных водяных паров при определённой температуре (материала; внутреннего воздуха; наружного воздуха)  $p$ , Па (ячейки D37-D39):

$$D37=10^{((658+10,2*D16)/(236+D16))};$$

$$D38=10^{((658+10,2*D17)/(236+D17))};$$

$$D39=10^{((658+10,2*D18)/(236+D18))};$$

3) количество выделяющихся водяных паров  $G_{\text{вп}}$ , кг/ч (ячейка D40):

$$D40=(0,6*D19*D20*D36*(D37-D21*D38)*101300)/D22;$$

4) тепловой поток, поступающий в воздух с водяными парами в скрытом виде  $Q_{\text{вп}}^{\text{с}}$ , Вт (ячейка D41):

$$D40=2,5*(10^6)*D40;$$

5) поток явной теплоты, поступающий в воздух при остывании выделяющихся водяных паров  $Q_{\text{вп}}^{\text{я}}$ , Вт (ячейка D42):

$$D42=1800*D40*(D16-D17);$$

6) коэффициент конвективного теплообмена транспортируемого материала  $\alpha_{\text{к}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С) (ячейка D43):

$$D43=13,5*(D15^{0,79})*(D20^{(-0,21)});$$

7) тепловой поток, поступающий в воздух от поверхности транспортируемого материала  $Q_{\text{к}}$ , Вт (ячейка D44):

$$D44=0,6*D19*D20*D23*D43*(D16-D17);$$

8) тепловой поток, поступающий в воздух в результате трения при работе конвейера  $Q_{\text{тр}}$ , Вт (ячейка D45):

$$D45=D23*(D24*D25*D26*(D20/D27));$$

9) общий поток явной теплоты, поступающей в воздух галереи  $Q$ , Вт (ячейка D46):

$$D46=D42+D44+D45;$$

10) параметрический критерий  $\vartheta$  (ячейка D47):

$$D47=D46/D41.$$

11) коэффициенты, введённые для определения влагосодержания уходящего воздуха (ячейки D48-D56):

а)  $k_1$ :

$$D48=(2500+1,8*D17)*D47;$$

б)  $k_2$ :

$$D49=D48*D28-D17;$$

в)  $k_3$ :

$$D50=1-(0,115/D3);$$

г)  $k_4$ :

$$D51=(0,115*D18)/D3;$$

д)  $k_5$ :

$$D52=D22-90;$$

е)  $k_6$ :

$$D53=D51-D49*D50;$$

ж)  $a$ :

$$D54=D48*D50;$$

з) *b*:

$$D55 = D53 + 0,623 * D48 * D50 - 9,1 * (10^{(-3)}) * D52;$$

и) *c*:

$$D56 = 0,623 * D53 + 0,51;$$

12) влагосодержание уходящего воздуха  $d_{yx}^1$ ;  $d_{yx}^2$ , кг/кг с.в. (ячейки D57, D58):

$$D57 = (-D55 - (((D55^2) - 4 * D54 * D56)^{0,5})) / (2 * D54);$$

$$D58 = (-D55 + (((D55^2) - 4 * D54 * D56)^{0,5})) / (2 * D54);$$

**примечание:** принимается значение  $d_{yx}$  по условию:  $0 < d_{yx} \leq 0,03$  кг/кг с.в., и заносится в ячейку D60;

13) температура уходящего воздуха  $t_{yx}$ , °C (ячейка D61):

$$D61 = D60 * D48 - D49;$$

14) влагосодержание приточного воздуха  $d_{пр}$ , кг/кг с.в. (ячейка D62):

$$D62 = (0,623 * D29 * D39) / (D22 - D29 * D39);$$

15) воздухообмен в галерее  $G_{вп}$ , кг/ч (ячейка D63):

$$D63 = D40 / (D60 - D62);$$

16) температура приточного воздуха  $t_{пр}$ , °С (ячейка D64):

$$D64 = D61 + ((D30 + D31 + D32 + D46) / (D33 * D40)).$$

#### IV. Вкладка «Укрытый конвейер»

Цель расчёта данного раздела программы: определение величины и параметров воздухообмена для случая, когда в галерее осуществляется транспортировка влажных нагретых материалов конвейерами, оборудованными укрытиями.

Расчёт производится по исходным данным (таблица 10) в следующей последовательности:

1. В таблицу исходных данных (таблица 10) вносятся значения следующих величин:

а) нормируемое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции  $R_o^{норм}$ , (м<sup>2</sup>·°С)/Вт (ячейка D3);

б) экспериментальный коэффициент  $A$  (ячейка D4);

в) скорость движения конвейерной ленты  $v_{кн}$ , м/с (ячейка D15);

г) температура транспортируемого материала  $t_m$ , °С (ячейка D16);

д) температура внутреннего воздуха  $t_{вн}$ , °С (ячейка D17);

е) температура наружного воздуха  $t_n$ , °С (ячейка D18);

ж) ширина конвейерной ленты  $b$ , м (ячейка D19);

з) длина конвейера в пределах галереи  $l_{кн}$ , м (ячейка D20);

и) барометрическое давление  $p_6$ , Па (ячейка D21);

к) коэффициент для расчёта температуры укрытия  $m$  (ячейка D22);

л) сопротивление теплопередаче стенки укрытия  $R_y$ , (м<sup>2</sup>·°С)/Вт (ячейка D23);

м) площадь укрытия  $F_y$ , м<sup>2</sup> (ячейка D24);

н) количество одновременно работающих конвейеров  $n$ , шт (ячейка D25);

о) установленная мощность электропривода конвейера  $N_{yi}$ , Вт (ячейка D26);

п) коэффициент загрузки электродвигателя  $k_{заг}$  (ячейка D27);



р) коэффициент одновременности работы электродвигателей  $k_{од}$  (ячейка D28);

с) расстояние между приводным и натяжным барабанами конвейера  $L_{кн}$ , м (ячейка D29);

т) влагосодержание внутреннего воздуха  $d_{вн}$ , кг/кг с.в. (ячейка D30);

у) относительная влажность наружного воздуха  $\varphi_n$ , % (ячейка D31);

ф) теплопотери через ограждающие конструкции  $Q_{тп}$ , Вт (ячейка D32);

х) расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха  $Q_{и}$ , Вт (ячейка D33);

ц) тепловыделения от нагревательных приборов при  $t_{вн} = + 5$  °С  $Q_{нп}$ , Вт (ячейка D34);

ч) удельная теплоёмкость воздуха  $c_v$ , кДж/(кг·°С) (ячейка D35).

2. Согласно величине указанных в п.1 настоящего раздела исходных данных автоматически производится расчёт по формулам, запрограммированным в таблице 11 следующим образом:

17) коэффициент массоотдачи  $\beta$ , м/с (ячейка D38):

$$D38=(D4+25,7*D15)*(10^{(-9)}).$$

18) температура воздуха в укрытии  $t_y$ , °С (ячейка D39):

$$D39=0,5*(D16+D17).$$

19) парциальное давление насыщенных водяных паров при определённой температуре (воздуха в укрытии; материала; наружного воздуха)  $p$ , Па (ячейки D40-D42):

$$D40=10^{((658+10,2*D39)/(236+D39))};$$

$$D41=10^{((658+10,2*D16)/(236+D16))};$$

$$D42=10^{((658+10,2*D18)/(236+D18))};$$

20) количество выделяющихся водяных паров  $G_{вп}$ , кг/ч (ячейка D43):

$$D43=(0,3*D19*D20*D25*D38*(D41-D40)*101300)/D21;$$

21) тепловой поток, поступающий в воздух с водяными парами в скрытом виде  $Q_{вп}^с$ , Вт (ячейка D44):

$$D44=2,5*(10^6)*D43;$$

22) поток явной теплоты, поступающий в воздух при остывании выделяющихся водяных паров  $Q_{вп}^я$ , Вт (ячейка D45):

$$D45=1800*D43*(D16-D39);$$

23) температура укрытия  $t_{уп}$ , °C (ячейка D46):

$$D46=D17+(D16-D17)/((2*D22*(D39-D17*D23+2)^{(0,5)}));$$

24) коэффициент теплоотдачи поверхности укрытия  $\alpha_y$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C) (ячейка D47):

$$D47=D22*((D46-D17)^{(0,5)});$$

25) тепловой поток, поступающий в воздух от поверхности укрытий конвейеров  $Q_y$ , Вт (ячейка D48):

$$D48=2*D47*D24*(D46-D17);$$

26) тепловой поток, поступающий в воздух в результате трения при работе конвейера  $Q_{тр}$ , Вт (ячейка D49):

$$D49=D25*(D26*D27*D28*(D20/D29));$$

27) общий поток явной теплоты, поступающей в воздух галереи  $Q$ , Вт (ячейка D50):

$$D50=D45+D48+D49;$$

28) параметрический критерий  $\vartheta$  (ячейка D51):

$$D50=D50/D44 .$$

29) коэффициенты, введённые для определения влагосодержания уходящего воздуха (ячейки D52-D60):

к)  $k_1$ :

$$D52=(2500+1,8*D17)*D51;$$

л)  $k_2$ :

$$D53=D52*D30-D17;$$

м)  $k_3$ :

$$D54=1-(0,115/D3);$$

н)  $k_4$ :

$$D55=(0,115*D18)/D3;$$

о)  $k_5$ :

$$D56=D21-90;$$

п)  $k_6$ :

$$D57=D55-D53*D54;$$

р)  $a$ :

$$D58=D52*D54;$$

с)  $b$ :

$$D59=D57+0,623*D52*D54-9,1*(10^{(-3)})*D56;$$

т)  $c$ :

$$D60=0,623*D57+0,51;$$

30) влагосодержание уходящего воздуха  $d_{yx}^1$ ;  $d_{yx}^2$ , кг/кг с.в. (ячейки D61, D62):

$$D61=(-D59-(((D59^2)-4*D58*D60)^{(0,5)}))/(2*D58);$$

$$D62=(-D59+(((D59^2)-4*D58*D60)^{0,5}))/2/D58);$$

**примечание:** принимается значение  $d_{yx}$  по условию:  $0 < d_{yx} \leq 0,03$  кг/кг с.в., и заносится в ячейку D64;

31) температура уходящего воздуха  $t_{yx}$ , °C (ячейка D65):

$$D65=D64*D52-D53;$$

32) влагосодержание приточного воздуха  $d_{пр}$ , кг/кг с.в. (ячейка D66):

$$D66=(0,623*D31*D42)/(D21-D31*D42);$$

33) воздухообмен в галерее  $G_{вп}$ , кг/ч (ячейка D67):

$$D67=D43/(D64-D66);$$

34) температура приточного воздуха  $t_{пр}$ , °C (ячейка D68):

$$D68=D65+(D32+D33+D34+D50)/(D35*D43).$$

## Приложение 6

### Акты внедрения

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

SIBIRIAN  
FEDERAL  
UNIVERSITY



СИБИРСКИЙ  
ФЕДЕРАЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

660041, РОССИЯ, Красноярск, проспект Свободный, 79  
телефон (391)2-44-82-13, тел./факс (391)2-44-86-25  
<http://www.sfu-kras.ru>, e-mail: [office@sfu-kras.ru](mailto:office@sfu-kras.ru)

№ \_\_\_\_\_  
на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

УТВЕРЖДАЮ

И.о. ректора

*В. И. Колмаков*  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.



#### АКТ

#### о внедрении результатов научных исследований в учебный процесс

Комиссия в составе:

Председатель - д.т.н., проф., директор ПИ СФУ Пантелеев В. И.

Члены комиссии:

д.т.н., проф., зав. кафедрой ИЭиБЖД ПИ СФУ Кулагина Т. А.

д.т.н., проф., профессор кафедры ИЭиБЖД ПИ СФУ Кузнецов Г. И.,

к.ф.-м.н., доц., доцент кафедры ТТиГД ПИ СФУ Истягина Е. Б.

составили настоящий акт о том, что результаты научных исследований, проведенных Калиничем Ильёй Викторовичем на тему «Совершенствование теплообмена в конвейерных галереях горнообогатительных комбинатов», внедрены в учебный процесс для студентов ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», обучающихся по основным образовательным программам подготовки магистров и бакалавров направления «Техносферная безопасность».

Основные результаты диссертации включены в курс лекций следующих дисциплин:

1) «Энерго- и ресурсосбережение» (профиль бакалавриата 20.03.01.06 «Инженерная защита окружающей среды»);

2) «Планирование и техника эксперимента», «Современные энергосберегающие системы» (профиль магистратуры 20.04.01.01 «Безопасность жизнедеятельности в техносфере»).

Председатель комиссии

Пантелеев В. И.

Члены комиссии

Кулагина Т. А.

Кузнецов Г. И.

Истягина Е. Б.



ул. Метрешева, 10Д  
г. Красноярск, 660014  
тел.: +7 (391) 205-28-98  
факс: +7 (391) 236-25-84  
info@geotechproject.ru  
www.geotechproject.ru  
ИНН 2463217027 КПП 246401001  
Р/С 40702610731200010009  
в Красноярском городском отделении № 161  
Сбербанка России, г. Красноярск  
БИК 540407627  
К/С 30101810200000000027

Исх. № 5172/12 от 16.12.2019 г.

**Проректору по науке ФГАОУ  
ВО «Сибирский федеральный  
университет»  
Р. А. Барышеву**

*Об использовании результатов НИР*

**Уважаемый Руслан Александрович!**

Группой авторов ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» разработана программа для ЭВМ «Метод расчёта величины и параметров воздухообмена для помещений с тепловлагоизбытками» (далее – Программа).

Авторами являются:

Калинич Илья Викторович, старший преподаватель кафедры «Техносферная и экологическая безопасность»;

Кулагин Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и гидрогазодинамика»;

Смольников Геннадий Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерные системы зданий и сооружений».

Целью Программы является расчёт параметров влажного воздуха и величины воздухообмена для производственных помещений, в которых в связи с технологическим процессом наблюдаются избытки тепло- и влаговывделений, в частности, для конвейерных галерей горнообогатительных комбинатов чёрной металлургии.

Применение Программы возможно при проектировании в рамках работ, проводимых ООО «ГеоТехПроект».

С уважением,  
Генеральный директор  
ООО «ГеоТехПроект»  
тел. 8(391)205-28-98



А.В. Мордвинов