

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Пермский федеральный исследовательский центр
Уральского отделения Российской академии наук

На правах рукописи

Колесов Евгений Викторович



**РАЗРАБОТКА СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ КАПЕЛЬНОЙ ВЛАГОЙ В
ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ РУДНИКОВ**

Специальность 2.8.6

Геомеханика, разрушение горных пород,
рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук
Семин Михаил Александрович

Пермь 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1. Основные процессы и факторы, лежащие в основе тепломассопереноса в вентиляционных стволах	11
1.1.1. Аэродинамическое сопротивление вентиляционных стволов	12
1.1.2. Теплофизические параметры воздуха, поступающего в вентиляционный ствол	15
1.1.3. Теплообмен между крепью ствола, окружающим породным массивом и проходящим по стволу воздушным потоком	19
1.2. Теоретический анализ тепломассопереноса в вентиляционных стволах.....	25
1.3. Исследования эффекта водяной пробки (бланкет–эффекта) в вентиляционных стволах	27
1.4. Цель и задачи исследования	31
2. РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ВОЗДУШНОМ ПРОСТРАНСТВЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО СТВОЛА.....	32
2.1. Математическая постановка задачи нестационарного тепломассопереноса в вентиляционном стволе.....	33
2.1.1. Моделирование турбулентных течений.....	34
2.1.2. Модель SST $k-\omega$	36
2.1.3. Моделирование турбулентного пограничного слоя	38
2.1.4. Моделирование многофазных сред.....	40
2.2. Численный расчет процессов тепломассопереноса в вентиляционном стволе	43
2.2.1. Построение геометрической модели вентиляционного ствола.....	43
2.2.2. Постановка граничных и начальных условий.....	44
2.2.3. Исследование сеточной сходимости и шага по времени	46
2.3. Выводы по главе	50
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ	52
3.1. Экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах в условиях нормального режима проветривания рудника 52	
3.1.1. Методика проведения экспериментальных исследований процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах в нормальном режиме проветривания рудника	52
3.1.2. Результаты экспериментальных исследований в вентиляционном стволе ВС–7 рудника «Таймырский» в нормальном режиме проветривания.....	54
3.2. Экспериментальные исследования процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах в условиях реверсивного режима проветривания рудника 63	

3.2.1. Методика проведения экспериментальных исследований процессов теплопереноса в вентиляционных стволах в реверсивном режиме проветривания рудника	64
3.2.2. Результаты экспериментальных исследований в вентиляционном стволе ВС–9 рудника «Скалистый» в реверсивном режиме проветривания.....	67
3.2.3. Метод расчета эффективных коэффициентов теплоотдачи и температуропроводности системы «воздушный поток – влажная крепь – породный массив».....	69
3.3. Выводы по главе	75
4. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТА ВОДЯНОЙ ПРОБКИ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ РУДНИКОВ	77
4.1. Математическая постановка задачи формирования эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе.....	77
4.1.1. Эффект водяной пробки за счет конденсации влаги в исходящей струе	85
4.1.2. Эффект водяной пробки за счет водопритоков в ствол	88
4.2. Расчет динамики накопления капельной влаги в стволе	92
4.3. Трехмерное численное моделирование процесса формирования эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе	98
4.4. Исследование закономерностей движения капель в вентиляционном канале главной вентиляторной установки.....	102
4.5. Выводы по главе	104
5. РАЗРАБОТКА СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ КАПЕЛЬНОЙ ВЛАГОЙ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ	106
5.1. Анализ влияния бланкет–эффекта на режим работы главной вентиляторной установки	106
5.2. Разработка способов управления капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях конденсационного влаговыведения	113
5.2.1. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых рудников.....	113
5.2.2. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях конденсационного влаговыведения для проектируемого рудника	116
5.2.3. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах эксплуатируемых рудников	117
5.2.4. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях конденсационного влаговыведения для эксплуатируемого рудника.	119
5.3. Разработка способа управления капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях водопритоков из закрепного пространства.....	121
5.3.1. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых рудников.....	121
5.3.2. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях водопритоков из закрепного пространства для проектируемого рудника	125

5.3.3. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах эксплуатируемых рудников	127
5.3.4. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях водопритокков из закрепного пространства для эксплуатируемого рудника.....	128
5.4. Выводы по главе	131
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	133
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	135

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации

Вентиляционные стволы являются важнейшими элементами систем вентиляции рудников, при этом они часто служат для организации технологических процессов спуска–подъема людей, горной массы и различных материалов. Обеспечение безаварийной эксплуатации вентиляционных стволов в течение всего срока службы горного предприятия является необходимым условием безопасного и энергоэффективного ведения горных работ. В то же время из многочисленного объема экспериментальных данных и практических наблюдений за воздухораспределением в рудниках известны случаи нарушения проветривания вентиляционных стволов вследствие протекания в них нестационарных физических процессов, связанных с образованием и скоплением капельной влаги.

Эффект, связанный с избыточным накоплением капельной влаги в вентиляционном стволе вследствие конденсации воды из воздуха или наличия водопритоков через негерметичную крепь, известен на практике как эффект водяной пробки, или бланкет–эффект. Чрезмерное скопление капельной влаги в стволе создает дополнительное аэродинамическое сопротивление и затрудняет проветривание рудника, а в некоторых случаях может привести к возникновению существенной тяги, приводящей к увеличению депрессии главной вентиляторной установки вплоть до ее перехода в режим неустойчивой работы.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями процессов тепломассопереноса в подземных горных выработках, в том числе в вентиляционных стволах рудников, занималось большое количество ученых, начиная с середины XX века: О. А. Кремнев, А. Н. Щербань, А. Ф. Воропаев, И. Р. Венгеров, Ю. Д. Дядькин, С. Г. Гендлер, А. С. Курилко, Ю. В. Шувалов, Г. В. Дуганов, Б. П. Казаков, Л.Ю. Левин, А.В. Зайцев, А.В. Шалимов и другие. За рубежом вопросами тепломассопереноса в горных выработках и вентиляционных сетях рудников занимались М.Д. McPherson, S.J. Hardcastle, С. Kocsis, S.J. Bluhm, L. Mackay и др.

В научной литературе изучались в основном стационарные и квазистационарные процессы тепломассопереноса в рудничной атмосфере и породном массиве. Исключением являются работы Ю. В. Круглова, в которых глубоко исследован вопрос нестационарных аэродинамических процессов, но без учета изменения полей температуры, а также работы С. Kocsis, в которых исследован интересный нестационарный эффект теплового маховика в шахтных стволах. Теоретические

исследования особенностей возникновения водяной пробки в стволах до настоящего времени практически не проводились из-за сложности физики данного явления, в то время как нынешний уровень развития аппарата вычислительной гидрогазодинамики позволяет исследовать данный вопрос глубже, существенно развить применяемые сегодня упрощенные модели стационарных тепловых процессов. Успешное решение этой задачи во многом зависит и от корректной параметризации моделей тепломассопереноса в стволах по экспериментальным данным. Этот вопрос также обходился стороной в представленных на сегодня научных исследованиях.

Исследование причин формирования и эволюции водяной пробки в вентиляционных стволах на корректных математических моделях тепломассопереноса является актуальной научной задачей рудничной вентиляции, решение которой позволит разработать способы управления капельной влагой, направленные на обеспечение устойчивого движения воздушных потоков в стволах и на уменьшение негативного влияния бланкет-эффекта на работу главной вентиляторной установки.

Цель работы

Разработка и обоснование способов управления капельной влагой, исключающих ее накопление в вентиляционных стволах рудников.

Основная идея работы

Применение модели нестационарного тепломассопереноса в воздухе как многофазной среде, учитывающей вертикальный градиент температурного поля, теплообмен с влажной крепью ствола, фазовые переходы воды, локальные водопритоки из закрепного пространства, дисперсный состав водяных капель, и установленных закономерностей возникновения и накопления капель воды в вентиляционных стволах для разработки способов управления капельной влагой.

Основные задачи работы

1. Разработать математическую модель аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах рудников с учетом вертикального температурного градиента, теплообмена с крепью ствола, фазовых переходов воды, водоприток из закрепного пространства и дисперсного состава капельной влаги.
2. Провести экспериментальные исследования изменения аэротермодинамических параметров воздуха в вентиляционных стволах рудников в условиях нормального и реверсивного режимов проветривания и проанализировать закономерности

протекания аэротермодинамических процессов в стволах и прилегающих к ним горных выработках.

3. Разработать метод настройки теплофизических параметров модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе по данным экспериментальных измерений в условиях перехода на реверсивный режим проветривания.
4. Исследовать условия и закономерности возникновения и накопления капельной влаги в вентиляционных стволах рудников, степень ее влияния на увеличение аэродинамического сопротивления вентиляционной сети и рабочую точку главной вентиляторной установки.
5. Разработать способы управления капельной влагой, позволяющих исключить ее накопление в вентиляционных стволах рудников.

Методы исследований

Методы исследований предусматривали комплексный подход к решению поставленных задач и включали анализ и обобщение научного и практического опыта, натурные исследования нестационарных процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах и горных выработках околоствольных дворов, одномерное и трехмерное численное моделирование процессов тепломассопереноса, анализ результатов натурных и численных экспериментов.

Основные научные положения, выносимые на защиту

1. Трехмерная численная модель нестационарного тепломассопереноса в воздухе как многофазной среде, учитывающая вертикальный градиент температурного поля, теплообмен с влажной крепью ствола, локальные водопритоки в ствол и дисперсный состав водяных капель, параметризованная по данным экспериментальных измерений и позволяющая исследовать условия и закономерности накопления капельной влаги в вентиляционных стволах рудников.
2. Увеличение аэродинамического сопротивления вентиляционного ствола, обусловленное наличием в нем капельной влаги вследствие ее конденсации из исходящего воздуха или поступления воды из закрепного пространства, достигает максимального значения в диапазоне скоростей воздушного потока 5,3 – 9,9 м/с, определяемого местом расположения источника водоприток в стволе и условием уравнивания силы тяжести капель и аэродинамического сопротивления со стороны поднимающегося воздушного потока.

3. Способы управления капельной влагой, учитывающие геометрические параметры вентиляционного ствола, изменение влагосодержания, скорость исходящей струи воздуха, местоположение источника и величины водопритоков в ствол, которые заключаются в реализации мероприятий по сокращению интенсивности поступающей в ствол воды и регулировании параметров системы вентиляции рудника и позволяют уменьшить аэродинамическое сопротивление водяной пробки и ее влияние на работу главной вентиляторной установки.

Научная новизна

— Разработана трехмерная численная модель нестационарного тепломассопереноса в воздухе как в многофазной среде, учитывающая вертикальный градиент температурного поля, теплообмен с влажной крепью ствола, локальные водопритоки в ствол и дисперсный состав водяных капель, позволяющая исследовать условия и закономерности накопления капельной влаги в вентиляционных стволах рудников.

— Разработан теоретико–экспериментальный метод определения эффективного коэффициента теплоотдачи крепи вентиляционного ствола, основанный на минимизации рассогласования данных моделирования и натурных измерений аэротермодинамических параметров воздушной струи и температуры крепи ствола в процессе планового реверсирования главной вентиляторной установки.

— Установлены величины избыточного давления в вентиляционном стволе, связанного с наличием в нем капельной влаги вследствие конденсации из влажного исходящего воздуха или водопритоков из закрепного пространства, в зависимости от времени, средней скорости воздушной струи в стволе, геометрических параметров ствола, дисперсного состава капельной влаги и местоположения и интенсивности источника водопритоков в ствол.

— Разработаны способы управления капельной влагой в вентиляционных стволах рудников, позволяющие исключить ее накопление и сократить ее влияние на работу главной вентиляторной установки путем уменьшения количества конденсирующейся влаги и интенсивности водопритоков в ствол, перераспределения воздушных потоков, обеспечивающего скорость движения воздушной струи в стволе вне опасного диапазона.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается соответствием фундаментальным физическим законам, сопоставимостью результатов аналитических, численных решений и натурных измерений, большим объемом

экспериментальных исследований в шахтных условиях, положительными результатами верификации и валидации разработанных моделей.

Практическое значение и реализация результатов работы

Полученные в диссертационной работе теоретические результаты окажутся полезными при проектировании вентиляции вентиляционных стволов, выборе параметров работы главных вентиляторных установок для исключения возможности образования и скопления большого количества влаги в стволах.

Экспериментальные результаты работы окажутся полезными в плане совершенствования общей методологии построения и настройки параметров аэротермодинамических моделей вентиляционных сетей рудников произвольной топологии. Также результаты работы, связанные с определением коэффициента теплоотдачи вентиляционных стволов, будут полезными для проектирования реверсивных режимов проветривания рудников, определения безопасных и эффективных мероприятий по эвакуации персонала по стволам, через которые осуществляется подача воздуха при реверсировании воздушной струи.

Связь работы с крупными научными программами и темами

Исследования по теме диссертации поддержаны Российским фондом фундаментальных исследований в рамках выполнения двух проектов:

- проект № 19–35–90076 «Исследование закономерностей конвективного расслоения воздушных потоков в шахтных стволах и его влияния на интенсивность и устойчивость проветривания шахты»;
- проект № 19–15–50125 «Обзор моделей и методов расчета аэрогазодинамических процессов в вентиляционных сетях шахт и рудников».

Диссертационная работа выполнена в соответствии с Программой фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2013–2020 годы в рамках проекта «Исследование и разработка систем контроля и управления термодинамическими, геомеханическими и аэрологическими процессами при строительстве и эксплуатации горных предприятий в сложных горнотехнических условиях» (рег. номер НИОКТР АААА–А19–119091690020–0), а также в соответствии с Программой фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2021–2030 годы в рамках проекта «Комплексное моделирование геофизических, геомеханических и аэрологических процессов в горнотехнических системах» (рег. номер НИОКТР 122030100425–6).

Апробация работы

Научные положения и основные результаты исследований докладывались и обсуждались на ежегодных научных сессиях «ГИ УрО РАН» (Пермь, «ГИ УрО РАН», 2018, 2019, 2023 гг.), на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, МГГУ, 2019, 2020 гг.), на «Зимней школе по механике сплошных сред» (Пермь, «ИМСС УрО РАН», 2021 г.)

Личный вклад автора

При непосредственном участии автора проведена постановка задач, разработка математических моделей, экспериментальные исследования в шахтных условиях, анализ и обработка полученных данных, проведение расчетов и численных экспериментов, разработка научных решений и их практическая реализация, сформулированы основные научные положения и выводы.

Автор выражает благодарность своему научному руководителю д-ру техн. наук Семину М. А. за ценные указания и помощь в разработке математических моделей, д-ру техн. наук Шалимову А. В. и д-ру техн. наук проф. Казакову Б. П. за консультации при выполнении работы, д-ру техн. наук, чл.-кор. РАН Левину Л. Ю. за создание уникальной среды для исследований.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликованы 6 печатных работ, индексируемых в базах данных Scopus и Web of Science, в том числе 5 в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендуемых ВАК при Минобрнауки РФ.

Объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и заключения. Работа изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 42 рисунка и 12 таблиц. Список использованных источников состоит из 190 наименований, в том числе 102 зарубежных.

1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Вентиляционные стволы являются важными элементами рудников, поскольку по ним осуществляется выдача или подача воздуха, используемого для проветривания подземных горных выработок. При этом зачастую они используются также для подъема горной массы, спуска крепежных материалов, закладочного материала, подъема людей в аварийных ситуациях. В вентиляционных стволах часто прокладывают ставы труб водоотлива, сжатого воздуха, силовые кабели и кабели связи. Таким образом, необходимо поддерживать безаварийную работу вентиляционных стволов в течение всего срока службы горного предприятия. Однако в существующей литературе представлено множество примеров нарушения устойчивости проветривания вентиляционных стволов вследствие протекания в них нестационарных физических процессов, связанных со скоплением капельной влаги. Нарушение устойчивости проветривания вентиляционных стволов при определенных условиях может быть причиной ухудшения вентиляции всего рудника.

Для выявления условий нарушения устойчивого проветривания вентиляционных стволов необходимо в первую очередь определить основные процессы и факторы, лежащие в основе тепломассопереноса в стволах.

1.1. Основные процессы и факторы, лежащие в основе тепломассопереноса в вентиляционных стволах

Общие вопросы моделирования тепломассопереноса в системе горных выработок рассмотрены в работах [5, 24, 26, 29, 46, 48, 84–87]. В данных исследованиях приведены основные физические явления и процессы, лежащие в основе тепломассопереноса в рудничной атмосфере и породном массиве: конвективный теплоперенос, естественная тяга, тепловые депрессии, теплообмен с породным массивом, гидростатические нагрев и охлаждение воздуха, влияние техногенных источников тепловыделений, окислительные процессы. В работах [15, 24, 25, 27, 29, 36, 49, 66, 78, 84–86, 126] исследуется тепломассоперенос в горных выработках с учетом конденсации и испарения влаги в воздушном пространстве и на стенках выработок.

На интенсивность процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах в основном влияют следующие факторы: аэродинамическое сопротивление ствола; теплофизические параметры воздуха, поступающего в ствол; величина водопритоков в ствол; теплообменные процессы между окружающим ствол породным массивом, крепью и проходящим по стволу воздушным потоком.

1.1.1. Аэродинамическое сопротивление вентиляционных стволов

Движение воздуха в вентиляционных стволах в случае штатного проветривания происходит в турбулентном режиме и подчиняется уравнению [147]:

$$H = R \cdot Q^2, \quad (1.1)$$

H – депрессия (перепад давления) на участке ствола между двумя сопряжениями (с горизонтами или вентиляционным каналом главной вентиляционной установки), Па;

R – аэродинамическое сопротивление ствола на данном участке, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^8$;

Q – расход воздуха на данном участке ствола, $\text{м}^3 / \text{с}$.

Аэродинамическое сопротивление в сухих стволах R складывается из сопротивления трения вследствие шероховатости крепи ствола $R_{\text{тр}}$, местных сопротивлений на сопряжениях с горизонтами и вентиляционным каналом $R_{\text{м}}$, а также лобового сопротивления за счет армирования ствола $R_{\text{а}}$ и наличия подъемных сосудов – клетей, скипов, скипо–клетей и бадей $R_{\text{с}}$:

$$R = R_{\text{тр}} + R_{\text{м}} + R_{\text{а}} + R_{\text{с}}. \quad (1.2)$$

В общем случае для расчета сопротивления трения горных выработок используется формула [147, 148]:

$$R_{\text{тр}} = \alpha \frac{PL}{S^3}, \quad (1.3)$$

P – периметр выработки, м;

L – длина выработки, м;

S – сечение выработки, м^2 ;

α – коэффициент аэродинамического сопротивления выработки, являющийся функцией шероховатости выработки и плотности воздуха, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\alpha = \frac{f \rho}{2}, \quad (1.4)$$

ρ – плотность воздуха, $\text{кг} / \text{м}^3$;

f – безразмерный коэффициент трения.

Следует отметить, что в различных справочниках по рудничной вентиляции приводятся табличные данные для коэффициентов аэродинамического сопротивления, приведенных к «стандартной» плотности воздуха $1,2 \text{ кг} / \text{м}^3$ [61, 75, 100, 147]. Истинный коэффициент аэродинамического сопротивления α связан с приведенным $\alpha_{\text{прив}}$ следующим соотношением:

$$\alpha = \alpha_{\text{прив}} \frac{\rho}{1,2}, \quad (1.5)$$

Таким образом, формула (1.5) в терминах приведенного коэффициента аэродинамического сопротивления будет иметь вид:

$$R = \alpha_{\text{прив}} \frac{PL}{S^3} \frac{\rho}{1,2}. \quad (1.6)$$

Наибольшую сложность при расчете сопротивления трения представляет вычисление коэффициента трения f . В начале XX века экспериментаторы задались вопросом, как аэродинамическое сопротивление выработки зависит от режима течения (ламинарного, переходного, турбулентного), а также их интересовала зависимость аэродинамического сопротивления от шероховатости стенки канала. Экспериментальные исследования движения жидкости в гладких и шероховатых каналах [154 – 165] показали, что при больших числах Рейнольдса Re , т.е. в турбулентном режиме течения, коэффициент трения f не зависит от Re , а зависит только от шероховатости стенки канала. Количественный анализ зависимости коэффициента f от величины шероховатости представлен в работах [98, 108, 109, 151]. На практике для расчета f (или α) используют справочные таблицы [61], а также данные проведенных натурных исследований на линейных участках выработок без объектов, оказывающих лобовое сопротивление.

Местные сопротивления R_m возникают на участках вентиляционной сети, где происходит расширение–сжатие области течения, разделение, смешивание потоков, поворот течения и другие изменения. Экспериментально доказано [54, 101], что основная часть местных сопротивлений вентиляционных сетей рудников приходится на области сопряжений вентиляционного канала и ствола, а также ствола и горизонтов. Аналитические методы вычисления местных сопротивлений могут быть использованы только для простых и четко определенных геометрий. Общая формула для расчета R_m имеет вид:

$$R_m = \frac{X\rho}{2S^2}, \quad (1.7)$$

где X – коэффициент потерь напора на преодоление местных сопротивлений. Значения X для различных типов изменения потока рассчитаны и приведены в справочниках [75]. Для более сложных ситуаций, возникающих на практике, необходимо проводить исследования на аэродинамически подобных лабораторных моделях [72] или привлекать аппарат вычислительной гидрогазодинамики (CFD–моделирование) [32]. С использованием методов CFD авторами работ [51, 65, 69, 130] разработаны методики по определению местных сопротивлений и способы их уменьшения (изменение геометрии каналов, угла падения канала и т.д.) на участках рудничных вентиляционных сетей.

Лобовые сопротивления в стволах обусловлены армированием и наличием подъемных сосудов. Армирование ствола включает обычно металлические горизонтальные элементы (расстрелы) и вертикальные элементы (проводники) в виде балок или натянутых стальных канатов, обеспечивающие плавное движение подъемных сосудов. Натурные и лабораторные эксперименты показали, что расстрелы вносят наибольший вклад в полное аэродинамическое сопротивление (50–75%), в то время как проводники, наоборот, уменьшают его вследствие «сглаживания» воздушного потока [113, 159, 131]. Лобовое сопротивление является результатом срыва потока с поверхности расстрелов и значительных вихреобразований за ними. Механическая энергия, рассеиваемая при образовании этих вихрей, отражается в значительном увеличении сопротивления ствола [72, 147]. В работах [101] и [177] на основании экспериментальных данных из различных источников и лабораторных опытов выведены формулы для определения коэффициентов, учитывающих взаимовлияние вихрей от соседних расстрелов. Авторы делают вывод, что необходимо проводить дополнительные натурные и лабораторные исследования, а также численное моделирование для получения расчетных формул для коэффициентов для разных типов расстрелов.

В монографии [72] приводятся результаты широких экспериментальных лабораторных исследований сопротивления шахтных стволов на физических моделях основных типов стволов и их модификаций, а также натурных исследований в некоторых шахтных стволах. На основе полученных экспериментальных данных установлены значения коэффициентов аэродинамического сопротивления типовых шахтных стволов Донецкого угольного бассейна, разработан расчетный метод определения коэффициентов аэродинамического сопротивления стволов в зависимости от геометрических параметров элементов армирования, а также предложены способы уменьшения сопротивления стволов.

Подъемные сосуды также вносят существенный вклад в аэродинамическое сопротивление шахтных стволов. Расчет влияния подъемных сосудов на аэродинамическое сопротивление стволов был проведен в работе [178]. В своем исследовании автор использовал горизонтальный воздуховод круглого сечения, в который помещались сосуды различных конфигураций и размеров, и измерялась реакция воздушного потока на них. В результате была получена диаграмма зависимости коэффициента потерь напора от габаритов сосуда и коэффициента заполнения площади (процента свободной площади в поперечном сечении воздуховода, не занятой сосудом). В работе [148] расчет дополнен учетом движения сосудов. В статье [71] проведено CFD-исследование нестационарного воздухораспределения, возникающего в скиповом стволе

с канатным армированием при движении по нему двух подъемных сосудов. Для моделирования перемещения скипов использовался подход динамических сеток. В результате моделирования получено, что максимальные значения аэродинамических сил, действующих на скипы, наблюдаются в момент прохождения скипов мимо друг друга. Кратковременное увеличение аэродинамической силы, действующей на скип в этот момент, приводит к колебаниям скипа в горизонтальной плоскости. Исходя из рассчитанных аэродинамических нагрузок на скипы, построены аппроксимирующие зависимости для максимальных смещений скипа в зависимости от его массы и средней скорости воздуха в стволе.

При расчете аэродинамического сопротивления шахтных стволов необходимо иметь в виду следующие замечания. Во-первых, во время натурных исследований реальных стволов практически невозможно отделить различные виды сопротивления, и в результате возможно получение лишь суммарного аэродинамического сопротивления ствола (формула (1.2)). Во-вторых, при расчетах общего аэродинамического сопротивления ствола расчетное значение сопротивления по формуле (1.2) может быть меньше действительного на величину до 30% из-за взаимовлияния элементов армирования, сосудов и крепи [149].

Следует отметить также, что формула (1.2) применяется для расчета аэродинамического сопротивления сухих стволов. Наличие в вентиляционном стволе капельной влаги увеличивает его суммарное аэродинамическое сопротивление за счет энергетических затрат воздушного потока на поддержание капель во взвешенном состоянии и их перенос. В существующих литературных источниках, посвященных исследованию влияния капельной влаги на проветривание вентиляционных стволов, приводятся лишь качественные оценки для конкретных частных случаев [7, 100, 115, 137], либо приводятся упрощенные модели, не в полной мере описывающие взаимодействие капель и воздушного потока в стволе [82, 173].

1.1.2. Теплофизические параметры воздуха, поступающего в вентиляционный ствол

Температура воздуха, поступающего из рудника по вентиляционным выработкам в вентиляционный ствол, обычно равна температуре массива на данной глубине, что связано с длительным теплообменом воздуха с породным массивом вдоль тракта движения воздуха [13].

При оценке температуры воздуха в стволе следует учитывать его нагрев (охлаждение) вследствие гидростатического сжатия (разрежения). Изменение температуры воздуха вследствие его сжатия зависит от глубины ствола: чем глубже

ствол, тем выше воздушный столб, сжимающий вентиляционный поток, и, соответственно, больше приращение температуры. При движении воздушной струи вниз по стволу воздух поступает в области с возрастающим атмосферным давлением и вследствие этого сжимается и разогревается. И наоборот: при движении воздушной струи вверх воздух разрежается и охлаждается. Если пренебречь теплообменом между воздухом и крепью ствола, а также приращением влаги, то процесс движения воздушной струи по стволу можно рассматривать как адиабатический. В этом случае для вертикального адиабатического градиента температуры ($^{\circ}\text{C}/\text{м}$), справедливо равенство [16]

$$\frac{dT}{dz} = - \frac{g}{c_p}, \quad (1.8)$$

g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$;

c_p – удельная теплоемкость воздуха при изобарном процессе, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$.

Для сухого воздуха вертикальный температурный градиент вследствие сжатия воздуха в поле силы тяжести составляет около $0,01^{\circ}\text{C}/\text{м}$. Таким образом, при опускании воздуха по стволу его температура повысится на 1°C на каждые 100 метров. Аналогично, при подъеме воздуха по стволу его температура будет понижаться на ту же величину.

При движении воздушной струи по выработкам рудника происходит также увеличение его энтальпии за счет тепла, поступающего из массива горных пород, от окислительных процессов и различных местных источников тепла (взрывных работ, горных машин, твердеющих закладочных массивов, трубопроводов сжатого воздуха и др.), что создает предпосылку для увеличения его влагосодержания [15]. Изменение влагосодержания воздушной струи является существенным фактором в процессе теплообмена воздуха с горными породами, т. к. оно способствует более интенсивному выносу теплоты из рудника и, как следствие, более интенсивному охлаждению массива горных пород, поскольку при испарении влаги воздух охлаждается. Поэтому во влажных выработках поддерживается большая разница температур воздушной струи и массива, чем в сухих выработках. Для влажного воздуха уравнения состояния выглядят следующим образом [173]:

$$\rho_a = \frac{29P - 0,11\varphi[479 + (11,52 + 1,62T)^2]}{8,314(T + 273)}, \quad (1.9)$$

$$\varphi = \frac{Pm}{611 \exp\left(\frac{17,5T}{T + 241,5}\right) (0,622 + m_0)}, \quad (1.10)$$

$$P = P_0 + \rho_a g z, \quad (1.11)$$

где ρ_a – плотность воздуха, кг/м³;

φ – относительная влажность воздуха, %;

P – давление воздуха на глубине z , Па;

m_0 – начальное влагосодержание воздуха, кг/кг;

m – текущее влагосодержание воздуха, кг/кг;

T – температура воздуха, °С.

Согласно [15], при движении воздушной струи от воздухоподающего ствола до очистных выработок, как правило, происходит незначительное изменение относительной влажности воздуха. Однако при движении воздуха от очистных выработок до вентиляционного ствола относительная влажность воздуха существенно возрастает и достигает значений более 90% вплоть до полного насыщения.

Если воздух полностью насыщен влагой при его достижении сопряжения с вентиляционным стволом, то при подъеме по стволу, вследствие уменьшения гидростатического давления и снижения температуры воздушной струи, влага, содержащаяся в воздухе, будет конденсироваться в виде тумана или капель воды, что будет создавать дополнительное аэродинамическое сопротивление в стволе.

Помимо влаги, сконденсировавшейся из воздуха, источником воды являются водопритоки в ствол, величина которых зависит от гидрогеологических условий месторождения в районе ствола, а также от герметичности его крепи. В течение времени эксплуатации рудника величина водопритоков в стволы может изменяться. На рис. 1.1. представлена диаграмма водопритоков в вентиляционных стволах ВС–5, ВС–6, ВС–7 рудника Таймырский ПАО «ГМК «Норильский никель» за период 1996 – 2019 гг. Следует отметить, что несмотря на то, что стволы расположены на одной площадке, интервалы основных водопритоков в них существенно отличаются, что говорит о необходимости учета в моделях тепломассопереноса индивидуальных особенностей стволов в отношении величины водопритоков и расположения их источника.

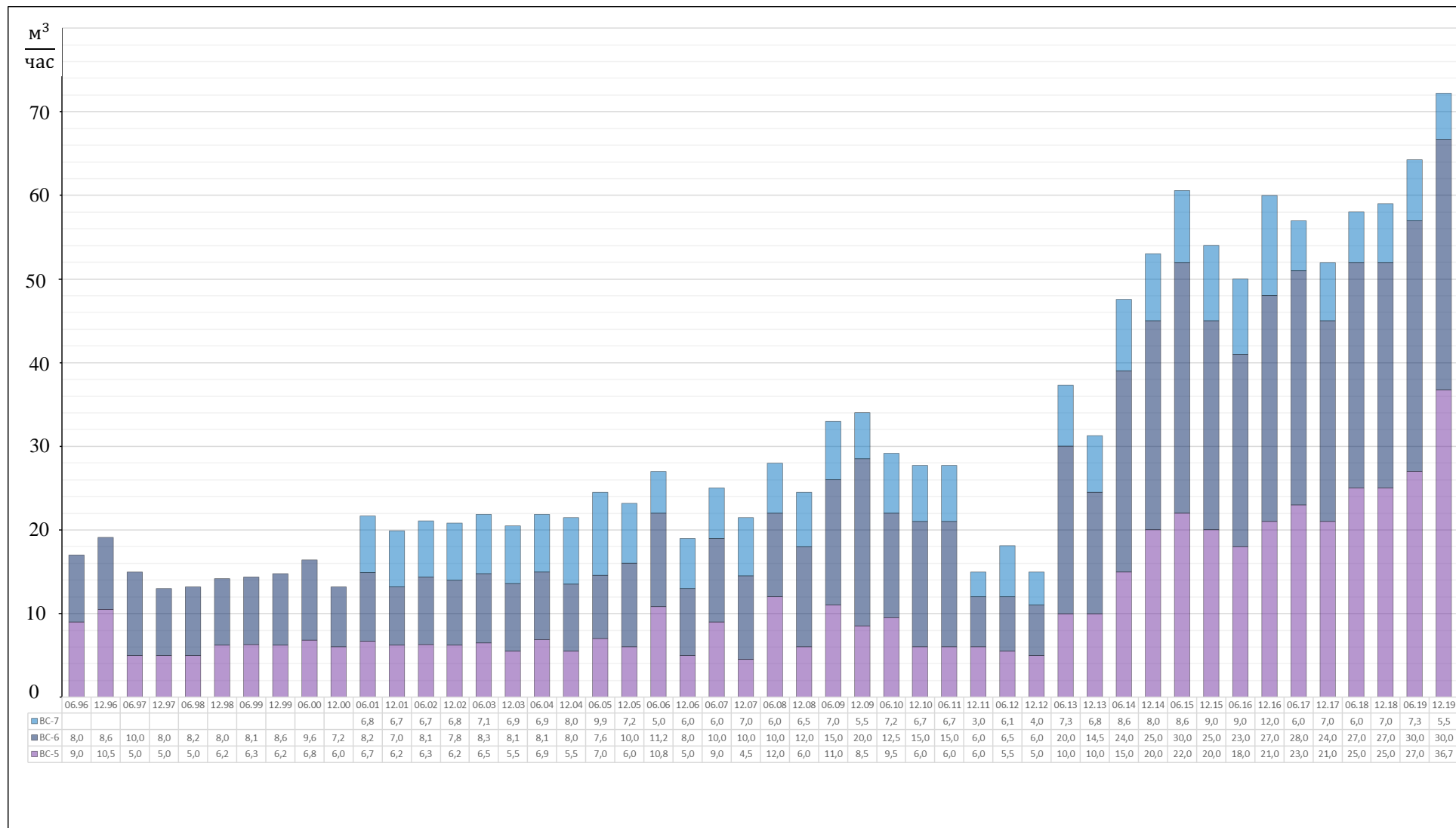


Рисунок 1.1 — Величина водопритоков в стволы ВС-5, ВС-6, ВС-7

1.1.3. Теплообмен между крепью ствола, окружающим породным массивом и проходящим по стволу воздушным потоком

Процессы теплообмена в подземных горных выработках с учетом различных факторов описаны достаточно детально в литературных источниках [26, 30, 39, 44, 45, 79, 85, 86, 88, 128, 174]. Однако в существующей научной литературе процессы теплообмена между массивом горных пород и рудничной атмосферой исследовались в основном в стационарной и квазистационарной постановке, не позволяющей применять разработанные модели для изучения процессов тепломассопереноса, имеющих принципиально нестационарный характер.

Для корректного описания процесса теплообмена между окружающим ствол породным массивом, крепью и проходящим по стволу воздухом необходим учет сопряженности полей температуры породного массива и воздушного потока в каждый момент времени по всей длине ствола. Известно, что определяющим признаком сопряженности в краевых задачах является наличие граничных условий IV рода, т.е. равенство температуры и тепловых потоков на границе двух сред [9, 39, 79, 80]. В горной теплофизике первые разработанные модели были не в полной мере сопряженными, т.е. они включали в себя только уравнение баланса тепла в выработке, а согласование температуры на границе породного массива и воздушного потока производилось с помощью так называемого коэффициента нестационарного теплообмена k_τ , рассчитываемого с применением различных упрощений [10, 17, 26, 30, 46, 44, 85, 86].

Введенный в горную теплофизику О.А. Кремневым коэффициент нестационарного теплообмена k_τ характеризует изменение теплового взаимодействия породного массива и рудничного воздуха с течением времени:

$$k_\tau(t) = \alpha \left(\frac{T_{ст}(t) - T_a}{T_m - T_a} \right), \quad (1.12)$$

где α – коэффициент теплоотдачи между стенкой и воздушным потоком, Вт/(м²·°С);

$T_{ст}(t)$ – температура стенки выработки, °С;

T_a – средняя по сечению выработки температура воздушного потока, °С;

T_m – температура нетронутого породного массива, °С.

Коэффициент нестационарного теплообмена устанавливает связь между изменяющимся со временем удельным тепловым потоком $q(t)$ между породным массивом и воздушным потоком с перепадом температуры нетронутого породного массива и воздушного потока:

$$q(t) = k_\tau(T_m - T_a). \quad (1.13)$$

В течение XX века разработано много расчетных моделей и проведено большое количество исследований с использованием коэффициента нестационарного теплообмена. Разработанные способы определения k_{τ} разделяются на две группы [13]:

1. Аналитические, полученные на основе точных, приближенных или численных решений упрощенных задач теплопереноса в породных массивах. Эти задачи решались в основном с помощью интегральных преобразований, а сами решения имеют вид сложных функциональных зависимостей или бесконечных рядов. Усовершенствования моделей приводили к еще более сложным и громоздким выражениям для коэффициента нестационарного теплообмена.

2. Эмпирико–статистические, полученные путем вычисления поправочных коэффициентов к k_{τ} из первой группы с последующим установлением корреляционных связей для k_{τ} (на основании статистической обработки измерений, выполненных в шахтных условиях). В этом случае полученные зависимости имеют весьма ограниченное применение вследствие привязанности к условиям конкретных рудников.

Коэффициент нестационарного теплообмена широко применяется при решении различных задач рудничной вентиляции, при этом его использование дает приемлемые результаты при моделировании теплообменных процессов в определенных условиях. Однако применение коэффициента нестационарного теплообмена имеет следующие недостатки.

— Существенные упрощения при постановке и решении задач теплообмена. Например, использование условия постоянства температуры воздушного потока и коэффициента теплоотдачи вдоль выработки.

— Ограниченная применимость на различных временных интервалах: приемлемая точность обеспечивается при расчёте теплообменных процессов продолжительностью более суток. Для описания быстрых процессов длительностью менее суток данная модель не применима вследствие появления больших погрешностей при расчёте [15].

— Сильная зависимость от особенностей конкретных рудников.

Использование граничного условия III рода [40] в математических моделях теплопереноса в системе «воздух – породный массив» позволяет представить тепловой поток из породного массива (или в породный массив) к воздушному потоку в качестве источника теплоты в уравнении теплового баланса для воздушного потока. Передача теплоты от поверхности ствола к воздушному потоку (или наоборот) осуществляется согласно эмпирическому закону Ньютона–Рихмана:

$$q_{\Gamma} = \alpha(T_m - T_a), \quad (1.14)$$

где q_{Γ} – плотность теплового потока через пограничный слой, Вт/м²;

α – коэффициент теплоотдачи между стенкой выработки и воздухом, Вт/(м²·°С);

T_m – температура массива, °С;

T_a – средняя по сечению выработки температура воздуха, °С.

Если k_t характеризует процесс теплообмена между воздушным потоком и породным массивом с учетом динамики распределения теплоты в массиве, то коэффициент теплоотдачи α характеризует этот же процесс только в пределах пограничного слоя.

Теоретические и экспериментальные исследования доказали, что изменение температуры горных пород с глубиной z от нейтрального слоя z_0 до максимальных глубин разработки существующих месторождений с достаточной для инженерных расчетов точностью описывается линейной зависимостью:

$$T_m(z) = T_{m0} + \psi(z - z_0), \quad (1.15)$$

где T_{m0} – температура на глубине z_0 нейтрального слоя, °С;

ψ – геотермический градиент, °С/м.

Глубина нейтрального слоя z_0 соответствует глубине, на которой затухают годовые сезонные колебания температуры в грунте, поэтому температура T_{m0} принимается равной среднегодовой температуре атмосферного воздуха региона. Параметры z_0 , T_{m0} , ψ имеют различные значения в различных географических регионах и определяются экспериментальными способами [6, 25].

Коэффициенты теплоотдачи определяются экспериментально в некотором диапазоне исследуемых параметров, а далее на основе теории подобия результаты проведенных экспериментов распространяются на большее количество случаев по формулам для числа Нуссельта. Авторы работы [85] на основании обширных исследований в моделях сухих выработок разных форм и степени шероховатости стенок в условиях вынужденного конвективного турбулентного течения вывели формулу для числа Нуссельта:

$$Nu = 0,0195 \varepsilon Re^{0,8}, \quad (1.16)$$

где ε – коэффициент шероховатости, значения которого для разных типов выработок приведены в таблицах [48, 85, 86], при этом его величина варьируется от 1 до 3,1;

Re – число Рейнольдса, рассчитываемое по формуле:

$$Re = \frac{V d}{\nu}, \quad (1.17)$$

где V – средняя скорость воздушного потока в выработке, м/с;

d – эквивалентный диаметр выработки, м;

ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

В работах иностранных исследователей [112, 114, 152, 155] в результате теоретических и экспериментальных (как шахтных, так и лабораторных) исследований была получена более сложная формула:

$$\text{Nu} = \frac{0,35 \varepsilon \text{Re}}{\left(1 + \frac{1,592}{\text{Re}^{0,125}} (15,217 \varepsilon \text{Re}^{0,2} - 1)\right)}. \quad (1.18)$$

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d}, \quad (1.19)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°С).

При подстановке (1.16) и (1.17) в (1.19) коэффициент теплоотдачи можно выразить в следующем виде:

$$\alpha = \varepsilon \kappa \frac{V^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (1.20)$$

где значение коэффициента $\kappa = \frac{0,0195 \lambda}{\nu^{0,8}}$ для температуры воздушного потока от +10 до +26 °С варьируется от 3,6 до 3,7. Таким образом, в сухих выработках произведение коэффициентов $\varepsilon \cdot \kappa$ варьируется от 3,6 до 11,5.

В выработках с влажными стенками отвод теплоты с поверхности стенок воздушным потоком может быть существенно интенсифицирован вследствие процесса испарения влаги, и в этом случае эффективное значение коэффициента теплоотдачи может быть заметно больше, чем в аналогичной сухой выработке [13, 15]. В работе [87] для учета влияния испарения влаги со стенок выработки вводится приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha + \beta \left(\frac{P_{\text{ст}} - P_{\text{в}}}{T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}} \right) r, \quad (1.21)$$

где $P_{\text{ст}}$ и $P_{\text{в}}$ – парциальные давления водяных паров около стенки выработки и в воздушном потоке соответственно, Па;

$T_{\text{ст}}$ и $T_{\text{в}}$ – температуры стенки выработки и воздушного потока соответственно, °С;

β – коэффициент массоотдачи, кг/(м²·Па);

r – скрытая теплота парообразования воды, Дж/кг.

Существующие расчетные формулы для определения β являются лишь приближенными и не дают точной количественной оценки при расчете теплоотдачи в подземных выработках с влажными стенками [28, 13].

В статье [40] приведены результаты теоретического исследования теплообменных процессов в вентиляционном стволе в условиях малой скорости исходящего воздушного потока. В этом случае становится существенным влияние

свободной конвекции на основное течение исходящей воздушной струи, и изменяется интенсивность теплоотдачи. Получены средние коэффициенты теплоотдачи на границе между крепью ствола и воздушным потоком в зависимости от перепада температур воздушного потока и крепи ствола, а также от средней скорости воздушного потока в стволе. Определены пороговые скорости воздушного потока в зависимости от перепадов температур крепи и воздуха. Показано, что при скоростях воздушного потока в стволе ниже пороговой, зависящей от температурного перепада между крепью ствола и воздушным потоком, в инженерных расчетах следует учитывать влияние термогравитационных сил на теплоотдачу.

В работе [70] проведено теоретическое исследование закономерностей тепломассопереноса в строящемся методом искусственного замораживания шахтном стволе в условиях, когда температура крепи ствола ниже температуры вентиляционного воздуха, и показано, что свободная конвекция может оказывать существенное влияние на тепломассоперенос в стволе. Обнаружено, что в стволе образуются конвективные ячейки, что приводит к увеличению скорости воздушного потока в стволе, вследствие чего коэффициент теплоотдачи на границе между крепью ствола и воздушным потоком оказывается существенно больше по сравнению с расчетом без учета свободной конвекции.

В вентиляционных стволах, эксплуатируемых длительное время, процессы теплообмена происходят менее интенсивно вследствие формирования в приконтурном массиве горных пород тепловыравнивающего слоя [13]. Иная ситуация имеет место во время реверсирования главной вентиляторной установки, в течение которого воздушная струя меняет свое направление и через вентиляционный ствол в рудник начинает поступать воздух с дневной поверхности. В этом случае интенсифицируется процесс теплообмена между воздушным потоком, идущим по стволу, крепью ствола и приконтурным породным массивом вследствие того, что температура воздуха будет значительно отличаться от температуры поверхности ствола [134]. Ряд исследований посвящен вопросу теплоотдачи в вентиляционных стволах при реверсировании воздушной струи [38, 67, 156]. В работе [67] приведены оценки теплоотдачи от металла армирования и от крепи вентиляционного ствола во время реверсирования и установлено, что на температуру воздушного потока в стволе теплоотдача от крепи оказывает существенно большее влияние по сравнению с теплоотдачей от армирования ствола. В этой же статье рассчитана временная динамика температуры воздушного потока в стволе на различных глубинах на основе применения приближенной формулы для коэффициента нестационарного теплообмена. Однако в данной статье отсутствует

валидация представленной математической модели на основе экспериментальных измерений теплофизических параметров воздушного потока во время реверса.

В работе [156] приведены результаты расчета модели сопряженного теплообмена между поступающим в ствол воздушным потоком, имеющим отрицательную температуру, и крепью вентиляционного ствола во время проведения планового реверсирования ГВУ в руднике. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными выявило существенное расхождение между ними, что указывает на неучтенные при моделировании источники теплоты и механизмы дополнительного нагрева воздушной струи. Например, в предложенной модели не учтено наличие участков ствола с чугунной тубинговой крепью, температуропроводность которой значительно больше, чем у бетонной крепи. Также в статье не учтено влияние процессов влагообмена на процесс теплоотдачи в стволе.

В статье [38] описаны результаты моделирования нестационарного теплообмена в вентиляционном стволе во время планового реверса, при этом в модели подобран эффективный коэффициент теплоотдачи на границе «воздух–крепь» на основании сравнения модельных данных и натурных измерений временной динамики температуры воздушного потока в вентиляционном канале ГВУ и на сопряжении ствола с вентиляционным горизонтом. Эффективный коэффициент теплоотдачи оказался в 4,8 раз больше рассчитанного по формуле для сухих выработок [85]. Следует учесть, что в предложенной модели использовано приближение постоянного влагосодержания воздушного потока по всей длине ствола, а также не в полной мере учтено наличие участков ствола с чугунной тубинговой крепью, что может существенно влиять на процессы тепломассообмена в вентиляционном стволе во время реверса воздушной струи. Необходимо отметить, что для более корректной валидации модели нестационарного теплообмена необходимо проводить измерения временной динамики не только температуры воздушного потока, но и поверхности крепи с целью уточнения эффективного коэффициента температуропроводности системы «крепь–массив» и разделения различных физических процессов – теплоотдачи на границе ствола, теплообмена в крепи и массиве горных пород, фазовых переходов влаги.

Таким образом, требуется разработка теоретико–экспериментального метода определения эффективных коэффициентов теплоотдачи и температуропроводности системы «воздушный поток – влажная крепь вентиляционного ствола – породный массив» с целью корректной параметризации модели нестационарного тепломассопереноса в вентиляционном стволе.

1.2. Теоретический анализ тепломассопереноса в вентиляционных стволах

Процессы тепломассопереноса в подземных горных выработках вообще и в вентиляционных стволах в частности – это сложное явление переноса тепла и вещества (газовоздушной смеси, влаги, пыли) в пространстве, аналитическое описание и математическое моделирование которого является весьма сложной задачей, поскольку оно сопряжено с учетом большого количества взаимосвязанных факторов, зачастую не поддающихся прямому измерению, но влияющих на процесс тепломассопереноса.

Существующие подходы к моделированию процессов тепломассопереноса можно условно разделить на три категории: критериальный, дифференциально–интегральный и численный [43]. У каждого подхода есть свои преимущества и недостатки.

Критериальный подход представляет собой решение критериальных уравнений с использованием теории подобия [60] на основе ограниченного количества экспериментальных данных. Применяя теорию подобия, инженеры определяют зависимость искомой величины не от всех влияющих параметров задачи, а только от некоторых критериев подобия. Критериальный подход достаточно прост в использовании, вследствие чего на его основе возможно быстрое получение результатов. Однако критериальные уравнения применимы только в пределах значений критериев подобия, которые были во время проведения экспериментов. Следовательно, при использовании критериального подхода возникает сложность экстраполяции полученных ранее результатов на более широкий диапазон задач. Еще одним недостатком критериального подхода является то, что для расчета критериальных уравнений приходится учитывать несколько критериев подобия, которые могут существенно различаться в зависимости от параметров и режимов течения.

Дифференциально–интегральный подход – это решение системы дифференциальных уравнений тепломассопереноса с соответствующими краевыми условиями методами математического анализа. Система уравнений переноса тепла и влаги в горных выработках в общем виде записывается следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho\vec{g}, \quad (1.22)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}) = 0, \quad (1.23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T = \chi\Delta T + \frac{q}{c \cdot \rho}, \quad (1.24)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla w = D\Delta w + W. \quad (1.25)$$

Здесь (1.22) – уравнения Навье–Стокса; (1.23) – уравнение неразрывности, (1.24) – уравнение теплопереноса; (1.25) – уравнение влагопереноса. Используются следующие обозначения:

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

t – время, с;

\vec{v} – скорость воздушного потока, м/с;

∇ – векторный дифференциальный оператор, м⁻¹;

p – поле давления, Па;

\vec{g} – ускорение свободного падения, м/с²;

T – поле температуры, °С;

χ – коэффициент температуропроводности, м²/с;

Δ – оператор Лапласа, м⁻²;

q – функция распределения плотности теплового потока, Вт/м³;

c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С);

w – влагосодержание воздуха, кг/кг;

W – функция источника влаги, с⁻¹;

D – коэффициент турбулентной диффузии влаги, м²/с;

$\vec{\tau}$ – тензор вязких напряжений, для воздуха определяемый уравнением:

$$\vec{\tau} = \mu(\nabla\vec{v} + (\nabla\vec{v})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla\vec{v})\vec{I}, \quad (1.26)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости воздуха, Па·с;

\vec{I} – единичный тензор.

Получение аналитических решений уравнений (1.22) – (1.25) с соответствующими начальными и граничными условиями при использовании дифференциально–интегрального подхода возможно только для простейших случаев, при этом зачастую исследователям приходится делать ряд упрощений, которые приводят к тому, что модельные условия могут отличаться от реальных условий протекания процессов [50].

Численный подход основан на методах вычислительной гидрогазодинамики, или CFD–методах, при решении системы уравнений (1.22) – (1.25). Этот подход является продолжением дифференциального–интегрального подхода, но вследствие его универсальности при решении задач теплопереноса этот подход можно выделить в отдельную категорию.

Сегодня существует несколько различных методов численного решения задач конвективного теплопереноса: метод конечных разностей, метод конечных

элементов, метод конечных объемов, вихревые методы и др. Разработано множество программных пакетов, с помощью которых возможно решение задач тепломассопереноса численными методами: Ansys Fluent, Ansys CFX, Comsol Multiphysics, Flowvision, OpenFOAM, Star-CCM+, XFlow и др. Главным преимуществом CFD-методов является возможность их применения, когда всесторонний анализ исследуемых процессов с использованием физических и натуральных экспериментов невозможен вследствие высокой стоимости оборудования, большого количества времени и необходимости попадания в труднодоступные, а зачастую запрещенные к посещению участки рудников. Поскольку вычислительные затраты на CFD-моделирование снижаются в результате увеличения мощностей компьютеров, а стоимость физических экспериментов, как правило, увеличивается, объем физических экспериментов может быть существенно сокращен при использовании CFD-методов [32].

Следует отметить, что в существующей научной литературе мало исследований посвящено CFD-моделированию процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах, поэтому разработка адекватно параметризованной трехмерной численной модели нестационарных аэротермодинамических процессов в стволах с учетом вертикального температурного градиента, теплообмена с крепью ствола, наличия конденсации влаги и водопритоков является актуальной задачей.

1.3. Исследования эффекта водяной пробки (бланкет-эффекта) в вентиляционных стволах

Эффект водяной пробки, или бланкет-эффект, является следствием накопления в вентиляционном стволе капель воды во взвешенном состоянии из-за конденсации избыточной влаги из исходящего воздуха или водопритоков через негерметичную крепь ствола. На практике бланкет-эффект выражается в появлении густого тумана и капельной влаги в воздушном пространстве вентиляционного ствола, создающих дополнительное аэродинамическое сопротивление, вследствие чего происходит снижение расхода воздуха, идущего по стволу, увеличение депрессии главной вентиляторной установки вплоть до возникновения вибрации или ее аварийного отключения.

Первая работа [137], в которой упоминается бланкет-эффект, была опубликована в 1956 г. В работе описаны результаты экспериментальных наблюдений за 12 вентиляционными стволами, в которых с течением времени возрастала депрессия вентиляторов, уменьшался расход воздушного потока вследствие увеличения аэродинамического сопротивления ствола из-за образования капельной влаги. В статье

описан следующий механизм появления бланкет–эффекта. Исходящий из рабочих зон шахтный воздух может быть полностью насыщен влагой к моменту достижения сопряжения с вентиляционным стволом. По мере того, как воздух поднимается по стволу, гидростатическое давление в стволе уменьшается, вследствие чего снижается температура воздушной струи. Снижение температуры приводит к тому, что влага, содержащаяся в воздухе, конденсируется в виде мелких капель воды, или тумана, и при дальнейшем движении воздушной струи на этих каплях конденсируется все больше воды, в результате чего капли увеличиваются в размерах. Капли разного размера имеют различные предельные скорости вследствие различного сопротивления воздуха. И если скорость воздушного потока меньше предельной скорости капли, то она будет лететь вниз, а если скорость воздушного потока больше предельной скорости капли, то она будет выноситься на поверхность шахты. Если скорость воздуха сопоставима с предельной скоростью капли, то она будет находиться во взвешенном состоянии до тех пор, пока не столкнется с другой каплей, увеличившись в размерах, или не столкнется со стенкой ствола. В последнем случае капля может либо разбиться на более мелкие капли, либо образовать часть водяной пленки на поверхности крепи. В работе [137] также описана серия лабораторных экспериментов на физической модели ствола диаметром 0,38 м и длиной 15,5 м, в ходе которой по стволу подавалось различное количество воздуха со скоростью от 0 до 18 м/с за счет регулировки вентилятора и впрыскивалось 1,26 кг/с воды в верхней или в нижней части ствола. В результате экспериментов сделаны следующие выводы. Явление бланкет–эффекта проявляется в большей степени в случае, когда помимо процесса конденсации влаги из воздуха в ствол поступает вода с водоносных горизонтов. При этом вода, поступающая в ствол в верхней его части, увеличивает аэродинамическое сопротивление, если скорость воздушной струи меньше предельной скорости, составляющей в лабораторном эксперименте примерно 10,2 м/с, и не влияет на сопротивление при скоростях, больших предельной. В случае, когда вода поступает в ствол в его нижней части, аэродинамическое сопротивление увеличивается, когда скорость воздушной струи больше предельной, и не изменяется, когда скорость воздуха меньше предельной. Вода, попадающая в ствол в промежуточной точке, всегда отрицательно влияет на аэродинамическое сопротивление, но влияние не будет столь заметным, как в предельных случаях. Автор [137] рекомендовал избегать скоростей воздуха в вентиляционном стволе в интервале от 7,0 до 12,0 м/с, однако теоретического описания явления и обоснования опасности указанного диапазона скоростей автор не привел.

По данным работы [100], эффект водяной пробки впервые обнаружен в 1950-х гг. в вентиляционном стволе одной из шахт в Южно-Африканской Республике, вентиляция которой осуществлялась всасывающим способом главной вентиляторной установкой, состоящей из двух работающих в параллели вентиляторов. В вентиляционный ствол вследствие наличия трещин в крепи попадали грунтовые воды с водоносных горизонтов вблизи поверхности. В стволе имелась система откачивания воды на поверхность, состоящая из насоса и трубопровода. Когда насос выходил из строя, в стволе появлялся густой туман, и депрессия вентиляторов существенно возрастала. Проблема решалась отключением одного из вентиляторов, вследствие чего скорость воздушного потока в стволе падала примерно до 7,0 м/с, туман в стволе рассеивался, и аэродинамическое сопротивление ствола уменьшалось. Один вентилятор продолжал работать до момента устранения неисправности в системе откачивания воды, после чего включался второй вентилятор.

В работе [115] описан случай, когда всасывающий вентилятор, установленный в вентиляционном восстающем, в условиях высокой влажности воздуха переходил в режим неустойчивой работы, который приводил к повреждениям конструкции вентилятора и разрушению лопаток. Рабочая точка вентилятора лежала в зоне со скоростью движения воздуха 8,3 м/с. Решением проблемы стало изменение угла поворота лопаток, чтобы рабочая точка вентилятора сместилась в зону со скоростью движения воздушной струи 10,4 м/с.

В статье [7] описаны несколько случаев неустойчивой работы вентиляторов при наличии воды в вентиляционных стволах с диаметром от 1,6 до 2,1 м, пройденных бурением. Скорость воздушной струи, при которой наблюдалась неустойчивая работа вентиляторов, варьировалась от 9,15 м/с до 14,45 м/с. Во всех описанных случаях с определенной периодичностью (во всех случаях периодичность разная – в зависимости от величины водопритоков и скорости воздушной струи) повышалась депрессия вентиляторов, затем резко падал расход и депрессия, при этом в стволах происходило падение воды. После этого аэродинамическое сопротивление снижалось и восстанавливался нормальный режим проветривания. Возможными решениями проблемы неустойчивой работы вентиляторов в статье предложены следующие варианты: перенаправление части исходящей струи по другому стволу, установка водоулавливающих перегородок в вентиляционном канале ствола и откачивание воды на поверхность или в зумпф.

В работе [122] оценка критических скоростей, приводящих к появлению бланкет-эффекта, составила 7,5 – 12,5 м/с. Автор статьи утверждает, что источником воды в

вентиляционном стволе является конденсация влаги из воздуха вследствие падения температуры воздуха по мере его движения вверх по стволу. Автор [141] указал критическую скорость появления бланкет–эффекта 8,0 м/с с оговоркой, что это неточное значение, поскольку на его величину влияют различные факторы. Вследствие различной плотности воздуха на разных высотных отметках ствола скорость в верхней части ствола может составлять 10,0 м/с, а в нижней части 8,0 м/с, поэтому с учетом запаса следует проектировать скорость воздуха в вентиляционных стволах так, чтобы она не лежала в диапазоне 7,0 – 12,0 м/с. В дальнейшем многие авторы ссылались в своих монографиях (например, [100,147]) на рекомендуемый в [137] диапазон скоростей воздуха в вентиляционных стволах.

В статье [180] представлены результаты CFD–моделирования накопления влаги в вентиляционном стволе. Моделирование проведено в рамках расследования причин выхода из строя поверхностной главной вентиляторной установки в одной из шахт ЮАР. В модели подтвердилось, что при скорости воздушной струи 10,1 м/с происходило постепенное накопление влаги в стволе, а при скоростях выше 12,5 м/с вся влага выносилась из ствола.

Первой работой с теоретическим описанием бланкет–эффекта была статья [173]. В ней представлена одномерная математическая модель движения водяных капель в вентиляционном стволе, и получена оценка перепада давления в зависимости от скорости воздуха и величины водопритоков в ствол, при этом максимальный вклад в избыточное давление достигался при скорости движения воздуха 9,22 м/с. В данной работе приняты несколько модельных упрощений. Во–первых, все капли имеют одинаковый максимальный диаметр, при котором возможна устойчивость капли. В действительности капельная влага в стволе распределена по размерам капель от мелких до крупных, что необходимо учитывать при моделировании. Во–вторых, в [173] рассматривается частный случай расположения источника водопритоков в устье ствола, хотя в действительности источник может быть расположен на любом участке ствола. В–третьих, при расчете избыточного давления, вызванного наличием капельной влаги в стволе, учитывались только летящие вниз капли, в то время как капли, летящие вверх, также вносят вклад в избыточное давление в стволе и влияют на работу ГВУ.

Работа [82] является продолжением [173]. В предложенной модели рассчитана дополнительная депрессия, возникающая вследствие наличия водопритоков в ствол с учетом глубины их источника. При этом в модели учтено разнонаправленное движение капель в зависимости от их размера в предположении равномерного распределения капель по массам, однако полученное значение скорости воздушного потока в стволе

около 3 м/с, при которой достигается максимальная избыточная депрессия водяной пробки, оказалось существенно меньше наблюдаемого диапазона 7,0 – 12,5 м/с.

Таким образом, существующие подходы к теоретическому описанию эффекта водяной пробки [82, 173] не полны и требуют улучшения. С учетом существующих представлений о распределениях водяных капель по размерам необходимо исследовать два возможных механизма накопления капельной влаги в воздушном пространстве вентиляционного ствола: за счет конденсации и за счет водопритоков в ствол.

1.4. Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является разработка и обоснование способов управления капельной влагой, исключающих ее накопление в вентиляционных стволах рудников.

Для достижения цели исследования необходимо решить следующие задачи.

1. Разработать математическую модель аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах рудников с учетом вертикального температурного градиента, теплообмена с крепью ствола, фазовых переходов воды, водопритоков из закрепного пространства и дисперсного состава капельной влаги.
2. Провести экспериментальные исследования изменения аэротермодинамических параметров воздуха в вентиляционных стволах рудников в условиях нормального и реверсивного режимов проветривания и проанализировать закономерности протекания аэротермодинамических процессов в стволах и прилегающих к ним горных выработках.
3. Разработать метод настройки теплофизических параметров модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе по данным экспериментальных измерений в условиях перехода на реверсивный режим проветривания.
4. Исследовать условия и закономерности возникновения и накопления капельной влаги в вентиляционных стволах рудников, степень ее влияния на увеличение аэродинамического сопротивления вентиляционной сети и рабочую точку главной вентиляторной установки.
5. Разработать способы управления капельной влагой, позволяющие исключить ее накопление в вентиляционных стволах рудников.

2. РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ВОЗДУШНОМ ПРОСТРАНСТВЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО СТВОЛА

Экспериментальные исследования явлений неустойчивого проветривания вентиляционных стволов сопряжены с рядом трудностей, главная из которых – невозможность воссоздания условий начала и развития неустойчивости в момент измерений, как в лабораторных, так и в натуральных экспериментах. Наиболее доступным способом изучения этой проблемы является математическое моделирование и вычислительный эксперимент. В связи с существенными достижениями в области вычислительных технологий все большее применение получают CFD–методы (computational fluid dynamics), или методы вычислительной гидрогазодинамики, применительно к задачам тепломассопереноса. Вычислительная гидрогазодинамика, являясь одним из направлений механики сплошных сред, включает в себя совокупность математических, физических и численных методов, используемых для расчета характеристик потоков жидкостей и газов на основе численного решения систем дифференциальных уравнений, описывающих физику потоков жидкостей и газов, их взаимодействие с твердыми телами [99]. При этом вычислительная гидрогазодинамика позволяет исследователю делать прогноз, что произойдет с потоком жидкости или газа при том или ином наборе начальных и граничных условий, геометрии расчетной области, физических параметров жидкости или газа.

Таким образом, методы вычислительной гидрогазодинамики являются адекватным инструментом для исследования особенностей нестационарных аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах с учетом вертикального температурного градиента, теплообмена с крепью, наличия конденсации влаги и водопритоков, для чего необходимо разработать адекватно параметризованную трехмерную CFD–модель процессов нестационарного тепломассопереноса в вентиляционных стволах.

2.1. Математическая постановка задачи нестационарного тепломассопереноса в вентиляционном стволе

Описание движения воздушных потоков основано на решении основных уравнений гидрогазодинамики, которые выражают фундаментальные физические принципы динамики жидкости и газа: законы сохранения массы, импульса и энергии, а также уравнение влагопереноса в случае наличия в воздухе влаги.

Закон сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0, \quad (2.1)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

t – время, с;

\vec{v} – поле скорости, м/с;

∇ – векторный дифференциальный оператор, м⁻¹.

Закон сохранения импульса (уравнение Навье–Стокса):

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g}, \quad (2.2)$$

где \vec{g} – ускорение свободного падения, м/с²;

p – поле давления, Па;

$\vec{\tau}$ – тензор вязких напряжений, для воздуха определяемый уравнением:

$$\vec{\tau} = \mu(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \vec{v})\vec{I}, \quad (2.3)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости воздуха, Па·с;

\vec{I} – единичный тензор.

Закон сохранения энергии (первый закон термодинамики):

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \vec{v}) = \rho \dot{q} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (p \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{v}, \quad (2.4)$$

где \dot{q} – удельная мощность внутренних источников тепла, Вт/кг;

T – температура, К;

e – внутренняя энергия единицы массы, Дж/кг;

λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К).

Движение воздушных и газовых потоков в вентиляционных стволах протекает в турбулентном режиме. При таком движении поля скорости, давления, температуры и других физических величин имеют сложную вихревую нерегулярную структуру, в связи с чем моделирование турбулентных течений является нетривиальной задачей.

2.1.1. Моделирование турбулентных течений

Существующие методы численного моделирования турбулентных течений отличаются степенью детальности разрешения турбулентных пульсаций и их энергетического спектра. Как правило, выделяют четыре основных метода: прямое численное моделирование системы уравнений Навье–Стокса (direct numerical simulation, или DNS), метод крупных вихрей (large eddy simulation, или LES), метод отсоединенных вихрей (detached eddy simulation, или DES) и метод, основанный на осреднении по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (Reynolds averaged Navier–Stokes, или RANS) [73].

При использовании метода DNS реализуется численное разрешение всех пространственных и временных масштабов, от самых крупных до самых малых. Расчеты с помощью метода DNS требуют больших вычислительных мощностей и занимают значительное количество времени. Таким образом, использование метода DNS для течений, имеющих практическое значение в области рудничной вентиляции, неэффективно в связи с ограниченными возможностями современных вычислительных устройств, а также из-за избыточности информации, которую дает DNS, для инженерной практики.

Идея метода LES заключается в явном расчете вихрей больших масштабов турбулентности, а влияние мелких вихрей на общее течение моделируется тем или иным способом [14, 73, 121, 158]. Это также вычислительно дорогой метод, который не во всех случаях приводит к улучшению результатов моделирования для полностью развитого турбулентного потока по сравнению с моделями RANS [176].

Метод DES является комбинацией моделей LES и RANS. Суть метода DES состоит в применении моделей RANS только в тех областях течения, где локальный размер вычислительной сетки d слишком большой для разрешения турбулентных вихрей с линейными масштабами порядка характерного локального масштаба турбулентности, и в использовании метода LES в остальной области течений [14].

Метод RANS основан на решении уравнений Рейнольдса, полученных в результате осреднения по Рейнольдсу системы уравнений Навье–Стокса. Уравнения Рейнольдса являются системой уравнений переноса для средних значений параметров турбулентного потока, подверженных случайным пульсациям. Осреднением по Рейнольдсу является следующая процедура:

$$\vec{F}(t) = \frac{1}{T} \int_{t-T/2}^{t+T/2} \vec{f}(\tau) d\tau, \quad (2.5)$$

где T – период осреднения, с. Период осреднения должен быть в достаточной мере большим по сравнению с периодом турбулентных пульсаций, чтобы среднее значение

случайных пульсаций за период осреднения было равно нулю, но при этом достаточно малым, чтобы не сглаживались глобальные изменения средних величин во времени.

Осредненная по Рейнольдсу система уравнений сохранения массы, импульса и энергии имеет следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}), \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right], \quad (2.8)$$

где u_i – вектор осредненной по Рейнольдсу скорости воздуха, м/с;

$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j}$ – тензор турбулентных напряжений Рейнольдса, Па;

$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i u_i}{2}$ – удельная полная энергия воздуха, Дж/кг;

h – удельная энтальпия, Дж/кг;

c_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К);

μ_t – турбулентная динамическая вязкость, Па·с;

Pr_t – турбулентное число Прандтля;

$(\tau_{ij})_{eff}$ – эффективный тензор напряжений, определяемый следующим соотношением:

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right), \quad (2.9)$$

где $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ – эффективная динамическая вязкость, Па·с.

Система уравнений (2.6)–(2.8) является незамкнутой, т.к. для ее решения необходимы шесть уравнений для компонент тензора турбулентных напряжений. Проблема замыкания решается использованием физически обоснованной модели турбулентности, позволяющей рассчитать турбулентные напряжения.

В современных CFD–пакетах многие модели турбулентности основаны на гипотезе Буссинеска, идея которой состоит в предположении линейной связи между тензором турбулентных напряжений τ_{ij} и тензором скоростей деформации осредненного течения S_{ij} : $\tau_{ij} = -2\mu_t S_{ij}$; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$. Согласно этой гипотезе, проблема замыкания сводится к нахождению только одной скалярной величины (турбулентной вязкости μ_t) вместо шести компонент тензора τ_{ij} .

Помимо моделей турбулентности, основанных на гипотезе Буссинеска, существуют модели переноса напряжений Рейнольдса (Reynolds stress equation model, или RSM), базирующиеся на применении модельных соотношений для компонент тензора рейнольдсовых напряжений τ_{ij} .

Согласно обзору [32] современного состояния в области моделирования и методов расчета аэрогазодинамических процессов в вентиляционных сетях рудников для инженерных расчетов турбулентных течений, которые не содержат завихрений или разделения, рекомендуется использование стандартной модели $k-\varepsilon$, или модели переноса сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport, или SST), если требуется получение более точного решения в пристеночных областях. Для струйных течений, течений с разделением или умеренного завихрения наиболее подходящей является модель realizable $k-\varepsilon$. Для течений с сильными завихрениями рекомендуется применение RSM. Другие модели следует использовать только в том случае, если в литературе имеются доказательства того, что именно они наилучшим образом подходят для рассматриваемой проблемы.

В настоящей работе для предварительных расчетов при исследовании сеточной сходимости применялась модель турбулентности realizable $k-\varepsilon$, а для основных расчетов – низкорейнольдсовая модель турбулентности SST $k-\omega$ [91].

2.1.2. Модель SST $k-\omega$

Модель переноса сдвиговых напряжений SST является суперпозицией модели турбулентности $k-\omega$ Вилкокса в областях течения около твердых поверхностей и модели турбулентности standard $k-\varepsilon$ в ядре потока, что позволяет сочетать достоинства обеих моделей.

В модели standard $k-\varepsilon$ для расчета турбулентной вязкости применяется формула Колмогорова–Прандтля

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.10)$$

а уравнения переноса для кинетической энергии турбулентности k и скорости её диссипации имеют следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon, \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon^2}{k}, \quad (2.12)$$

где $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$ — константы модели; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$.

В модели $k-\omega$ Вилкокса турбулентная вязкость определяется следующим образом:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}, \quad (2.13)$$

а для расчета кинетической энергии турбулентности k и обратного времени распада турбулентных вихрей $\omega = \varepsilon/k$ решаются соответствующие уравнения переноса:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \nabla k \right) + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho C_\mu k \omega, \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \nabla \omega \right) + \alpha_1 \frac{\omega}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \beta_1 \omega^2, \quad (2.15)$$

где $\sigma_{k1} = 2$, $\sigma_{\omega 1} = 2$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 0,075$ — константы модели.

Для задеирования каждой из описанных моделей турбулентности в своей области течения записывается система уравнений с функцией-переключателем F_1 , определяющей вклад каждой из моделей, при этом в уравнениях модели standard $k-\varepsilon$ производится замена переменных $\omega = \varepsilon/k$:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega, \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{V}) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \beta_3 \omega^2, \quad (2.17)$$

причем коэффициенты σ_{k3} , $\sigma_{\omega 3}$, α_3 , β_3 вычисляются как $\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2$, где Φ_1 и Φ_2 — коэффициенты стандартных $k-\omega$ и $k-\varepsilon$ моделей соответственно; $\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$; $\beta_2 = 0,0828$; $\rho P_k = \min(2\mu_t S_{ij} S_{ij}, 10\rho C_\mu k \omega)$ — слагаемое, отвечающее за генерацию кинетической энергии, дополнительно ограниченное сверху в модели SST.

Турбулентная вязкость в модели SST $k-\omega$ вычисляется с учетом локального значения скорости деформации поля скорости:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, F_2 \sqrt{2S_{ij} S_{ij}})}, \quad (2.18)$$

где F_2 — вторая функция — переключатель. Обе функции-переключатели F_1 и F_2 составляются так, чтобы определить нахождение рассматриваемой точки потока внутри пограничного слоя или вне его:

$$F_1 = \begin{cases} 0, & \text{вдали от твердых поверхностей, модель standard } k-\varepsilon \\ 1, & \text{внутри пограничного слоя твердых поверхностей, модель } k-\omega \end{cases} \quad (2.19)$$

$$F_2 = \begin{cases} 0, & \text{комбинация моделей standard } k-\varepsilon \text{ и } k-\omega \\ 1, & \text{SST модель} \end{cases}.$$

Область скачка функции–переключателя F_2 находится на внешней границе погранслоя, т.е. дальше от твердой стенки, чем область скачка функции–переключателя F_1 .

Для правильного расчета турбулентных течений необходимо детально моделировать турбулентный пограничный слой.

2.1.3. Моделирование турбулентного пограничного слоя

Турбулентный пограничный слой состоит из трех подслоев (рис. 2.1). На твердой поверхности скорость газа или жидкости равна нулю, а в ближайшем к поверхности ламинарном подслое скорость линейно зависит от расстояния до стенки. После ламинарного подслоя следует буферный подслой, в котором начинается переход к турбулентному движению. После буферного подслоя выделяют логарифмический подслой, в котором средняя скорость течения определяется логарифмической зависимостью от расстояния до стенки. После логарифмического подслоя находится область свободного течения.

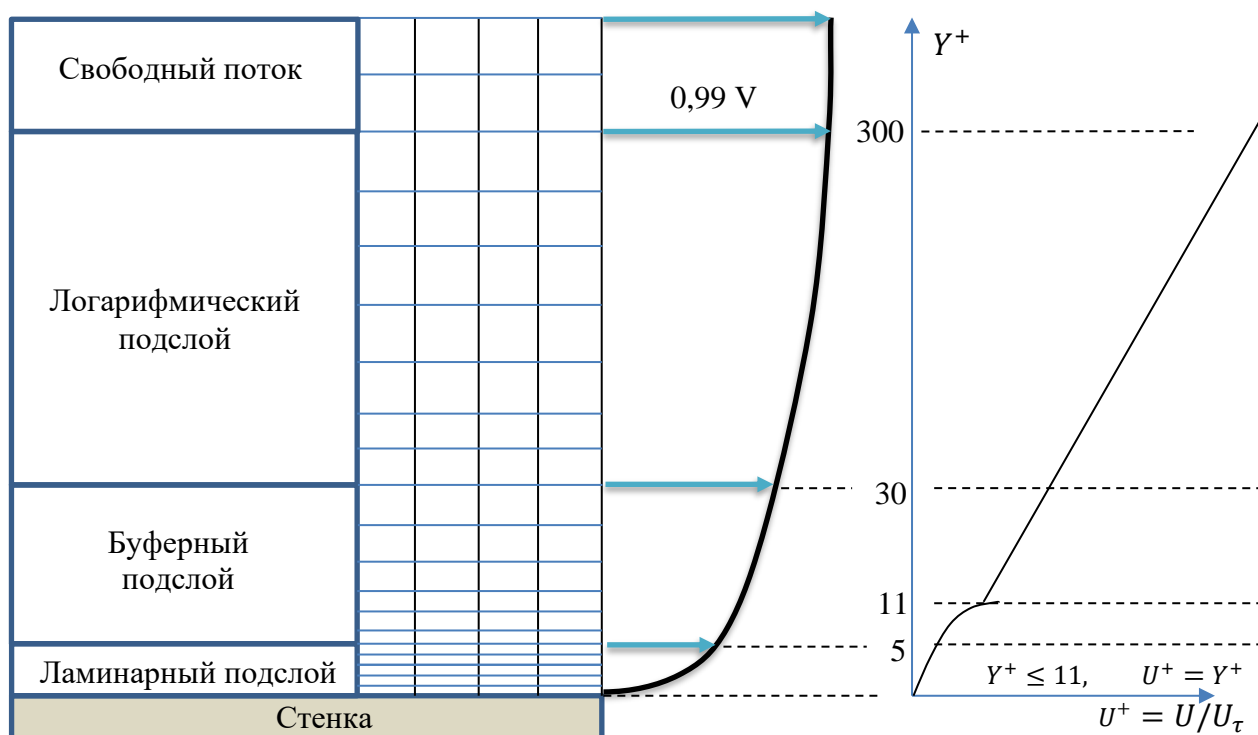


Рисунок 2.1 — Структура турбулентного пограничного слоя

Уравнения Рейнольдса могут применяться для расчета полей скорости во всех трех областях турбулентного пограничного слоя. Модели турбулентности, детально моделирующие пограничный слой вплоть до ламинарного подслоя, называются низкорейнольдсовыми. Применяя низкорейнольдсовые модели турбулентности,

необходимо использовать достаточно мелкую расчетную сетку вблизи твердой стенки так, чтобы центр ближайшего к стенке элемента лежал в ламинарном подслое. Это требование приводит к повышенным затратам вычислительных ресурсов. Низкорейнольдсовы модели турбулентности применяют в случаях, когда необходимо получение более точного решения в областях вблизи твердых стенок при исследовании нестационарных теплообменных процессов и процессов массопереноса, а также отрывных течений.

Высокорейнольдсовыми называют модели турбулентности, в которых используются пристеночные функции, аналитически рассчитывающие поле скорости вблизи твердой стенки. Справедливость использования пристеночных функций связана с тем, что толщина ламинарного и буферного подслоев весьма мала (их суммарная толщина на два порядка меньше толщины логарифмического подслоя), и при этом их форма чаще всего универсальна и неизменна, поэтому зачастую можно отказаться от решения уравнений Рейнольдса в этих областях. Применение высокорейнольдсовых моделей турбулентности значительно снижает требования к вычислительным ресурсам.

Одним из главных критериев, определяющих качество расчетной сетки, является параметр Y^+ , представляющий собой безразмерное расстояние от стенки до первого элемента, который отвечает за достаточность измельчения сетки вблизи твердой стенки (породного массива или крепи выработки), где присутствуют высокие градиенты скорости и температуры (рис. 2.1). На этот параметр накладываются ограничения в зависимости от применяемой модели турбулентности. Например, высокорейнольдсовые модели турбулентности семейства $k-\varepsilon$ имеют наименее жесткие условия, накладываемые на этот параметр: $30 \leq Y^+ \leq 300$. Если применяется масштабируемая пристеночная функция, то условие упрощается: $Y^+ \leq 300$. Предварительные расчеты на исследуемой модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе показали, что для выполнения вышеуказанных условий вытекает требование к расчетной сетке – иметь не менее 5 слоев призматических элементов в турбулентном пограничном слое с размером первого элемента не более $1,5 \cdot 10^{-2}$ м. В случае использования низкорейнольдсовых моделей, например, $k-\omega$ или SST $k-\omega$, условие имеет вид: $Y^+ < 5$. Предварительные расчеты на исследуемой модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе при использовании модели турбулентности SST $k-\omega$ показали, что для выполнения этого условия требуется наличие минимум 20 слоев призматических элементов в пограничном слое с высотой первого элемента не более $1,5 \cdot 10^{-4}$ м.

Если время теплообмена составляет несколько часов, то глубина проникновения температурных изменений в массив настолько мала, что может быть положена равной

нулю без возникновения каких-либо существенных ошибок [13]. Температура поверхности крепи ствола может считаться в этом случае неизменной и равной температуре массива на данной глубине, а весь температурный напор принимает на себя пограничный слой, характеризуемый коэффициентом теплоотдачи α .

Экспериментальному определению эффективного коэффициента теплоотдачи вентиляционного ствола α посвящена 3 глава диссертации.

2.1.4. Моделирование многофазных сред

Для моделирования динамики потоков капельной влаги в воздушной среде применяются различные подходы. При этом в зависимости от теплофизических параметров несущей среды, гидродинамических режимов потока и геометрии расчетной области аэрозоли моделируют как однофазными многокомпонентными средами, так и гетерогенными многофазными.

Моделирование водяного аэрозоля в виде однофазной многокомпонентной среды предполагает, что ее компоненты перемешаны и взаимодействуют на молекулярном или атомарном уровне. Считается, что скорости относительного движения компонент малы, и их следует учитывать только для определения концентраций компонент, поэтому в данном подходе можно пренебречь динамическими эффектами, вызванными относительным движением компонент. При математическом описании однофазной многокомпонентной среды уравнения сохранения несущей фазы дополняют уравнениями сохранения массы каждой компоненты. Основным ограничением использования этого подхода является размер капель менее 10 мкм. В рудничной вентиляции этот подход применяется в основном при исследованиях распределения газовых примесей [12, 136, 168, 181, 187] и при изучении динамики сажи от дизельного топлива, создаваемой работающей техникой с двигателями внутреннего сгорания [188, 189].

При моделировании потоков многофазных жидкостей в зависимости от концентрации и размера частиц применяются два основных способа расчета [62, 111].

Первый способ основан на Лагранжевом траекторном моделировании дисперсной фазы, т.е. решении уравнений движения и энергии вдоль траекторий отдельных капель по заранее вычисленным из балансовых уравнений параметрам основного воздушного потока, являющегося несущей непрерывной средой, рассчитываемого в Эйлеровых переменных. После расчета динамики капель следует расчет значений добавочных источников членов уравнений движения, вносящих поправки в уравнения движения несущей среды, связанных с влиянием движения капель на воздушный поток. Затем

полученные решения осредняются по всем рассчитанным данным. Лагранжев подход применялся в задачах рудничной вентиляции при разработке способов проветривания от пыли длинных очистных забоев [186, 105, 162]; тупиковых горных выработок при работе в них комбайнов [120, 142, 144, 179, 185, 190]. Следует отметить, что несущая газоздушная фаза может быть задана в качестве многокомпонентной смеси с выделением в ней различных компонент, например, воздуха, водяного пара, газовых примесей и т. д. и использованием для ее моделирования уравнений для многокомпонентных сред [107, 184].

Второй способ – это Эйлерово континуальное описание многофазных сред, в котором применяется метод функции плотности вероятности для получения замкнутой системы уравнений движения и тепломассопереноса в многофазном потоке [23, 163]. Для реализации этого способа введено понятие многоскоростной многотемпературной взаимопроникающей сплошной среды, т.е. среды, в каждой точке которой существует такое количество значений скоростей и температур, сколько фаз в моделируемой среде. Все фазы рассчитываются отдельно, при этом для каждой фазы решается своя система уравнений сохранения. Связь между фазами осуществляется посредством совместного давления и коэффициентов межфазного обмена. Помимо обычных уравнений сохранения для каждой фазы решается дополнительное уравнение переноса для ее объемной доли с условием, что сумма объемных долей должна быть равна единице. Использование Эйлерова континуального описания многофазных сред в рудничной вентиляции описано в работе [107].

Лагранжев и Эйлеров подходы, имея свои области применения, преимущества и недостатки, могут дополнять друг друга. Лагранжев подход применяют для моделирования существенно неравновесных течений, в частности, для потоков с крупными инерционными частицами и разреженных дисперсных сред, а Эйлеров подход справедлив в условиях, близких к равновесным, например, для описания потоков с мелкими малоинерционными частицами и концентрированных дисперсных сред [32].

Для описания движения капельной влаги в стволе в настоящем исследовании применялся Лагранжев подход, при котором решается система уравнений движения и энергии вдоль траекторий отдельных капель по предварительно рассчитанным из балансовых уравнений параметрам несущего воздушного потока.

Система уравнений имеет следующий вид [91]:

$$\frac{\partial \alpha_f \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \mathbf{v}_f) = J_{fp}, \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial \alpha_f \rho_f \mathbf{v}_f}{\partial t} + (\mathbf{v}_f \cdot \nabla) \alpha_f \rho_f \mathbf{v}_f = -\alpha_f \nabla p + \alpha_f \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_f + \mathbf{P}_{fp} + \alpha_f \rho_f \mathbf{g}, \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \alpha_f \rho_f E_f}{\partial t} + (\mathbf{v}_f \cdot \nabla) \alpha_f \rho_f E_f = \alpha_f \nabla \cdot (\boldsymbol{\sigma}_f \cdot \mathbf{v}_f - \mathbf{q}_f) + \alpha_f \rho_f \mathbf{g} \cdot \mathbf{v}_f, \quad (2.22)$$

$$\rho_p \frac{d\mathbf{v}_p}{dt} = \rho_p F_D (v_f(\mathbf{R}_p, t) - v_p) + \mathbf{g}(\rho_p - \rho_f), \quad \frac{d\mathbf{R}_p}{dt} = \mathbf{v}_p. \quad (2.23)$$

Здесь индексы f и p соответствуют основной (воздушной) и дисперсной (капельной) фазам,

α – объемные доли фаз;

ρ – плотности, кг/м³;

\mathbf{R}_p – координата частицы, м;

\mathbf{g} – ускорение свободного падения, м/с²;

Сила лобового сопротивления частицы рассчитывается следующим образом:

$$F_D = \frac{18\mu_f C_D \text{Re}}{d_p^2} \frac{C_D \text{Re}}{24}, \quad (2.24)$$

где μ_f – молекулярная вязкость, м²/с;

d_p – диаметр частицы, м;

C_D – безразмерный коэффициент сопротивления формы;

Re – относительное число Рейнольдса, определяемое следующим образом:

$$\text{Re} = \frac{\rho_f d_p |v_f - v_p|}{\mu_f}. \quad (2.25)$$

Реологическое соотношение $\boldsymbol{\sigma}_f$ определяется согласно закону Ньютона:

$$\boldsymbol{\sigma}_f = -p\mathbf{I} + [\mu^*(\nabla\mathbf{v} + \nabla\mathbf{v}^T)] - \frac{2}{3}\mu^*(\nabla \cdot \mathbf{v})\mathbf{I} + \rho_f k\mathbf{I}, \quad (2.26)$$

где k – турбулентная кинетическая энергия, Дж;

\mathbf{I} – единичный тензор;

μ^* – сумма турбулентной и молекулярной вязкостей смеси, м²/с.

\mathbf{P}_{fp} – слагаемое, характеризующее обмен импульса между фазами, определяется следующим соотношением:

$$\mathbf{P}_{fp} = \sum \left(C_D (v_f(\mathbf{R}_p, t) - v_p) + \frac{\mathbf{g}(\rho_p - \rho_f)}{\rho_p} \right) m_p \Delta t. \quad (2.27)$$

Интенсивность массообмена между фазами J_{fp} определяется в зависимости от рассматриваемого процесса. Для описания процесса конденсации или испарения используют кинетическое уравнение, получаемое из физических соображений и представляющее собой уравнение неразрывности для неравновесной функции распределения частиц по размерам:

$$\frac{\partial f(g, t)}{\partial t} + \frac{\partial v_g f(g, t)}{\partial g} = J_{fp}, \quad (2.28)$$

где g – масса частиц, кг;

J_{fp} – скорость нуклеации, общее выражение для которой задается соотношением:

$$J_{fp} = Z_1 \exp[Z_2 \Phi(m^*(t))] \delta(m - m^*(t)), \quad (2.29)$$

где $m^*(t)$ – масса капли критического размера, ограничивающей действие процесса нуклеации;

Z_1 и Z_2 – кинетические коэффициенты;

$\Phi(m)$ – энергия образования капель массой m , Дж.

Переменная $v_g = dg/dt$ соответствует скорости конденсационного роста (или испарения) частиц с массой g , которая определяется интенсивностью диффузии молекул пара к поверхности частицы и скоростью реакции, в которой участвует молекула адсорбированного пара и вещество поверхности частицы:

$$v_g = m_v \frac{4\pi r D_v}{kT} (p_v - p_s(r)), \quad (2.30)$$

где m_v – масса молекулы пара, кг;

D_v – коэффициент диффузии молекулы пара, м²/с;

p_v – парциальное давление водяного пара, Па;

p_s – давление насыщенного пара над поверхностью частицы, Па.

2.2. Численный расчет процессов тепломассопереноса в вентиляционном стволе

Исследование процессов тепломассопереноса в вентиляционном стволе методами CFD–анализа состоит из нескольких этапов со следующей последовательностью:

- построение геометрии исследуемого объекта;
- постановка граничных и начальных условий;
- исследование сеточной сходимости и шага по времени;
- постобработка полученного решения.

2.2.1. Построение геометрической модели вентиляционного ствола

При построении трехмерной геометрической модели вентиляционного ствола с целью явного учета местных и лобовых сопротивлений следует использовать технологические чертежи для детальной прорисовки расчетной области: исследуемый участок ствола с армированием, трубопроводами, вентиляционный канал, надшахтное здание. На рис. 2.2 представлена трехмерная геометрическая модель расчетной области

участка вентиляционного ствола ВС–7 с вентиляционным каналом главной вентиляторной установки, работающей на всасывание.

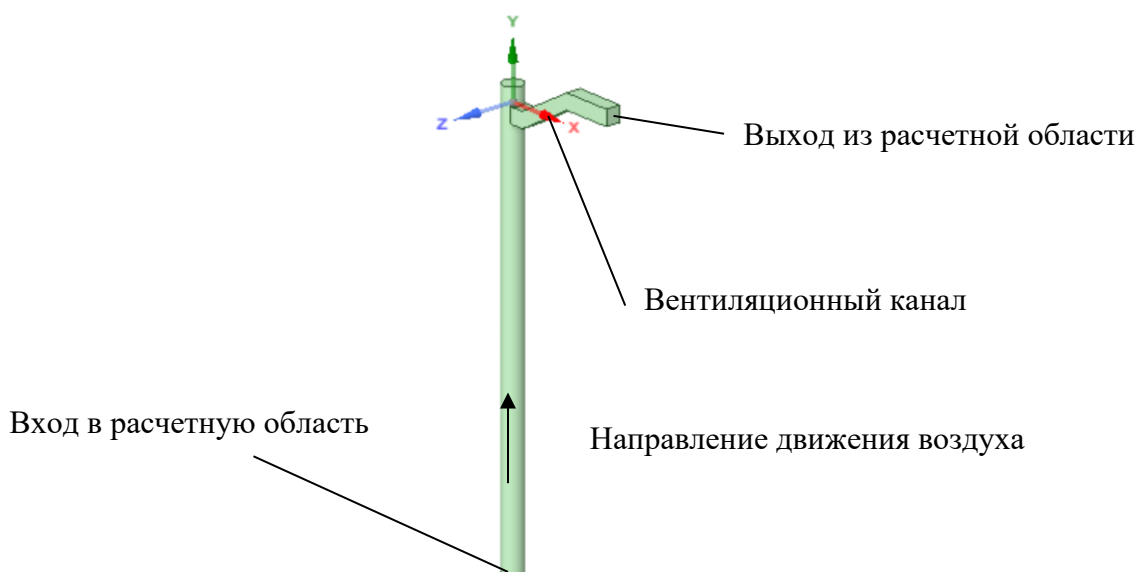


Рисунок 2.2 — Геометрическая модель участка вентиляционного ствола ВС–7

2.2.2. Постановка граничных и начальных условий

При решении задач методами CFD необходимо на всех поверхностях расчетной области задать соответствующие исследуемому физическому процессу граничные условия.

На каждой граничной поверхности расчетной области чаще всего задается один из четырех основных типов граничных условий: условие входа потока в расчетную область (Inlet), условие выхода потока из расчетной области (Outlet), условие свободной поверхности в случае, если ожидается движение потока как в одну, так и в другую сторону (Opening) и условие твердой стенки (Wall).

Чтобы задать в CFD–модели движение воздуха в стволе за счет работы главной вентиляторной установки, можно использовать один из нескольких способов. Наиболее простой – это задать на входе в расчетную область скорость, с которой поток поступает в нее, а на выходе из расчетной области задать условие нулевого статического давления. Другой способ – это задание на выходе из расчетной области граничного условия типа «вентилятор». В CFD–пакете Ansys Fluent можно использовать встроенную функцию задания граничного условия Fan (вентилятор), представляющую собой напорную характеристику вентилятора, т.е. зависимость перепада давления через границу от скорости потока. Однако этот способ менее надежен с точки зрения сходимости численного решения, поэтому в настоящем исследовании применялся первый способ.

Граничные условия на твердых стенках должны учитывать влияние вязкости на малых расстояниях от поверхности, приводящее к появлению тонкого ламинарного слоя вблизи стенки. При использовании пристеночных функций необходимо задать шероховатость стенки в зависимости от средней высоты выступов. Если используется пристеночная модель Ментера–Лехнера [179], то в ней учет шероховатости достигается добавлением в уравнение переноса кинетической энергии турбулентности источника, который учитывает пристеночные эффекты.

На твердых стенках необходимо задать граничное условие для температуры. Существует несколько вариантов корректного задания граничных условий на границе «воздух–крепь». Для явного учета теплопереноса в слое породного массива вокруг ствола следует задавать граничное условие IV рода сопряженного теплообмена на границе «воздух–крепь», при этом на внешней границе массива следует задавать граничное условие I рода, соответствующее постоянной температуре непо потревоженного массива на данной глубине с учетом геотермического градиента.

Радиус R тепловыравнивающего слоя массива вокруг ствола согласно [31] можно оценить по следующей формуле:

$$R = \sqrt{4\chi\tau \ln\left(\frac{s\Delta T_0}{4\pi\chi\tau\delta}\right)}, \quad (2.31)$$

где χ – температуропроводность горных пород, $\text{м}^2/\text{с}$;

τ – общее время процесса теплообмена;

s – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

ΔT_0 – начальное рассогласование температуры воздушной струи и крепи ствола;

δ – температурное возмущение на краю тепловыравнивающего слоя, принимается равным $0,1$ °С.

Теплообмен между поверхностью крепи ствола и воздушной струей осуществляется согласно закону Ньютона–Рихмана [13, 15]:

$$q_r = \alpha(T_m(z) - T_a). \quad (2.32)$$

Температуру массива на границе $T_m(z)$ следует задавать с учетом геотермического градиента или на основании экспериментальных замеров.

Для исследуемых процессов тепломассопереноса в настоящей работе использованы начальные и граничные условия для полей скорости, температуры, давления воздуха согласно данным, полученным в ходе экспериментальных исследований в стволе ВС–7, представленным в главе 3.1 и в таблице 3.1. Коэффициент

теплоотдачи α задавался на границе с твердыми стенками согласно методу расчета, представленному в главе 3.2. На твердых стенках задавалось условие прилипания.

2.2.3. Исследование сеточной сходимости и шага по времени

В процессе численного решения гидродинамической задачи система дифференциальных уравнений (2.6)–(2.9), описывающая непрерывный процесс, вместе с граничными и начальными условиями преобразуются в дискретную систему алгебраических уравнений. В настоящем исследовании для дискретизации расчетной области использовался метод контрольных объемов, идея которого заключается в разделении исследуемой области на совокупность произвольных многогранных объемов, в каждом из которых удовлетворяются уравнения сохранения. На рис. 2.3 представлен продольный срез участка расчетной области, разбитой на контрольные объемы.

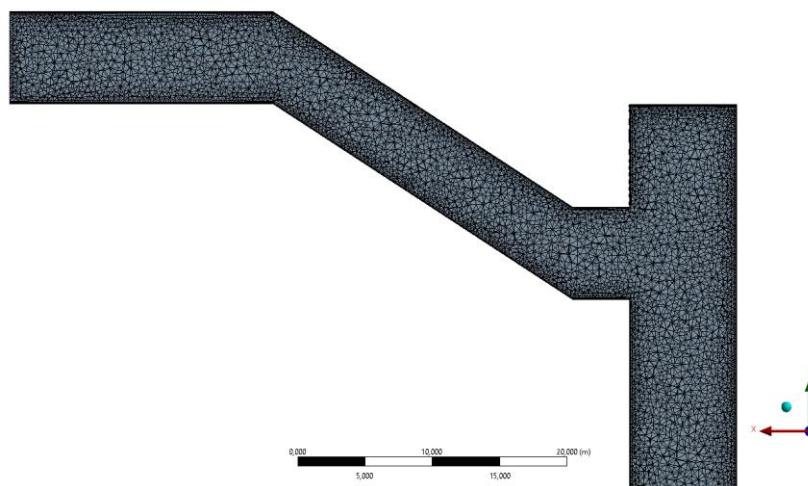


Рисунок 2.3 — Срединный продольный срез участка расчетной области, разбитой на контрольные объемы

Затем для каждого контрольного объема создаются балансовые соотношения, после чего их дискретный аналог вычисляется суммированием потоков массы, импульса и др., вычисленных по квадратурным формулам, по всем граням выделенного малого объема.

При использовании CFD-методов при решении гидрогазодинамических задач исследователи зачастую сталкиваются с недостаточной точностью получаемых результатов моделирования. Наиболее распространенными причинами этого является недостаточное разрешение расчетной сетки и слишком большой временной шаг. Нахождение расчетной сетки с наименьшим количеством элементов, дальнейшее измельчение которой не влияет существенным образом на получаемое решение, называется исследованием сеточной сходимости. Для проведения процедуры

исследования сеточной сходимости в первую очередь следует определить ключевые характеристики исследуемого течения, отражающие корректность получаемого решения. Необходимо отметить, что следует рассматривать сразу все ключевые характеристики, потому что сеточная сходимость для каждой из них может быть достигнута при разных конфигурациях расчетной сетки. Характеристики течений, наиболее часто используемые для исследования сеточной сходимости, — это профиль скорости вдоль линий тока, контур и векторное поле скорости в критических местах, распределения температуры и давления.

Для проверки независимости решения от расчетной сетки проводят несколько предварительных расчетов на расчетных сетках с различной плотностью элементов, как правило, с удвоением общего количества элементов до нахождения такой сетки, при которой дальнейшее ее измельчение не даст существенного уточнения получаемого решения.

В настоящей работе проведено исследование сеточной сходимости на основании сравнения перепада давлений на входе и выходе из расчетной области при различных скоростях воздушного потока на входе, результаты которого представлены в таблице 2.1. Из анализа полученных данных видно, что для диапазона скоростей входящего потока от 6 до 12 м/с для сеток с размерами элементов 0,20 м, 0,25 м и 0,30 м отличие в значениях перепадов давлений составляет менее 4%. Таким образом, для дальнейших расчетов выбрана сетка с размером элемента 0,30 м; количество элементов расчетной области составило 2,05 млн, количество узлов составило 686 тыс.

Таблица 2.1 — Исследование сеточной сходимости модели

Размер элемента	Количество элементов	Скорость воздушного потока на входе в расчетную область					
		6 м/с		9 м/с		12 м/с	
		Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения	Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения	Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения
0,40 м	1,09 млн	53,9 Па	—	120,0 Па	—	215,3 Па	—
0,30 м	2,05 млн	46,8 Па	–13%	105,3 Па	–12%	187,2 Па	–13%
0,25 м	3,12 млн	48,3 Па	+3%	107,6 Па	+2%	191,7 Па	+2%
0,20 м	5,21 млн	46,5 Па	–4%	104,7 Па	–3%	185,6 Па	–3%

При выборе временного шага при решении нестационарных задач в случае использования явной разностной схемы необходимо помнить про критерий Куранта–Фридрихса–Леви, смысл которого заключается в том, что элемент жидкости или газа за один временной шаг должен продвигнуться не больше, чем на один пространственный шаг, поскольку вычислительный алгоритм не может корректно рассчитывать распространение физического возмущения, которое в реальности движется быстрее, чем позволяет отслеживать разностная схема. Например, для элемента размером 0,1 м и скорости потока 10 м/с временной шаг должен быть не более 0,01 с.

В случае применения неявной разностной схемы необходимо тщательно выбирать временной шаг, но уже исходя из условия независимости получаемого решения от временного шага по аналогии с исследованием сеточной сходимости. Предварительные расчеты на исследуемой модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе показали, что для достижения независимости получаемого решения от выбора временного шага достаточно выбрать временной шаг 0,1 с.

Следующим шагом было исследование чувствительности получаемого решения от величины шероховатости поверхности ствола и вентиляционного канала. Для этого было проведено моделирование аэродинамических процессов в расчетной для 5 вариантов шероховатости поверхности со средней высотой выступов 0; 1; 2; 3 и 4 мм. Для расчета коэффициента аэродинамического сопротивления α и коэффициента трения f использовались формулы (1.1), (1.3), (1.4). Рассчитанные параметры аэродинамического сопротивления трения исследуемой области представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 — Исследование влияния шероховатости поверхности на величину параметров аэродинамического сопротивления

Характеристика бетонной поверхности согласно [75]	Высота выступа шероховатости	α	ε
Хорошо заглаженная бетонная поверхность	0,000 м	0,0012	0,0021
Относительно гладкая бетонная поверхность (тщательно затертая проволочной щеткой)	0,001 м	0,0018	0,0031
Менее гладкая бетонная поверхность	0,002 м	0,0022	0,0036
Наиболее шероховатая бетонная поверхность	0,003 м	0,0024	0,0039
Неоштукатуренная бетонная поверхность	0,004 м	0,0025	0,0042

Полученные данные хорошо согласуются с уравнением Фон Кармана [147] для безразмерного коэффициента песочной шероховатости круглых труб для полностью развитого турбулентного течения:

$$f = \frac{1}{4 \left(2 \operatorname{Lg} \left(\frac{D}{d} \right) + 1,14 \right)^2}, \quad (2.33)$$

где D – диаметр трубы, м; d – высота выступа песочной шероховатости, м.

Отклонения значений ε , полученных в результате моделирования, от формулы (2.33) составляет менее 1,5 % (рис. 2.4).

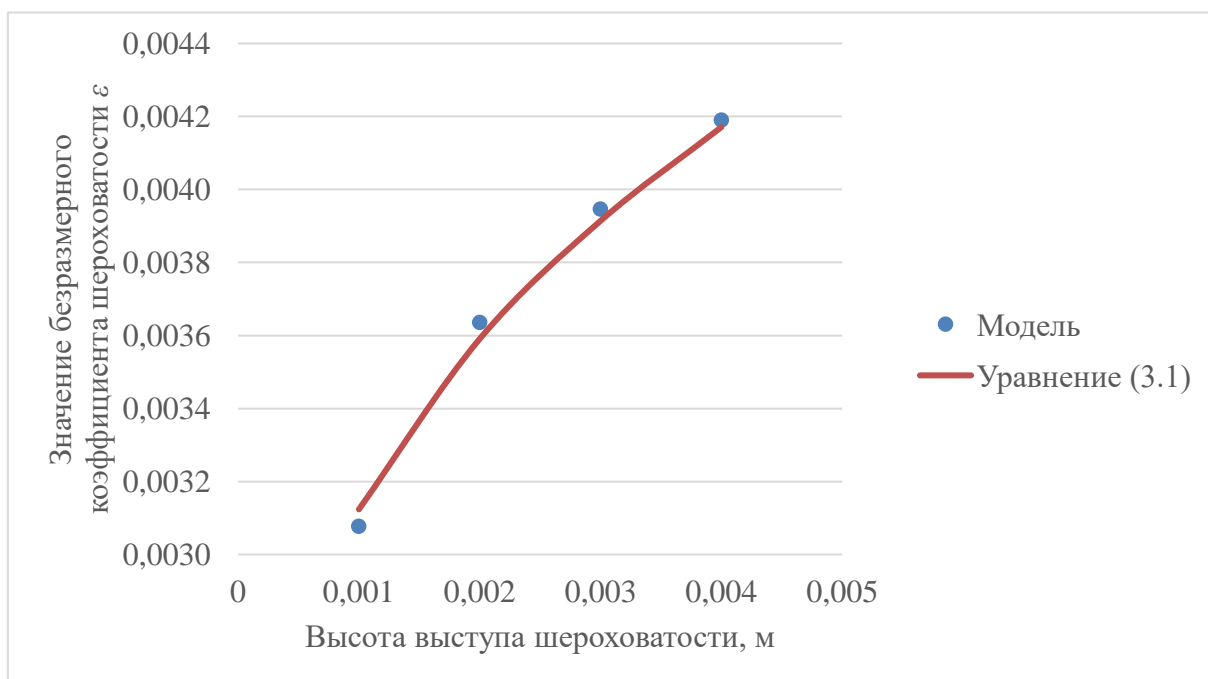


Рисунок 2.4 — Зависимость безразмерного коэффициента шероховатости от высоты выступа

Видно, что величина аэродинамического сопротивления трения расчетной области зависит от принимаемого значения величины шероховатости, причем наибольшее отличие получаемых решений обнаруживается при переходе от гладкой поверхности к шероховатой, а дальнейшее увеличение средней высоты выступов шероховатости приводит к небольшому увеличению сопротивления. Стоит отметить, что шероховатость поверхности в первую очередь влияет на общий перепад давления и на интенсивность теплообмена, в то время как прямое влияние данного параметра на поле скоростей достаточно слабое [13, 20, 72, 75].

2.3. Выводы по главе

Вторая глава посвящена разработке модели нестационарного тепломассопереноса в воздушном пространстве вентиляционного ствола. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

- При описании процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах следует учитывать ограниченность вычислительных ресурсов при выборе той или иной модели турбулентности. Для предварительных расчетов простых изотермических турбулентных течений в вентиляционных стволах адекватно использование стандартной модели $k-\varepsilon$ или realizable $k-\varepsilon$. В случае, когда требуется анализ теплообмена через пограничный слой у стенки ствола, следует использовать низкорейнольдсовую модель турбулентности SST $k-\omega$.
- Необходимо учитывать достаточность измельчения расчетной сетки вблизи твердых стенок для удовлетворения ограничений, накладываемых на безразмерный параметр Y^+ в зависимости от выбранной модели турбулентности. При использовании модели семейства $k-\varepsilon$ вытекает требование к расчетной сетке иметь не менее 5 слоев призматических элементов в турбулентном пограничном слое с размером первого элемента не более $1,5 \cdot 10^{-2}$ м. При использовании модели SST $k-\omega$ требуется наличие не менее 20 слоев призматических элементов в пограничном слое с высотой первого элемента не более $1,5 \cdot 10^{-4}$ м.
- При разработке CFD-модели нестационарного тепломассопереноса в воздушном пространстве вентиляционного ствола особое внимание следует уделять исследованию сеточной сходимости и выбору временного шага. В настоящей работе сходимость по расчетной сетке была достигнута при среднем размере элемента 0,3 м, при этом количество конечных объемов модели составило 2,05 млн, количество узлов составило 686 тыс. В случае использования неявной разностной схемы достаточно выбрать временной шаг 0,25 с.
- Величина аэродинамического сопротивления трения расчетной области зависит от принимаемого значения средней высоты выступа шероховатости, причем наибольшее отличие получаемых решений обнаруживается при переходе от гладкой поверхности к шероховатой, а дальнейшее увеличение средней высоты выступов шероховатости приводит к небольшому увеличению сопротивления. Рассчитанные коэффициенты аэродинамического сопротивления исследуемого участка расчетной области при различных значениях высоты выступов шероховатости поверхности

изменяются от $0,0013 \text{ кг/м}^3$ для гладких стенок до $0,0026 \text{ кг/м}^3$ для стенок с высотой выступов шероховатости 4 мм.

- Для точной параметризации математической модели аэротермодинамических процессов в вентиляционном стволе с точки зрения учета аэродинамического сопротивления, а также коэффициента теплоотдачи необходимо проведение соответствующих экспериментальных измерений.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ

Математическая модель процессов теплообмена в вентиляционном стволе, представленная в разделе 2, требует адекватной параметризации, для чего необходимо проведение экспериментальных исследований аэротермодинамических параметров воздушной струи в стволе и примыкающих к нему горных выработках, а также исследование теплофизических параметров поверхности крепи, армирования ствола и контура породного массива на сопряжениях горных выработок со стволом.

Процессы теплообмена в вентиляционных стволах при движении воздушной струи в нормальном режиме проветривания рудника существенно отличаются от таковых при реверсивном режиме проветривания. Так, например, в нормальном режиме проветривания существенным является фактор охлаждения воздуха из-за снижения давления и гидростатического расширения, вследствие чего могут происходить конденсация водяных паров и образование капельной влаги в стволе, что, при определенных условиях, может привести к возникновению бланкет-эффекта. В реверсивном режиме проветривания рудника в вентиляционном стволе интенсифицируется теплообмен между воздушным потоком, крепью и окружающим ствол породным массивом, вследствие чего возможно более глубокое исследование этого процесса.

Таким образом, для получения полной картины процессов теплообмена, происходящих в вентиляционных стволах, требуется проведение исследований как в нормальном, так и в реверсивном режимах проветривания рудника.

3.1. Экспериментальные исследования процессов теплообмена в вентиляционных стволах в условиях нормального режима проветривания рудника

3.1.1. Методика проведения экспериментальных исследований процессов теплообмена в вентиляционных стволах в нормальном режиме проветривания рудника

Оборудование и методы выполнения измерений

Приборы и оборудование, использованные при выполнении измерений:

- крыльчатый анемометр АПР-2 фирмы «Экотехинвест» для измерения скорости воздушной струи. Абсолютная погрешность измерений $\pm (0,2+0,05 \cdot V)$ м/с, где V – измеренная скорость воздушной струи;

- лазерный дальномер Disto D2 фирмы «Leica» для измерения площади сечения выработок. Абсолютная погрешность измерений $\pm 0,0015$ м;
- прецизионный барометр DPI-740 фирмы Druck для измерения абсолютного давления. Абсолютная погрешность измерений ± 15 Па;
- термогигрометр Fluke-971 фирмы «Fluke» для измерения температуры и относительной влажности воздуха. Абсолютная погрешность измерений температуры $\pm 0,5^\circ\text{C}$ (при температуре от 0°C до $+40^\circ\text{C}$); абсолютная погрешность измерений относительной влажности $\pm 2,5\%$ (при относительной влажности от 10% до 90%) и $\pm 5,0\%$ (при относительной влажности $<10\%$ или $>90\%$);
- инфракрасный пирометр Fluke 561 фирмы «Fluke» для бесконтактного измерения температуры твердых поверхностей. Абсолютная погрешность измерений $\pm 1,0^\circ\text{C}$.

Измерение скорости воздушной струи

Измерение скорости воздушной струи выполняется в выработках околоствольных дворов и вентиляционного канала ГВУ анемометром АПР-2 путем обвода сечения продолжительностью не менее 180 с не менее 3 раз, при этом рассчитывается среднее значение скорости воздуха. Схема обвода сечения выработки приведена на рис. 3.1.

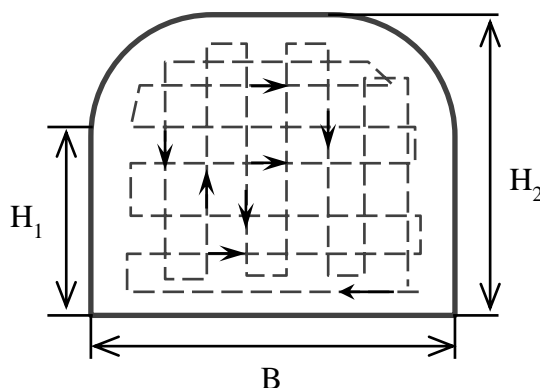


Рисунок 3.1 — Схема измерения скорости воздуха и площади сечения выработки

Измерение площади сечения выработки

Измерение площади сечения выработки выполняется в месте выполнения измерения скорости воздуха. Вычисление площади прямоугольного сечения выполняется по измерениям высоты и ширины выработки. При арочном сечении выработки вычисление площади сечения выполняется по измерениям ширины выработки B , высоты выработки H_1 и расстояния от почвы до начала дугообразной части сечения выработки H_2 (рис. 3.1). Итоговое значение площади сечения S рассчитывается по зависимости [47]:

$$S = B \cdot H_1 + 0,78 \cdot B(H_2 - H_1). \quad (3.1)$$

Измерение абсолютного давления воздуха

Измерение абсолютного давления воздуха в стволе выполняется с помощью барометра DPI–740. На каждом сопряжении ствола с технологическими горизонтами производится серия из 5 измерений, при этом рассчитывается среднее значение давления в каждой точке.

Измерение температуры и относительной влажности воздушной струи

Температура и относительная влажность воздуха в стволе измеряются с помощью термогигрометра Fluke–971. На каждом сопряжении со стволом проводится серия из 5 измерений, при этом рассчитываются средние значения температуры и относительной влажности в каждой точке.

Измерение температуры поверхности крепи ствола

Измерение температуры поверхности крепи ствола выполняется инфракрасным пирометром Fluke 561. На каждом сопряжении со стволом проводится серия из 5 измерений по периметру ствола, при этом рассчитываются средние значения температуры.

3.1.2. Результаты экспериментальных исследований в вентиляционном стволе ВС–7 рудника «Таймырский» в нормальном режиме проветривания

Экспериментальные исследования проводились в вентиляционном стволе ВС–7 рудника «Таймырский», расположенного на вспомогательной промплощадке в северной части Октябрьского месторождения на склоне горы Хараелах. На руднике применяется всасывающий способ проветривания. Комплекс сооружений на поверхности состоит из копра, грузовой галереи, здания клетевой подъемной машины, здания скиповой подъемной машины № 1, здания главной вентиляционной установки, здания административно–бытового комплекса и пешеходной галереи. Подземная часть включает ствол с механизацией горизонтов и комплексом перепуска горной массы. Продольный разрез ствола представлен на рис. 3.2.

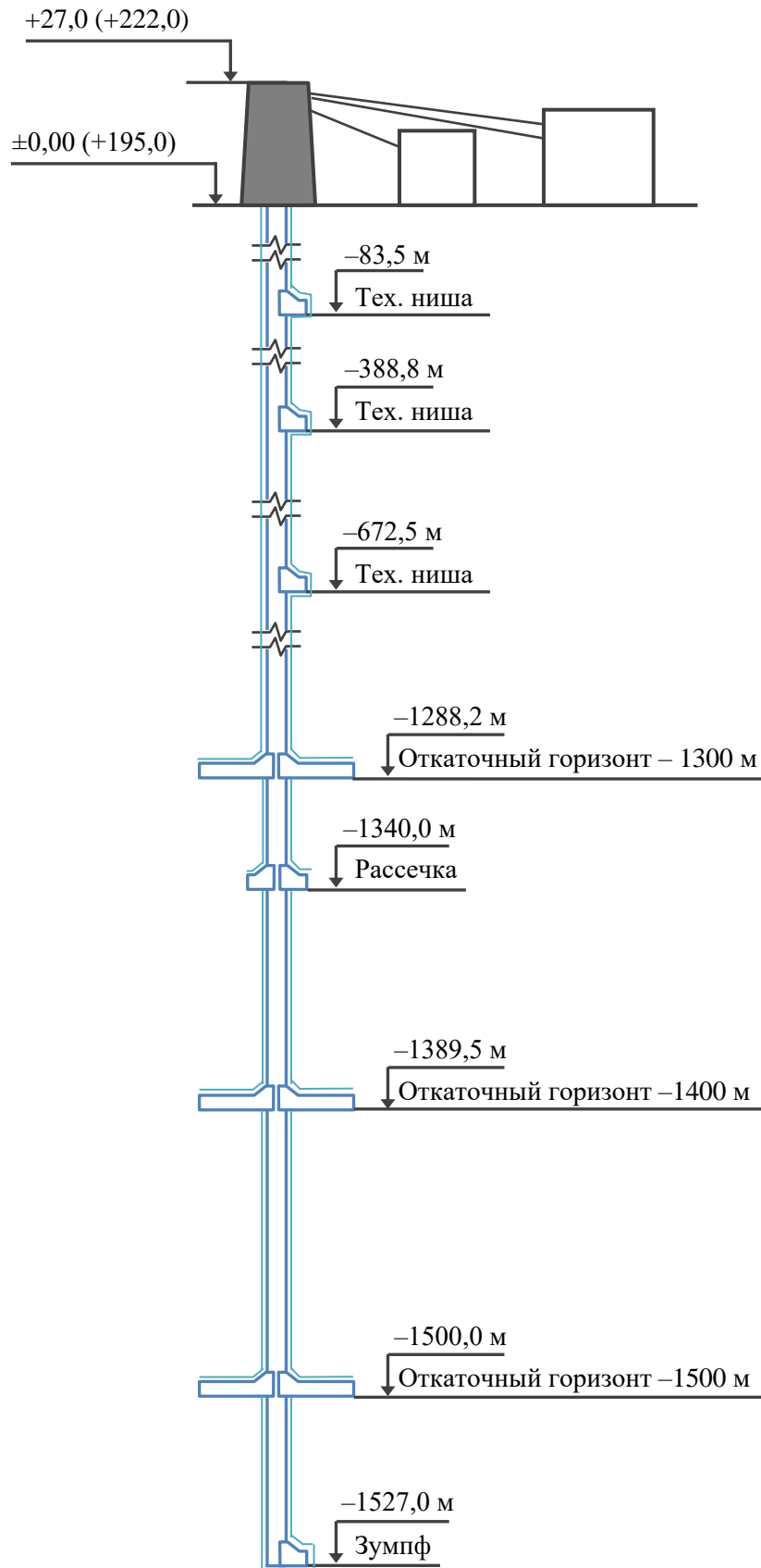


Рисунок 3.2 — Продольный разрез ствола ВС-7

Диаметр ствола составляет 8 м. Устье ствола располагается на отметке +195,0 м, нижняя отметка составляет –1670 м. Ствол имеет сопряжения с откаточными горизонтами на отметках –1288,2 м, –1389,5 м, –1500 м. Крепление ствола на отметках от +195,0 м до –241,5 м выполнено тубинговой крепью толщиной 300 мм. Ниже отметки 241,5 м крепление ствола выполнено бетонном толщиной 500 мм. Применено армирование эластичного типа по стволу и жесткого типа у приемных площадок на сопряжениях с горизонтами.

Ствол ВС–7 предназначен для выдачи главной вентиляторной установкой исходящей струи воздуха с рабочих участков залежей С–3,4 на поверхность, спуска материалов, выдачи горной массы и подъема людей в аварийных ситуациях.

Исследования в стволе выполнялись при поднятии на клетки с остановками для выполнения измерений температуры воздуха, влажности, давления и тепловизионного обследования поверхности крепи ствола. Измерения расхода воздуха производились в выработках околоствольного двора.

Результаты исследований представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 — Результаты экспериментальных исследований в стволе ВС–7

Относительная отметка	Температура поверхности крепи	Температура воздуха	Относительная влажность воздуха	Абсолютное давление	Расход воздуха, поступающий в ствол с горизонта	Скорость воздуха в стволе
Надшахтное здание, 0 м	—	+11,9 °С	30 %	98930 Па	—	—
Вент. канал – 13 м	+17,2 °С	+19,8 °С	100 %	98191 Па	—	9,1 м/с
–300 м	+19,6 °С	+21,1 °С	100 %	104480 Па	—	
–450 м	+20,0 °С	+21,5 °С	100 %	106100 Па	—	
–600 м	+20,5 °С	+22,3 °С	100 %	108130 Па	—	
–750 м	+22,8 °С	+22,9 °С	100 %	110106 Па	—	
–900 м	+23,5 °С	+23,5 °С	92 %	112010 Па	—	
–1050 м	+24,2 °С	+24,2 °С	92 %	113960 Па	—	
–1300 м	+27,1 °С	+26,8 °С	90 %	117740 Па	60,4 м ³ /с	
–1400 м	+28,8 °С	+27,4 °С	88 %	119180 Па	241,2 м ³ /с	7,9 м/с
–1500 м	+31,2 °С	+30,7 °С	89 %	120512 Па	125,6 м ³ /с	3,1 м/с
–1527 м	+32,5 °С	+30,7 °С	89 %	120892 Па	30,2 м ³ /с	0,6 м/с

Распределение температуры контура крепи ствола и температуры воздуха по его длине приведено на рис. 3.3.

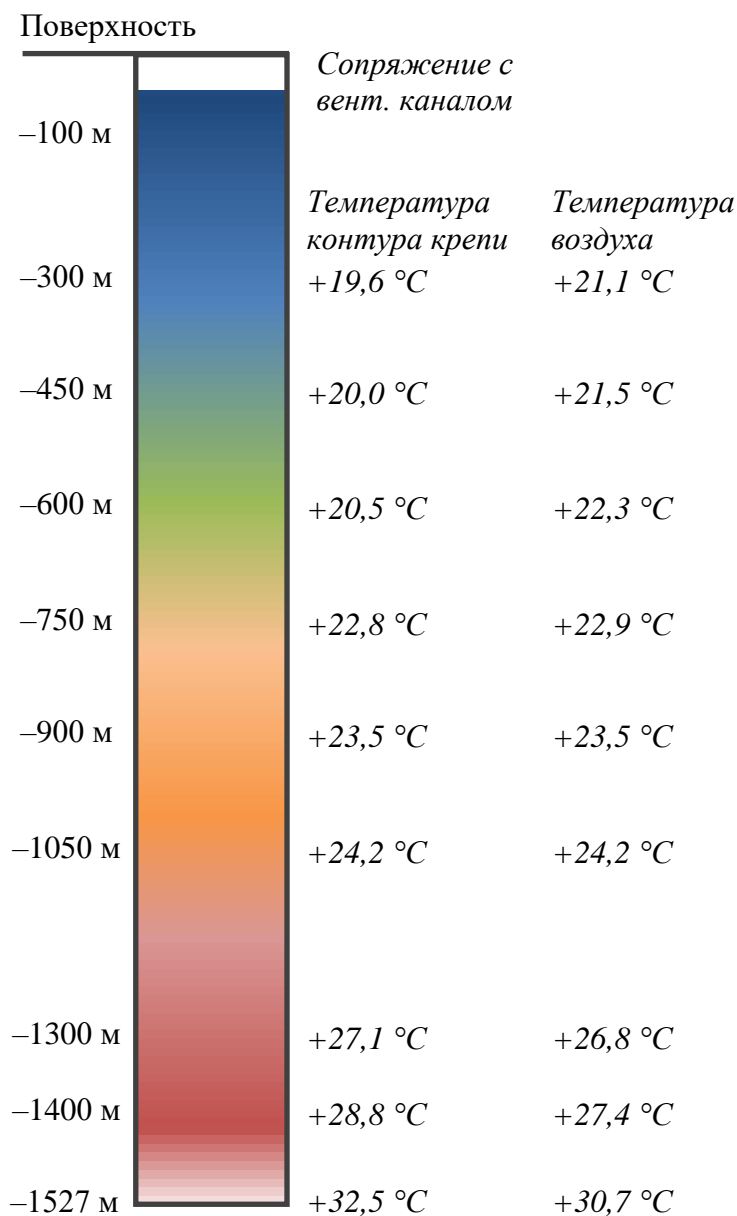


Рисунок 3.3 — Измеренное распределение температуры контура крепи ствола ВС–7 и температуры воздуха по его длине

В ходе экспериментальных исследований обнаружено, что в стволе ВС–7 при движении воздушного потока вверх на участке от отм. –750 м до –600 м происходила постепенная конденсация влаги, содержащейся в воздухе, вплоть до образования тумана (рис. 3.4) и перехода тумана в крупные капли воды на участке от отм. –450 м до –300 м (рис. 3.5). При дальнейшем движении воздушного потока размер капель увеличивался за счет коагуляции мелких капель воды, при этом часть влаги стекала по стенкам крепи в зумпф, а часть поднималась выше и направлялась в вентиляционный канал главной

вентиляторной установки. На рис. 3.6 представлено схематичное отображение ствола ВС-7 с разделением по участкам конденсации влаги, составленным на основе визуального наблюдения из клетки за состоянием воздушного потока в стволе.



Рисунок 3.4 — Конденсация влаги в стволе ВС–7 в виде тумана на отметке – 600 м



Рисунок 3.5 — Конденсация влаги в стволе ВС–7 в виде капель на отметке – 300 м

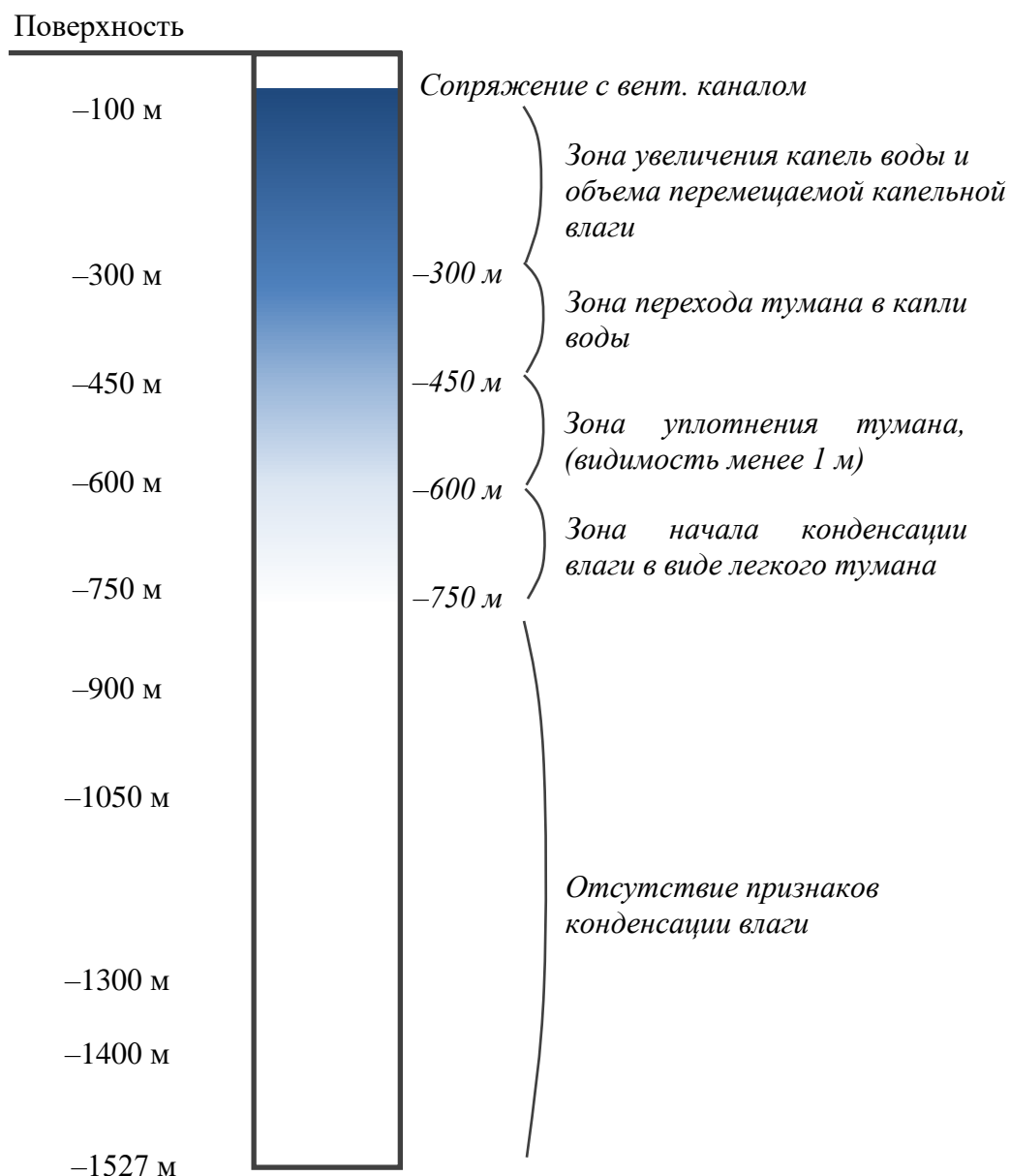


Рисунок 3.6 — Участки конденсации влаги в стволе ВС–7

Конденсация влаги на отм. –750 м и выше связана с тем, что температура воздушного потока достигает в этом месте точки росы за счет охлаждения вследствие снижения барометрического давления в стволе и теплоотдачи стенкам ствола.

Произведем количественную оценку интенсивности конденсационного выделения влаги на участке ствола от отм. –750 м до вентиляционного канала на отм. –13 м. Влагосодержание на отметке –750 м составило 0,01788 кг/кг; в вентиляционном канале ГВУ — 0,01476 кг/кг, следовательно при расходе воздушной струи 457,4 м³/с скорость выделения влаги в стволе составила 1,7 кг/с, что сопоставимо с экспериментальными данными о величине откачиваемой из ствола воды, представленными на рис. 1.1.

При обследовании сопряжений горных выработок со стволом ВС–7 выполнялись измерения температуры и расхода воздуха, поступающего по сопряжениям горных выработок, а также проведено их тепловизионное обследование. Микроклиматические параметры воздуха и температура поверхности крепи представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 — Результаты обследования околоствольных дворов ствола ВС–7

Откаточный горизонт	Расход воздуха	Температура воздуха	Влажность воздуха	Температура поверхности
–1300 м	60,4 м ³ /с	26,8 °С	90 %	27,1 °С
–1400 м	241,2 м ³ /с	27,4 °С	89 %	28,8 °С
–1500 м	125,6 м ³ /с	30,7 °С	89 %	31,2 °С
–1527 м	30,2 м ³ /с	30,7 °С	89 %	32,5 °С

Полученные экспериментальные данные использованы далее для параметризации математической модели процессов тепломассопереноса в вентиляционном стволе ВС–7 рудника Таймырский, разработанной для оценки влияния капельной влаги на аэродинамическое сопротивление ствола (бланкет–эффекта), представленной в главе 4.

3.2. Экспериментальные исследования процессов теплопереноса в вентиляционных стволах в условиях реверсивного режима проветривания рудника

В вентиляционных стволах рудников интенсивность теплообменных процессов между окружающим ствол породным массивом, крепью ствола и проходящим по стволу воздушным потоком со временем уменьшается вследствие формирования в приконтурном породном массиве тепловыравнивающего слоя. При реверсировании главной вентиляторной установки воздушный поток меняет свое направление, и через вентиляционный ствол в рудник будет поступать воздух с дневной поверхности. При этом активизируются теплообменные процессы между движущимся по стволу воздухом, крепью ствола и массивом горных пород за счет того, что в данном случае температура воздушной струи будет существенно отличаться от температуры стенки ствола.

Корректная формулировка теплообменных процессов между окружающим ствол породным массивом, крепью ствола и проходящим по стволу воздушным потоком требует учета сопряженности полей температуры массива, крепи и воздуха в каждый момент времени по всей глубине ствола. Передача теплоты между поверхностью крепи ствола и воздушным потоком осуществляется согласно эмпирическому закону Ньютона–Рихмана [13, 15]:

$$q = \alpha(T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \quad (3.2)$$

где q – плотность теплового потока через пограничный слой Вт/м²;

$T_{\text{в}}$ – средняя по сечению ствола температура воздуха, °С;

$T_{\text{ст}}$ – температура стенки ствола, °С;

α – коэффициент теплоотдачи Ньютона между стенкой ствола и воздушным потоком, характеризующий интенсивность теплоотдачи, Вт/(м²·°С).

При расчете конвективной теплоотдачи наибольшую трудность представляет определение коэффициента теплоотдачи α , поскольку он зависит от большого количества параметров, характеризующих состояние и перемещение исследуемой среды, формы и размеров обтекаемого тела:

$$\alpha = f(\rho, \mu, \lambda, \beta, c_p, L, v, \dots), \quad (3.3)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, м²/с;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·°С);

β – коэффициент объемного расширения жидкости, °С⁻¹;

c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·°С);

L – характерный линейный размер поверхности обтекаемого тела, м.

Определение функциональной зависимости (3.3) аналитически в явном виде крайне сложно, а во многих случаях практически невозможно, вследствие чего коэффициент теплоотдачи, чаще всего определяют экспериментальными способами, и далее при помощи методов теории гидродинамического подобия результаты одиночных экспериментов распространяют на большее число случаев.

Таким образом, на основании измерений переменных во времени теплофизических параметров воздуха и температуры крепи ствола в реверсивном режиме проветривания рудника возможен расчет коэффициента теплоотдачи на границе «воздушный поток – крепь ствола».

3.2.1. Методика проведения экспериментальных исследований процессов теплопереноса в вентиляционных стволах в реверсивном режиме проветривания рудника

Для получения комплексной картины аэродинамических и теплофизических процессов в вентиляционном стволе при реверсировании ГВУ необходимо выполнить измерения параметров работы ГВУ, а также расходов, температуры, влажности воздуха на сопряжениях с горизонтами и в вентиляционном канале ГВУ, температуры контура крепи ствола на сопряжениях с горизонтами.

Измерения проводились в холодный период в течение планового реверсирования ГВУ в стволе ВС–9 рудника «Скалистый». На руднике применяется всасывающий способ проветривания. В стволе ВС–9 отсутствует вспомогательная система воздухоподготовки, поэтому в течение планового реверсирования в ствол подавался холодный атмосферный воздух. Схема ствола с указанием высотных отметок сопряжений ствола с вентиляционным каналом ГВУ и вентиляционными горизонтами, а также мест размещения замерных станций представлена на рис. 3.7.

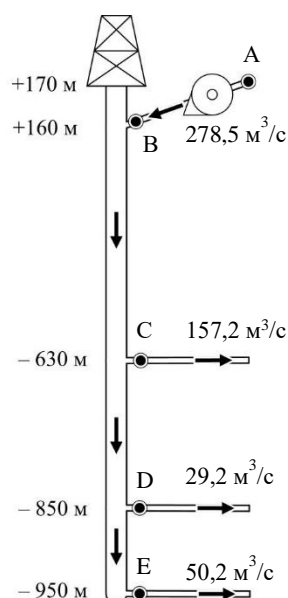


Рисунок 3.7 — Схема расположения замерных станций в вентиляционном стволе ВС-9 рудника «Скалистый»

Во время планового реверса ГВУ на замерных станциях проводились измерения следующих теплофизических параметров:

А — температура, влажность, давление атмосферного воздуха;

В — температура, влажность и расход воздушного потока в вентиляционном канале ГВУ;

С, D, E — температура, влажность, расход воздушного потока; температура крепи ствола на сопряжениях с вентиляционными горизонтами.

Оборудование и методы выполнения измерений

Приборы и оборудование, использованные при выполнении измерений, перечислены в разделе 3.1.1. Кроме этого, для выполнения измерений температуры и влажности воздушного потока с ежесекундной записью результатов в месте установки использовался портативный метеорегистратор Kestrel DROP D3. Абсолютная погрешность измерений температуры $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ (при температуре от -10°C до $+55^{\circ}\text{C}$); абсолютная погрешность измерений относительной влажности $\pm 2,0\%$ (при относительной влажности от 10% до 90%).

Измерение площади сечения выработки, скорости воздушной струи и температуры поверхности крепи

Измерения площади сечения выработки, скорости воздушной струи и температуры поверхности крепи выполняются согласно методикам, описанным в разделе 3.1.1. При выполнении измерений следует фиксировать текущее время.

Измерение температуры и влажности воздушной струи

Измерения температуры и влажности воздуха выполняются метеорегистратором Kestrel DROP D3, который записывает микроклиматические параметры воздуха в динамическом режиме с заданным временным интервалом.

Выполнение измерений в вентиляционном канале главной вентиляторной установки

При выполнении измерений в вентиляционном канале ГВУ до начала реверсирования ГВУ необходимо установить метеорегистратор в стационарном положении перед сопряжением со стволом. В месте расположения выполняется измерение площади сечения канала. Поскольку выполнение измерений скорости воздуха в вентиляционном канале при реверсировании ГВУ небезопасно для человека, параметры работы главной вентиляторной установки снимаются с пульта управления.

Выполнение измерений в околоствольных дворах вентиляционных стволов

В околоствольных дворах вентиляционных стволов следует выполнять измерения скорости, температуры, влажности струй воздуха, поступающих по стволу на каждое сопряжение. Измерения должны выполняться с каждой стороны сопряжения со стволом. Также необходимо выполнять измерения температуры крепи ствола.

Измерения скорости движения воздуха выполняются анемометром с интервалом 1–3 минуты с начала реверсирования до момента выхода на стационарное значение.

Температура и влажность воздушного потока измеряются при помощи метеорегистратора, установленного в статическом положении в месте выполнения измерения скорости воздуха. Место установки метеорегистратора должно обеспечивать свободное попадание воздуха на прибор.

Температура крепи ствола измеряется с помощью инфракрасного пирометра на сопряжениях со стволом с интервалом 1–3 минуты.

3.2.2. Результаты экспериментальных исследований в вентиляционном стволе ВС–9 рудника «Скалистый» в реверсивном режиме проветривания

Длительность планового реверсивного режима работы ГВУ составила 30 минут. В течение нескольких минут после начала реверса происходило перераспределение воздушных потоков в стволе, после чего на всех замерных станциях наблюдалось устойчивое проветривание. Установившиеся расходы воздушных потоков на замерных станциях представлены на рис. 3.7.

Температура воздуха на поверхности рудника вблизи здания ГВУ на момент начала реверсирования была -27°C при относительной влажности 15 % и атмосферном давлении 99170 Па.

На рис. 3.8 и 3.9 представлены графики временной динамики температуры и влагосодержания воздушного потока на замерных станциях в течение времени реверсирования ГВУ. Из рис. 3.8 и 3.9 видно, что после смены направления движения воздушного потока в вентиляционном стволе происходили существенно нелинейные процессы тепломассопереноса, связанные с перераспределением расходов воздуха. Продолжительность выхода расхода воздушного потока на постоянное значение в вентиляционном канале составила около 8 минут, а на вентиляционных горизонтах – около 12 минут. На рис. 3.10 представлены графики изменения температуры поверхности крепи ствола на сопряжениях ствола с вентиляционными горизонтами.

Полученные экспериментальные данные использовались далее для расчета эффективного коэффициента теплоотдачи между влажной крепью вентиляционного ствола, породным массивом и воздушным потоком.

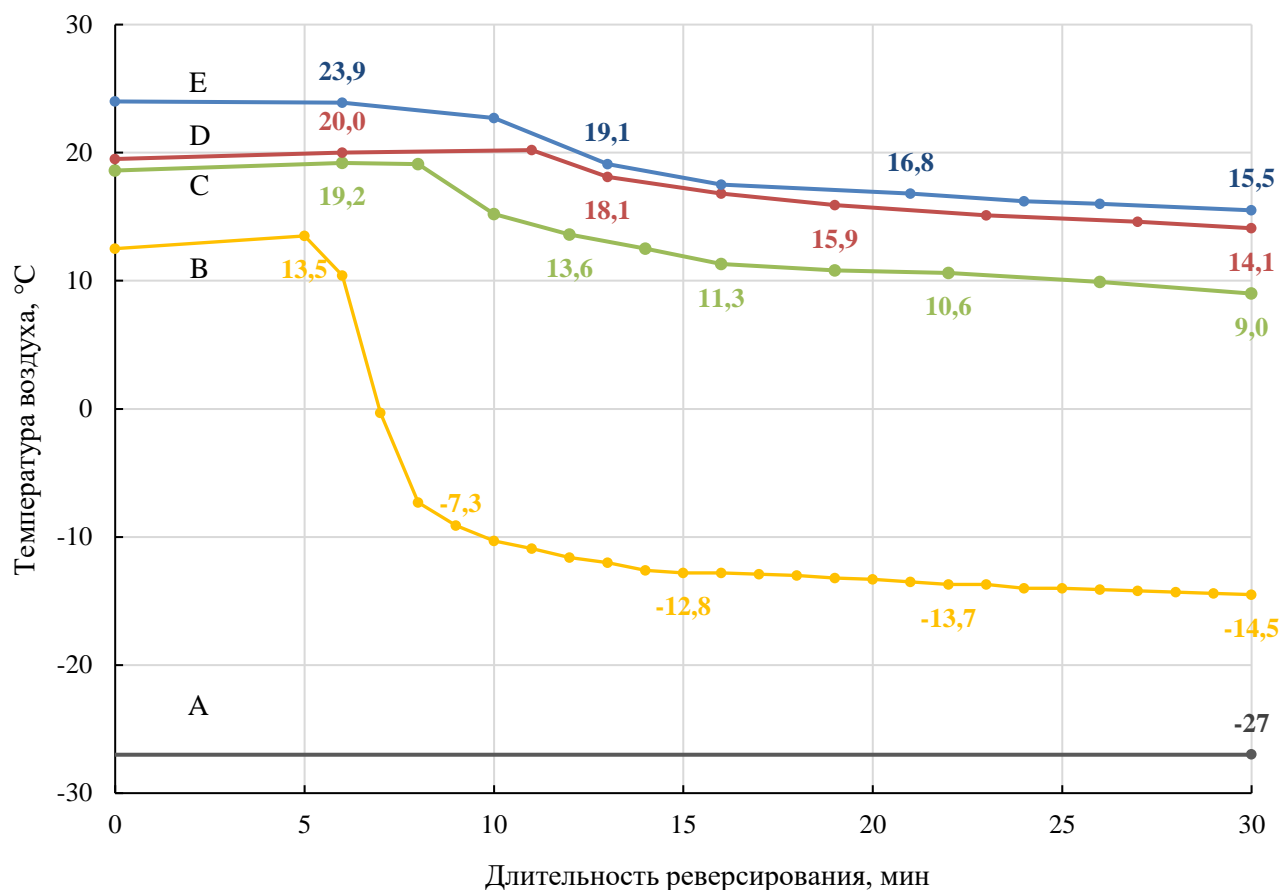


Рисунок 3.8 — Температура воздуха на замерных станциях во время реверсирования ГВУ

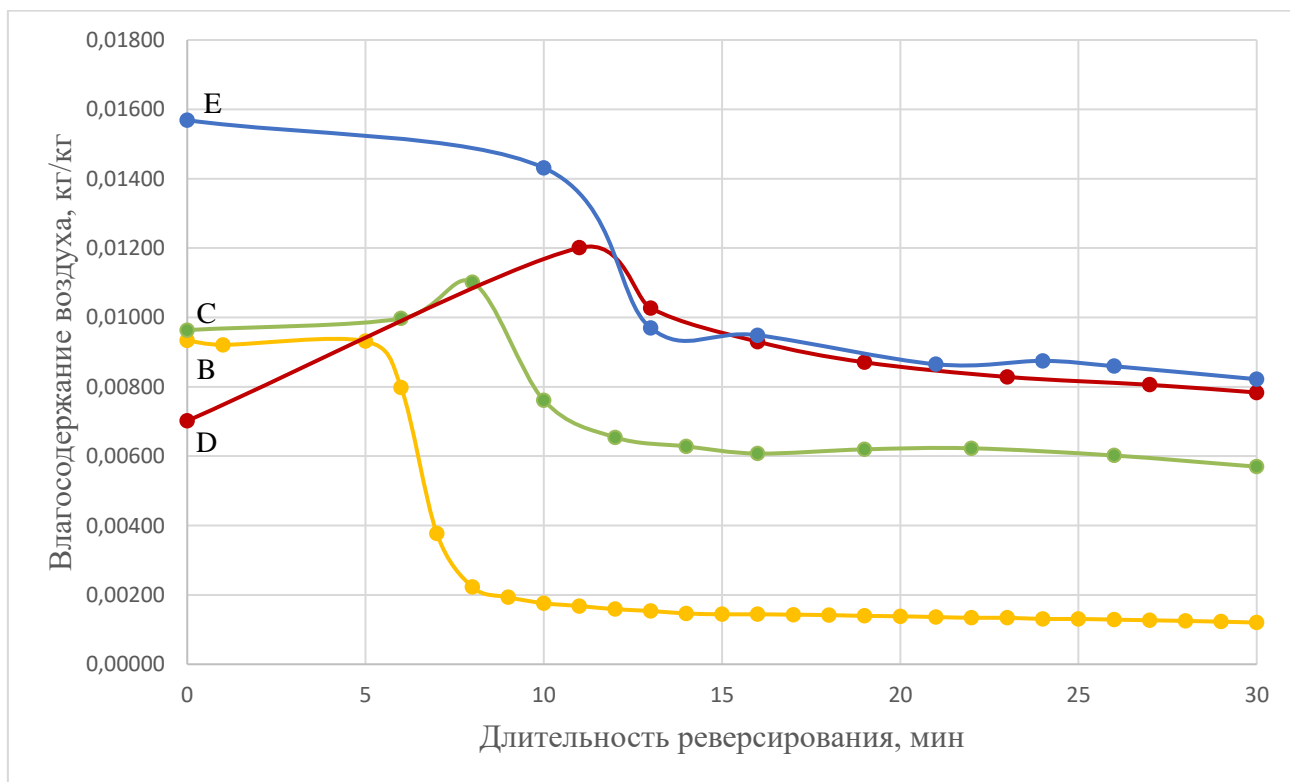


Рисунок 3.9 — Влажность воздуха на замерных станциях во время реверсирования ГВУ

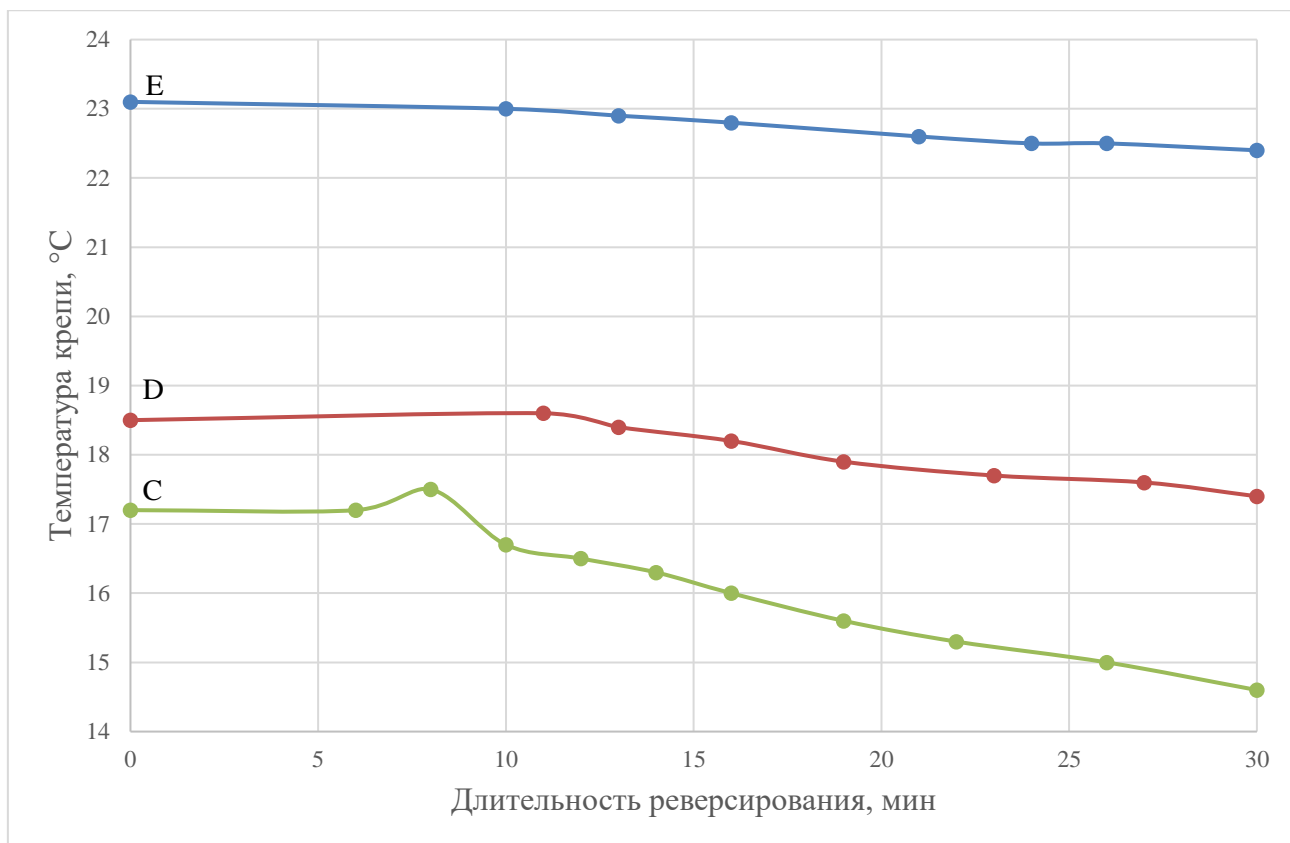


Рисунок 3.10 — Измеренная температура поверхности ствола на сопряжениях с вентиляционными горизонтами во время реверсирования ГВУ

3.2.3. Метод расчета эффективных коэффициентов теплоотдачи и температуропроводности системы «воздушный поток – влажная крепь – породный массив»

Эффективный коэффициент теплоотдачи между воздушным потоком и влажной крепью вентиляционного ствола определен следующим образом [41]:

$$\alpha = k(x) \cdot 3,6 \cdot \frac{V^{0,8}}{D^{0,2}}, \quad (3.4)$$

где $k(x)$ – коэффициент, учитывающий шероховатость и увлажненность стенок ствола. В случае сухих шероховатых стенок коэффициент $k(x)$ равен коэффициенту шероховатости $\varepsilon(x)$, а для сухих гладких стенок $k(x) = 1$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи проведена валидация модели нестационарного сопряженного теплообмена между воздушным потоком, крепью ствола и породным массивом с учетом переноса влаги в условиях реверсирования воздушной струи путем сравнения результатов модели с данными экспериментальных исследований, приведенных в разделе 3.2.2.

Процесс нестационарного сопряженного теплообмена между воздушным потоком, крепью ствола и породным массивом с учетом переноса влаги в условиях

реверсирования воздушной струи описывается системой дифференциальных уравнений конвективного теплопереноса в воздушном пространстве ствола [104]:

$$\rho_a c_v \frac{dT}{dx} = \frac{P}{\rho_a} \frac{d\rho_a}{dx} - \rho_a L \frac{dm}{dx} + \frac{4}{D} \frac{\alpha}{V} (T_m(t, D/2, x) - T), \quad (3.5)$$

и переноса тепла в крепи ствола и окружающем ствол породном массиве

$$\frac{\partial T_m(t, r, x)}{\partial t} = a_m \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_m(t, r, x)}{\partial r} \right). \quad (3.6)$$

Уравнение (3.5) необходимо дополнить уравнениями состояния влажного воздуха [143]:

$$\rho_a = \frac{29P - 0.11\varphi[479 + (11,52 + 1,62T)^2]}{8,314(T + 273)}, \quad (3.7)$$

$$\varphi = \frac{Pm}{611(0,622 + m) \exp\left(\frac{17,5T}{T + 241,5}\right)}, \quad (3.8)$$

$$P = P_0 + \rho_0 g x. \quad (3.9)$$

Граничное условие для температуры воздушного потока на входе в ствол задается на основе экспериментальных измерений:

$$T(t, 0) = T_0(t). \quad (3.10)$$

В начальный момент температура массива на высоте x однородна вдоль радиальной координаты r :

$$T_m(0, r, x) = T_{m0}(x). \quad (3.11)$$

Граничные условия для уравнения (3.6) вдали от контура ствола представляют собой температуру непо потревоженного массива на данной глубине:

$$T_m(t, R_{out}, x) = T_{m0}(x). \quad (3.12)$$

Внешний радиус можно оценить согласно [31]:

$$R_{out} = \sqrt{4a_m \tau \ln\left(\frac{s\Delta T_0}{4\pi a_m \tau \delta}\right)}. \quad (3.13)$$

На контуре ствола для уравнения (3.6) задается граничное условие согласно закону Ньютона–Рихмана:

$$\lambda \left. \frac{\partial T_m}{\partial r} \right|_{r=D/2} = \alpha (T - T_m)|_{r=D/2}. \quad (3.14)$$

В системе уравнений (3.5) – (3.14) введены следующие обозначения:

ρ_a – плотность воздуха в стволе, кг/м³;

c_v – удельная изохорная теплоемкость воздуха Дж/(кг·°C);

T – температура воздуха в стволе, °C;

P – барометрическое давление воздуха, Па, на глубине x , отсчитываемой от высотной отметки замерной станции В;

L – скрытая теплота конденсации воды, Дж/кг;

$m = m(x)$ – влагосодержание воздуха, заданное в модели на основе экспериментальных измерений, кг/кг;

$D = 8$ м – диаметр ствола;

$V = V(x)$ – скорость воздушной струи в стволе, м/с;

s – площадь поверхности теплообмена, м²;

τ – общее время процесса теплообмена, с;

ΔT_0 – начальное рассогласование температуры воздушной струи и крепи ствола, °С;

δ – температурное возмущение на границе тепловыравнивающего слоя, принимается равным 0,1 °С;

α – эффективный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);

$T_m(t, r, x)$ – температура стенки ствола, °С;

$a_m = a_m(x)$ – эффективный коэффициент температуропроводности крепи ствола с учетом наличия участков с чугунной тубинговой крепью, м²/с. Ствол закреплен тубинговой крепью на отметках от +171,3 м до +63,3 м; от – 229,0 м до – 358,7 м; от – 438,7 м до – 503,5 м; на остальных участках ствола – монолитная бетонная крепь.

В результате численного решения системы (3.5) – (3.14) получены временные зависимости температуры воздушного потока по высоте ствола и температуры крепи ствола. Параметры $a_m(x)$ и $k(x)$ подобраны так, чтобы результаты экспериментальных измерений на замерных станциях температуры воздушного потока $\tilde{T}(t_i)$ и температуры крепи $\tilde{T}_m(t_j)$ были как можно ближе к соответствующим температурам, полученным в результате моделирования, т.е. чтобы выполнялись условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\tilde{T}(t_i) - T(t_i))^2}{n}} \rightarrow \min \\ \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k (\tilde{T}_m(t_j) - T_m(t_j))^2}{k}} \rightarrow \min \end{array} \right. \quad (3.15)$$

В результате минимизации невязок согласно (3.15) найдены следующие значения эффективной температуропроводности: $a_m = 5,2 \cdot 10^{-7}$ м²/с – для участков вентиляционного ствола с монолитной бетонной крепью и $a_m = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с – для участков ствола с чугунной тубинговой крепью. Согласно [37, 81] температуропроводность чугуна лежит в пределах от $1,41 \cdot 10^{-5}$ до $1,65 \cdot 10^{-5}$ м²/с; а согласно [74] температуропроводность тяжелого бетона лежит в пределах от $2,80 \cdot 10^{-7}$

до $6,86 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$. Таким образом, рассчитанные в модели эффективные значения теплопроводностей чугунной и бетонной крепи лежат в диапазоне возможных значений, представленных в справочной литературе.

На рис. 3.11 представлено сравнение изменения температуры поверхности ствола на отметках – 630 м, – 850 м и – 950 м, рассчитанного в модели (сплошные линии), и экспериментальных измерений температуры поверхности крепи (точки) в течение времени реверсирования ГВУ. Вертикальной линией на графике отмечено время выхода расхода воздушного потока в вентиляционном канале ГВУ на стационарное значение, принятое в модели за начальный момент времени. Малые рассогласования модельных кривых и экспериментальных значений связаны, во-первых, с приборной погрешностью измерения температуры поверхности крепи ($\pm 1,0^\circ\text{C}$), во-вторых, с тем, что в модели не учитывался вертикальный теплоперенос в породном массиве.

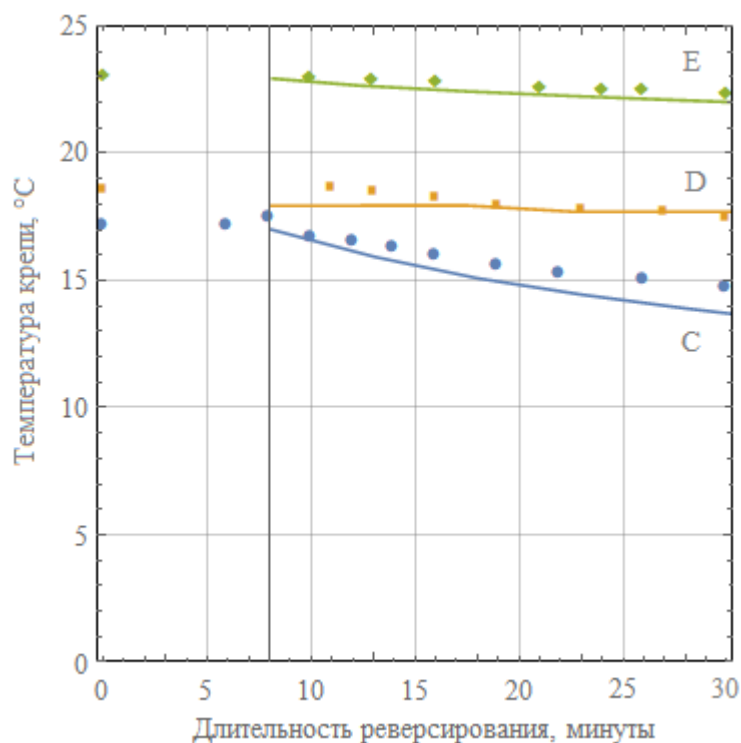


Рисунок 3.11 — Сравнительный анализ временной динамики температуры поверхности крепи ствола на отметках – 630 м, – 850 м и – 950 м, рассчитанной в модели (сплошные линии), и экспериментальных измерений температуры (точки)

Значения коэффициента $k(x)$ и соответствующие эффективные коэффициенты теплоотдачи для исследуемых участков ствола, рассчитанные согласно (3.15), представлены в таблице 3.3. Различные значения коэффициента $k(x)$ для разных участков ствола обусловлены разной степенью увлажненности поверхности крепи ствола на соответствующих участках, о чем косвенно свидетельствуют данные об

изменении влагосодержания воздушных потоков (рис. 3.9) и среднем приросте влагосодержания в воздушном потоке на каждые 100 м пути.

Таблица 3.3 — Рассчитанные эффективные коэффициенты теплоотдачи ствола ВС–9

Участок ствола	Средняя скорость воздушного потока	Средний прирост влагосодержания на 100 м	$k(x)$	Коэффициент теплоотдачи α
+160 м / –630 м	4,7 м/с	0,61 г/кг	4,9	40,0 Вт/(м ² ·°С)
–630 м / –850 м	1,8 м/с	1,20 г/кг	7,4	28,1 Вт/(м ² ·°С)
–850 м / –950 м	1,0 м/с	0,34 г/кг	2,9	6,9 Вт/(м ² ·°С)

На рис. 3.12 представлено сравнение рассчитанной в модели временной динамики температуры воздушного потока на сопряжениях вентиляционного ствола с горизонтами на отм. – 630 м, – 850 м и – 950 м и экспериментальных измерений температуры воздуха в течение времени реверсирования ГВУ. Малые отклонения модельных кривых от экспериментальных точек связаны как с приборной погрешностью ($\pm 0,5^\circ\text{C}$), так и с небольшими колебаниями расходов воздушных потоков на горизонтах вследствие нестационарных процессов, связанных с распределением воздуха в вентиляционной сети рудника в ходе проведения планового реверсирования ГВУ.

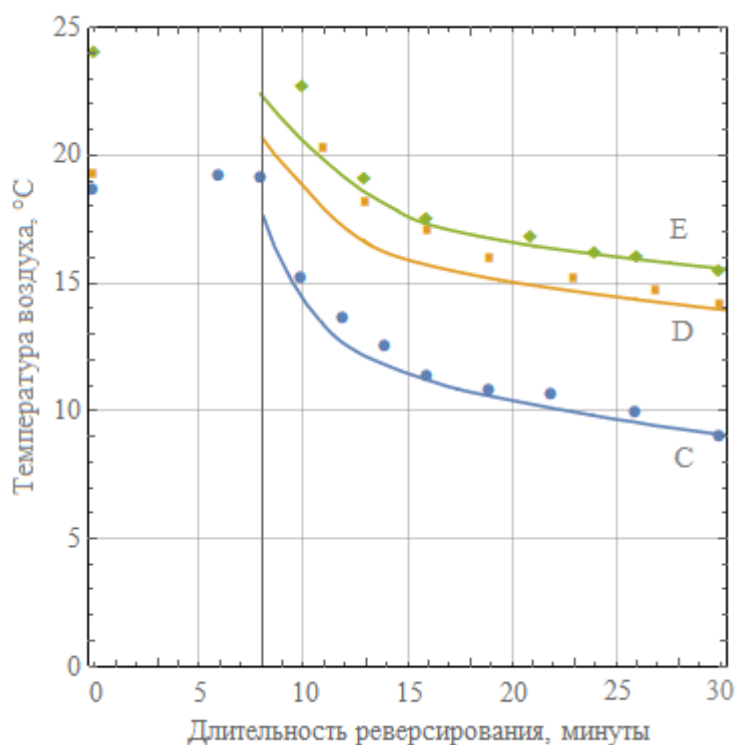


Рисунок 3.12 — Сравнительный анализ временной динамики температур воздушных потоков на отметках – 630 м, – 850 м и – 950 м, рассчитанных в модели (сплошные линии), и экспериментальных измерений температуры (точки)

Представленная модель нестационарного сопряженного теплообмена между воздушным потоком, крепью ствола и породным массивом позволяет определить температуру воздушного потока, крепи и породного массива по всей глубине ствола в любой момент времени реверсирования ГВУ. Эти данные могут быть полезны при разработке аварийных режимов проветривания рудника в холодное время года в случае отсутствия вспомогательной системы воздухоподготовки на вентиляционных стволах. В качестве примера на рис. 3.13 представлены распределения температуры поверхности крепи ствола и температуры воздушного потока по высоте ствола на момент окончания планового реверсирования ГВУ, полученные в результате решения системы уравнений (3.4) – (3.15). Скачки на кривой температуры поверхности крепи связаны с наличием чугунных тубингов на трех участках ствола, а также с тем, что участок ствола от –850 м до –950 м изначально имел высокую температуру. Таким образом, на участках ствола с тубинговой крепью теплообменные процессы протекают иначе, чем на участках с бетонной крепью, что в свою очередь сказывается на распределении температуры воздуха по глубине ствола.

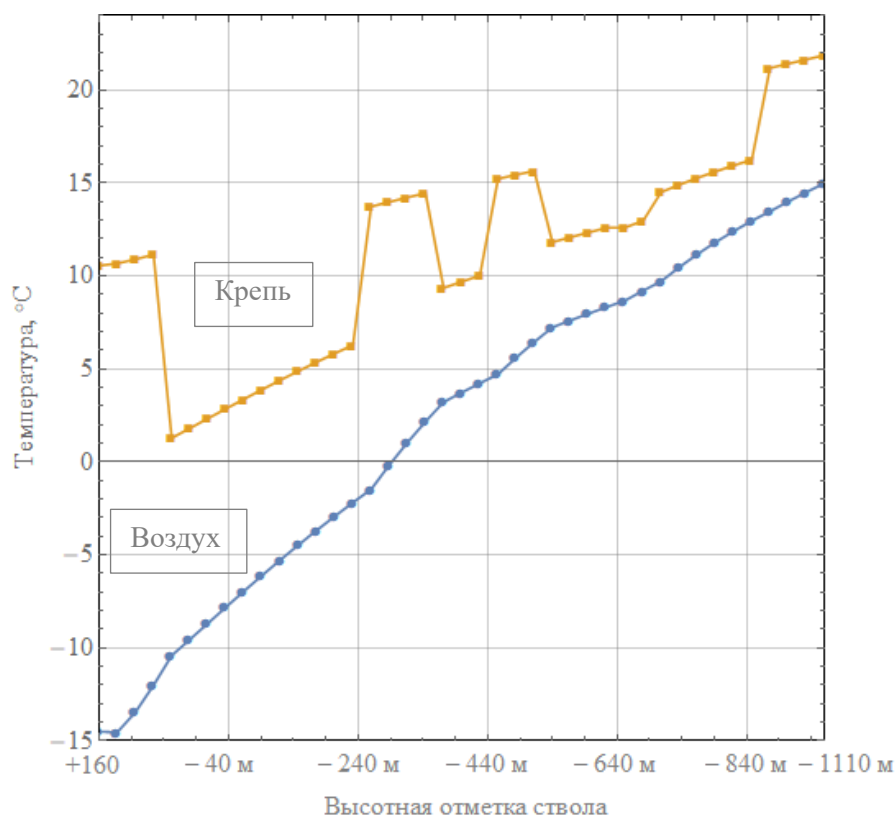


Рисунок 3.13 — Рассчитанное в модели распределение по глубине ствола температуры поверхности крепи и температуры воздушного потока на момент окончания реверсирования ГВУ

Представленный усовершенствованный метод расчета эффективного коэффициента теплоотдачи между влажной крепью вентиляционного ствола и

воздушным потоком, идущим по стволу, по данным экспериментальных измерений в реверсивном режиме вентиляции рудника уточняет подход, представленный в работе [137], в части учета изменения влагосодержания воздушного потока по тракту его движения вдоль ствола и наличия участков ствола с различными типами крепи. Данные измерений временной динамики температуры поверхности крепи ствола позволили уточнить эффективные коэффициенты теплопроводности системы «крепь–массив».

Результаты натурных исследований аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах в нормальном и реверсивном режимах вентиляции рудников позволили определить теплофизические параметры воздушного потока по длине ствола, эффективные коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности системы «воздух – крепь – породный массив» для параметризации разработанной в главе 2 модели нестационарного тепломассопереноса в воздушном пространстве вентиляционного ствола.

3.3. Выводы по главе

В главе 3 описаны две разработанные методики проведения экспериментальных исследований процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах, в их околоствольных дворах и вентиляционных каналах ГВУ. Первая методика применяется в нормальном режиме проветривания рудника, вторая – в реверсивном режиме. На основании проведенных экспериментальных исследований по этим методикам, а также их теоретической обработки можно сделать следующие выводы.

- Процессы тепломассопереноса, происходящие в вентиляционных стволах, зависят от режима проветривания рудника. В нормальном режиме существенным является фактор охлаждения воздуха из-за снижения барометрического давления по мере движения воздуха вверх по стволу, вследствие чего в стволе возможно образование капельной влаги, приводящей при определенных обстоятельствах к возникновению бланкет–эффекта. В реверсивном режиме большую роль играет теплообмен между воздушным потоком, крепью ствола и окружающим ствол породным массивом.
- Проведенные исследования в вентиляционном стволе ВС–7 рудника «Таймырский» ПАО «ГМК «Норильский никель» в нормальном режиме проветривания позволили установить участки интенсивной конденсации влаги, определенные на основе визуального наблюдения за состоянием атмосферы ствола во время поднятия по нему в клетки. Установлено, что в стволе ВС–7 при

движении воздуха вверх происходит постепенная конденсация влаги, содержащейся в воздухе, вплоть до образования тумана и перехода тумана в крупные капли воды.

- Экспериментальные исследования, проведенные во время планового реверсирования ГВУ в холодный период года в вентиляционном стволе ВС–9 рудника «Скалистый» ПАО «ГМК «Норильский никель», позволили определить временную динамику теплофизических параметров воздушного потока и температуры крепи ствола на сопряжениях с вентиляционным каналом и выработками вентиляционных горизонтов.
- Предложенный метод расчета эффективного коэффициента теплоотдачи между влажной крепью вентиляционного ствола и воздушным потоком, основанный на минимизации расогласования данных экспериментальных исследований при плановом реверсировании ГВУ и результатов численного решения системы уравнений сопряженного теплообмена с учетом влагопереноса, позволяет с высокой точностью определять интенсивность процессов тепломассопереноса в вентиляционных стволах в зависимости от теплофизических параметров воздушной струи и увлажненности участков ствола.
- Учет экспериментальных данных о меняющейся в течение времени реверсирования воздушного потока температуре крепи позволяет явно разделить влияние теплопереноса в крепи и породном массиве и теплоотдачи на границе крепи с воздушным потоком, а прямой модельный учет меняющегося влагосодержания воздушной струи позволяет точнее оценить изменение температуры воздушного потока в стволе, вызванное массообменными процессами.
- Установлено, что значение коэффициента теплоотдачи ствола ВС–9 меняется по высоте ствола от сопряжения с вентиляционным каналом (отметка +150 м) до сопряжения с нижним вентиляционным горизонтом (отметка –950 м) в диапазоне от 40,0 до 6,9 Вт/(м²·°С). Его изменчивость по высоте ствола связана с различной средней скоростью воздушного потока на исследуемых участках, различным материалом крепи, а также с различной степенью увлажненности крепи.
- Определены эффективные коэффициенты температуропроводности крепи на различных участках ствола: $1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с – для чугунной тубинговой крепи, и $5,2 \cdot 10^{-7}$ м²/с – для монолитной бетонной крепи, что соответствует диапазону их возможных значений, представленных в справочной литературе.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТА ВОДЯНОЙ ПРОБКИ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ РУДНИКОВ

В условиях высокой влажности исходящей воздушной струи, а также при наличии водопритоков из закрепного пространства в вентиляционном стволе может возникать эффект водяной пробки, или бланкет–эффект, являющийся следствием накопления в воздушном пространстве ствола существенного количества капельной влаги во взвешенном состоянии и проявляющийся снижением расхода воздуха, идущего по стволу, увеличением депрессии главной вентиляторной установки вплоть до возникновения вибрации или ее аварийного отключения.

Четвертая глава посвящена теоретическому исследованию механизма возникновения бланкет–эффекта в вентиляционных стволах и его влияния на увеличение аэродинамического сопротивления ствола. В начале главы будет представлена одномерная математическая модель накопления капельной влаги в вентиляционном стволе, учитывающая основные физические факторы, вносящие вклад в формирование водяной пробки. Далее будут представлены результаты трехмерного численного моделирования на разработанной в главе 2 CFD–модели процессов тепломассопереноса в вентиляционном стволе, параметризованной по результатам экспериментальных исследований, представленным в главе 3. В заключительной части главы будет проведено сравнение результатов одномерного и трехмерного анализа проявления эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе и области их применимости.

4.1. Математическая постановка задачи формирования эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе

Бланкет–эффект возникает при наличии достаточно большого количества капельной влаги во взвешенном состоянии в вентиляционном стволе, создающей существенное аэродинамическое сопротивление движению воздушной струи. Воздух будет принимать на себя вес всей капельной влаги, находящейся в данный момент в воздушном пространстве ствола, вследствие чего в стволе может происходить значительная потеря депрессии. Если предположить, что бланкет–эффект в стволе протекает как стационарный процесс, капельная влага массой M , кг, находящаяся в стволе, действует на воздушный поток с силой, равной весу всех капель. Если соотнести эту силу с сечением ствола S , м², то получим часть депрессии ΔP главной вентиляторной установки, затрачиваемой на преодоление дополнительного сопротивления капельной влаги, Па:

$$\Delta P = \frac{Mg}{S}, \quad (4.1)$$

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Существует две причины появления капельной влаги в стволе: конденсация влаги в исходящем потоке влажного воздуха и водопритоки в ствол с водоносных горизонтов из закрепного пространства [133]. В обоих случаях часть относительно мелких капель выносится восходящим потоком в вентиляционный канал, а часть либо стекает по стенкам ствола, либо падает в виде крупных тяжелых капель вниз. Таким образом, капельная влага может перемещаться как вниз, так и вверх по стволу в зависимости от соотношения веса каждой капли и аэродинамической силы, действующей на нее со стороны восходящего воздушного потока. Максимальный диаметр капли воды, больше которого капля будет распадаться под действием воздушного потока, составляет ≈ 6 мм, что согласуется с данными метеорологических исследований [21] и численных экспериментов [164].

При движении в воздухе за достаточно короткий временной интервал 2–5 секунд капля воды достигает своей конечной скорости, или скорости витания, величина которой зависит от диаметра капли [89, 164]. Рассмотрим две наиболее известные эмпирические формулы, описывающие конечную скорость падения как функцию диаметра капли:

— Гунна–Кинцера [123]:

$$V_{\text{к}}(D)_{G-K} = 9,4 (1 - \exp(-1,57 D^{1,15})), \quad (4.2)$$

— Беста [96]:

$$V_{\text{к}}(D)_B = 9,55 (1 - \exp(-1,15 D^{1,147})). \quad (4.3)$$

На рис. 4.1 построены графики зависимости конечной скорости падения капли от ее диаметра согласно представленным формулам (4.2) – (4.3).

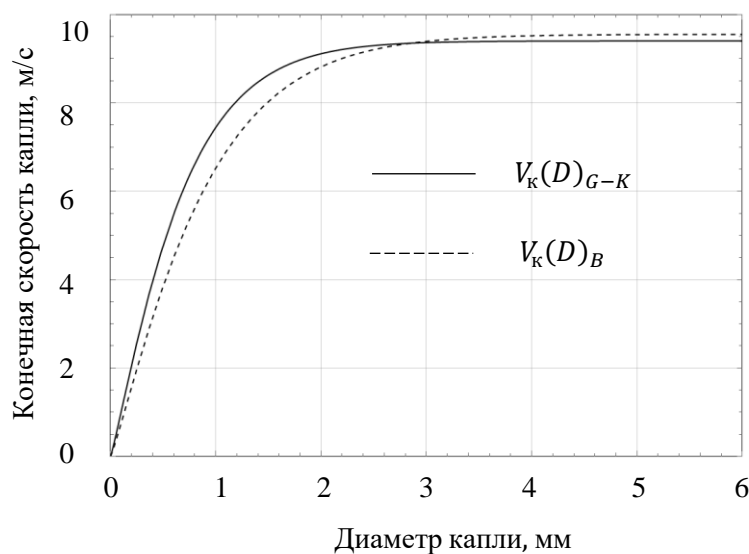


Рисунок 4.1 — Зависимости конечной скорости падения капли от ее диаметра [96, 123]:

Из рис. 4.1 видно, что кривые зависимостей конечной скорости каплей от диаметра, полученные разными авторами в различных экспериментах, несущественно отличаются друг от друга, при этом можно выделить их общую закономерность: с увеличением диаметра капли примерно до 3 мм увеличивается ее конечная скорость, а при диаметре каплей более 3 мм конечная скорость выходит на некоторое постоянное значение. Эту закономерность можно объяснить следующим образом. Условно можно выделить два диапазона размеров каплей, в каждом из которых действует свой закон аэродинамического сопротивления. Капли с относительно малым диаметром при движении сохраняют свою сферическую форму. В этом случае можно оценить конечную скорость падения капли, приравняв силу тяжести, действующую на каплю, к силе лобового сопротивления:

$$\frac{\pi}{6} D^3 \rho_w g = \frac{C_D \pi}{4} D^2 \frac{\rho_a V_k^2}{2}, \quad (4.4)$$

где ρ_w – плотность воды, кг/м³;

ρ_a – плотность воздуха, кг/м³;

C_D – безразмерный коэффициент сопротивления формы, для сферы при $Re \sim 10^3 \div 10^5$:

$C_D = 0,4 \div 0,5$ [68].

Следовательно, конечная скорость капли выражается следующим образом:

$$V_k = \sqrt{\frac{4\rho_w g D}{3\rho_a C_D}}. \quad (4.5)$$

Падающая капля сохраняет форму сферы при условии, что силы поверхностного натяжения капли превышают инерционные силы, т.е. при условии:

$$We = \frac{\rho_a D V_k^2}{\sigma} \ll 1, \quad (4.6)$$

где We – число Вебера, σ – коэффициент поверхностного натяжения воды, Н/м.

Верхней границей сохранения сферической формы капли можно положить условие $We = 1$. При подстановке в (4.6) характерных значений параметров получим граничное значение $D \approx 1,6$ мм.

Когда силы инерции со стороны воздушного потока становятся соразмерны с силами поверхностного натяжения, капля начинает деформироваться и, согласно формулам (4.2) – (4.3) для каплей с диаметрами более 3 мм их конечная скорость не зависит от диаметра и равна примерно $9,2 \div 9,5$ м/с. Это означает, что увеличение силы тяжести, которая пропорциональна объему капли, полностью уравнивается увеличением силы аэродинамического сопротивления, которая пропорциональна площади миделевого сечения капли. Если предположить, что в данном случае капля представляет эллипсоид вращения [93, 164] с горизонтальной полуосью a и

вертикальной полуосью b , то, приравняв силу тяжести к силе сопротивления, получим выражение:

$$\frac{4\pi}{3} a^2 b \rho_w g = C_D \pi a^2 \frac{\rho_a V_k^2}{2}. \quad (4.7)$$

Из (4.7) следует, что конечная скорость падения капли может быть постоянной только в случае $b = \text{const}$, а это возможно лишь в случае, когда увеличение объема капли обеспечивается увеличением только горизонтального размера капли. Иными словами, чем крупнее капля, тем более она расплющивается при падении в воздухе.

В случае, если скорость воздушного потока в стволе больше максимальной скорости витания капель $\approx 9,3$ м/с, то капли всех возможных диаметров будут выноситься на поверхность. При скорости воздушного потока в стволе менее 9,3 м/с вклад в дополнительное сопротивление ствола будут вносить как восходящие, так и падающие капли. Поскольку направление движения капли зависит от соотношения ее конечной скорости, а значит и от ее диаметра, и скорости воздушной струи, то в модели следует учесть функцию распределения концентрации капель по диаметрам $n(D)$.

В существующей литературе отсутствуют данные по распределению капель по диаметрам в вентиляционных стволах. В связи с этим можно воспользоваться гипотезой, предложенной в работе [82], о равномерном распределении концентрации капель по массе во всем объеме ствола вследствие хаотичности образования, распада и слияния капель:

$$n(D)_p D^3 = \text{const}. \quad (4.8)$$

Альтернативой может быть использование существующих функций распределения капель дождей. Сами по себе функции распределения капель по диаметрам $n(D)$ определяются эмпирически при каждой конкретной интенсивности дождей путем непосредственного подсчета числа капель n_i с диаметрами D_i каким-либо способом в интервале $(D_i - \Delta D_i; D_i + \Delta D_i)$ в единице объема [59, 92, 106, 183]:

$$N = \int_0^{D_{max}} n(D) dD, \quad (4.9)$$

где N – общее количество капель в единице объема, м^{-3} ;

D_{max} – максимальный диаметр капель, мм.

Общепринятой считается размерность $n(D)$ $\text{м}^{-3}\text{мм}^{-1}$ [59].

Разными исследователями получены различные распределения дождевых капель по диаметрам, полученные на основе результатов измерений количества капель дождей различной интенсивности R , мм/ч. Попытки формально математически описать полученные распределения привели к довольно большому количеству различных

функций распределения капель. Наиболее часто применяются следующие функции распределения:

— Беста [96]:

$$n(D)_B = 159,5461R^{0,324}D^{-1,75} \exp(-0,55415R^{-0,522}D^{2,25}), \quad (4.10)$$

— Маршалла–Пальмера [145]:

$$n(D)_{M-P} = 7300R^{0,056} \exp(-4,3DR^{-0,21}), \quad (4.11)$$

— Лауса–Парсонса [140]:

$$n(D)_{L-P} = 19800R^{-0,384}D^{2,93} \exp(-5,38DR^{-0,186}), \quad (4.12)$$

— Логнормальное распределение Файнгольда–Левина [118]:

$$n(D)_{F-L} = 172R^{0,22} / (0,357674\sqrt{2\pi}D) \exp\left(-0,5 \left(\frac{\ln\left(\frac{D}{0,63R^{0,23}}\right)}{0,357674}\right)^2\right). \quad (4.13)$$

На рис. 4.2 представлены графики распределений (4.10) – (4.13) для различных величин интенсивности R . Из графиков можно отметить общую для всех видов распределений тенденцию смещения вправо при увеличении интенсивности R , т.е. чем больше интенсивность, тем больше крупных капель в наблюдаемом объеме. При этом количество капель больше 6 мм во всех случаях крайне мало, что объясняется тем, что капли большого диаметра теряют устойчивость и распадаются на капли меньшего диаметра. Однако на рис. 4.2 видно существенное отличие между распределениями (4.10), (4.11) и (4.12), (4.13). Первые два распределения обнаруживают большое количество капель малого диаметра. Различие объясняется сложностью экспериментального учета мелких капель. Единственным надежным способом учета очень мелких дождевых капель признан метод улавливания в стеклянные кюветы с касторовым маслом, фотографирования и последующего подсчета количества капель под микроскопом [59].

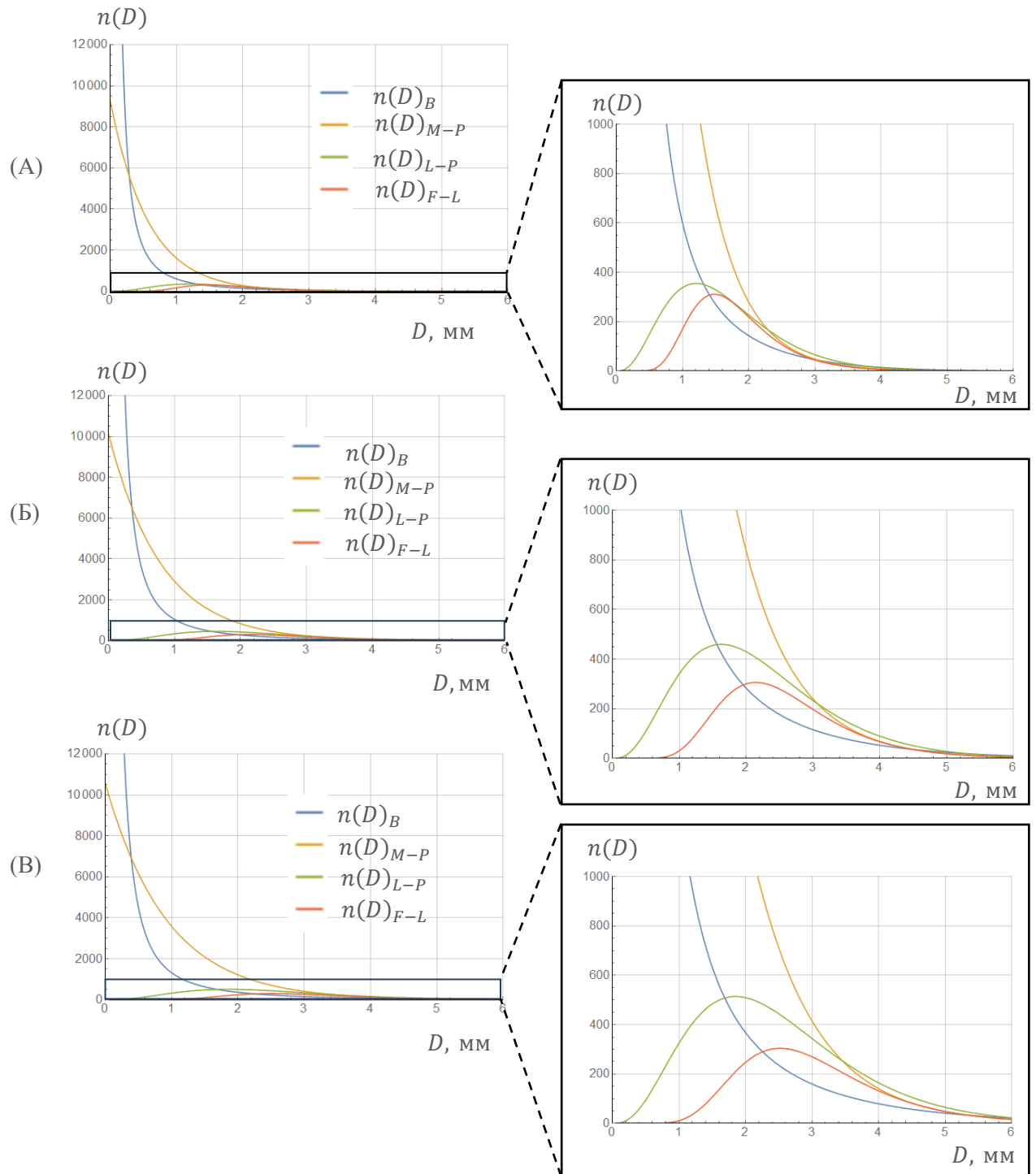


Рисунок 4.2 — Распределения капель по диаметрам согласно [96, 118, 140, 145]:
 (А) величина водопритоков 1 кг/с (72 мм/час); (Б) величина водопритоков
 5 кг/с (320 мм/час); (В) величина водопритоков 10 кг/с (720 мм/час)

При расчете влияния капельной влаги на аэродинамическое сопротивление вентиляционного ствола более важной характеристикой является распределение капель по массам, или водность $W(D) = \frac{\pi}{6 \cdot 10^9} \rho_w n(D) D^3$, кг/м⁴, которая показывает, капли каких диаметров вносят наибольший вклад в формирование бланкет-эффекта. Плотность

распределения водности по размерам капель $w(D) = W(D)/W_{\text{полная}}$ описывает ту долю водности, которая приходится на интервал диаметров капель $(D_i - \Delta D_i; D_i + \Delta D_i)$, где $W_{\text{полная}} = \int_0^{D_{\text{max}}} W(D)dD$. На рис. 4.3 представлены графики плотности распределения водности по диаметрам капель в зависимости от интенсивности R , а также приведен график распределения водности по диаметрам капель согласно функции распределения Розина–Раммлера $F(D)_{R-R}$, применяемой обычно при анализе измельчения частиц и оценке дисперсного состава капель при распылении аэрозолей [77]:

$$F(D)_{R-R} = 1 - \exp\left(-\frac{D}{\bar{D}}\right)^m, \quad (4.14)$$

где \bar{D} – средний диаметр частиц, m – показатель распределения, при этом значения параметров \bar{D} и m , как правило, находятся эмпирически. Значение $F(D)_{R-R}$ равно суммарной доле капель с диаметром меньше или равным D . В настоящей работе средний диаметр \bar{D} подобран как среднее мат. ожиданий распределений (4.10) – (4.13), а показатель распределения m подобран таким образом, чтобы плотность распределения водности $w(D)_{R-R} = \frac{dF(D)_{R-R}}{dD}$ полностью лежала в диапазоне диаметров от 0 до 6 мм, поскольку согласно [21, 164] максимальный диаметр устойчивости капли воды составляет ≈ 6 мм.

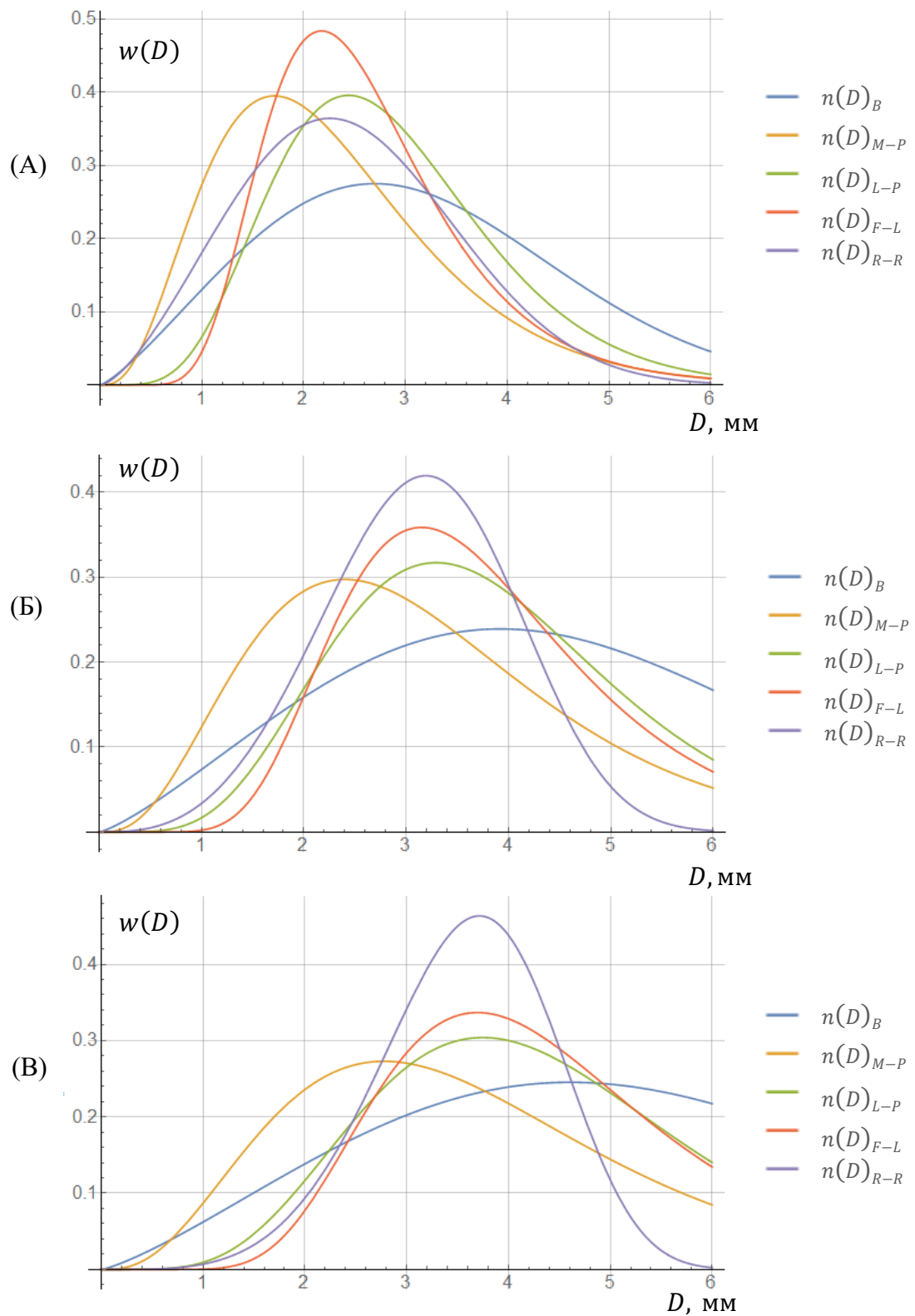


Рисунок 4.3 — Плотность распределения массы воды (водности) по диаметрам капель согласно [77, 96, 118, 140, 145]. (А) величина водопритоков 1 кг/с (72 мм/час);
 (Б) величина водопритоков 5 кг/с (320 мм/час);
 (В) величина водопритоков 10 кг/с (720 мм/час)

Из рис. 4.3 видно, что несмотря на тот факт, что различные распределения получены разными авторами в разных регионах в разное время при помощи различных методов, эти распределения отражают общие закономерности, а именно:

1. Линии равных интенсивностей R сгруппированы относительно компактно почти во всем спектре диаметров капель.
2. Диаметр капель, соответствующий максимальной водности, варьируется в достаточно узком диапазоне.
3. При увеличении интенсивности R увеличивается диаметр капель, соответствующий максимальной водности.

Как было отмечено выше, существует две причины появления влаги в стволе: конденсация влаги из исходящего воздуха и попадание воды в ствол через негерметичную крепь. Для оценки дополнительной нагрузки на главную вентиляционную установку вследствие бланкет-эффекта требуется отдельно рассмотреть оба сценария появления капельной влаги в стволе.

4.1.1. Эффект водяной пробки за счет конденсации влаги в исходящей струе

Рассмотрим ситуацию, когда капельная влага в стволе образуется только в результате конденсации из исходящего воздуха. По мере движения воздуха вверх по стволу его давление и температура уменьшаются, вследствие чего из воздуха, относительная влажность которого изначально была близка к 100 %, конденсируется влага. В процессе дальнейшего движения конденсирующаяся влага объединяется в водяные капли. Далее происходит процесс образования капель различных размеров вследствие слияния мелких капель, а также разбивания крупных капель в результате взаимодействия с крепью и оборудованием ствола.

Дополнительный перепад давления в стволе за счет наличия капельной влаги вследствие конденсации с учетом распределения капель по размерам рассчитывается следующим образом:

$$\Delta P = \frac{\pi \rho_w}{6 \cdot 10^9} gh \int_0^{D_{max}} n(D) D^3 dD, \quad (4.15)$$

где h – глубина, на которой начинается процесс конденсации влаги, отсчитываемая от поверхности, м.

В условиях стационарного влагообмена общий вынос влаги из ствола (через нижнюю и верхнюю границы) становится равен выделению влаги вследствие конденсации, т.е. выполняется условие:

$$Q\rho_a\Delta d = \frac{\pi\rho_w S}{6 \cdot 10^9} \left(\int_0^{D_k} (V_a - V_k)n(D)D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} (V_k - V_a)n(D)D^3 dD \right), \quad (4.16)$$

где Δd – изменение влагосодержания воздушной струи при подъеме по стволу с момента ее насыщения, кг/кг; V_k – конечная скорость движения капли, м/с; D_k – критический диаметр капль, соответствующий конечной скорости капль согласно формулам (4.2) – (4.3).

Таким образом, из уравнений (4.2), (4.3), (4.15) и (4.16) можно определить избыточный перепад давления в стволе за счет наличия капельной влаги вследствие конденсации:

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{gh\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D)D^3 dD}, & V_a < V_{max} \\ \frac{gh\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD}, & V_a > V_{max} \end{cases} = gh\rho_a\Delta d F(R, V_a), \quad (4.17)$$

где $V_{max} = 9,3$ м/с – конечная скорость капль с диаметром 6 мм, согласно формулам (4.2) – (4.3); $F(R, V_a)$ – безразмерный перепад давления в стволе за счет водяной пробки.

Для оценки перепада давления в стволе за счет конденсационного выделения влаги, воспользуемся результатами экспериментальных измерений в вентиляционном стволе ВС–7 рудника «Таймырский» (диаметр ствола составляет 8 м), представленными в работе [82]. В ходе проведения экспериментальных измерений установлено наличие конденсации влаги в стволе от отметки –750 м до сопряжения с вентиляционным каналом главной вентиляторной установки на отметке +190 м. Влагосодержание на отметке – 750 м составило 0,01788 кг/кг; в вентиляционном канале ГВУ — 0,01476 кг/кг, следовательно $\Delta d = 0,00312$ кг/кг. Скорость конденсационного выделения влаги в стволе q , кг/с, определяется по следующей формуле:

$$q = \rho \cdot Q \cdot \Delta d, \quad (4.18)$$

Таким образом, при расходе воздушной струи $Q = 457,4$ м³/с (скорость воздушной струи $V_a = 9,1$ м/с) скорость выделения влаги в стволе q составила 1,7 кг/с.

Скорость выделения влаги q , кг/с, связана с интенсивностью R , мм/час, следующим соотношением:

$$q = \frac{10^{-3}}{3600} RS\rho_w, \quad (4.19)$$

где S – площадь сечения ствола, м²;

ρ_w – плотность воды, кг/м³.

Таким образом, $q = 1,7$ кг/с соответствует интенсивности $R = 122$ мм/час.

Для анализа формулы (4.17) для разных видов распределений на рис. 4.4 построены графики функции $F(V_a)$.

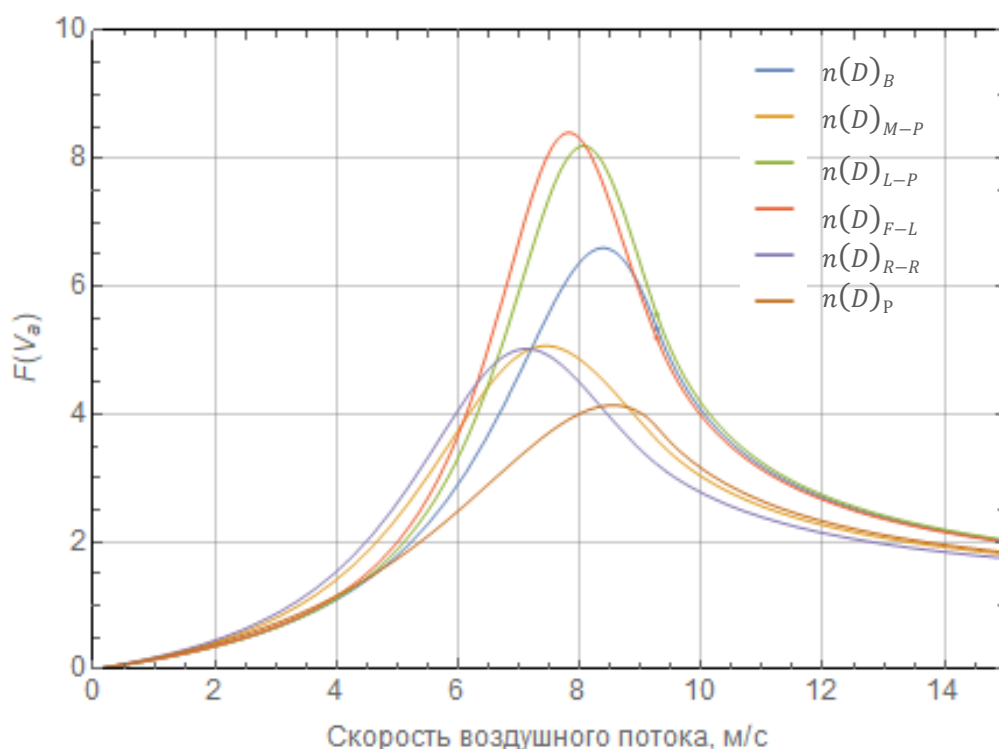


Рисунок 4.4 — Рассчитанные согласно (4.17) зависимости безразмерного перепада давления в стволе от скорости воздушного потока для различных типов распределения капель [77, 96, 118, 140, 145]

Избыточный перепад давления в стволе ВС–7 вследствие конденсации влаги в зависимости от типа распределения $n(D)$ согласно (4.17) составляет от 92 Па (при $F(R, V_a) = 3,4$ для распределения Розина–Раммлера) до 162 Па (при $F(R, V_a) = 6,0$ для распределения Лауса–Парсонса). При этом максимально возможное значение перепада давления (при $F(R, V_a) = 8,4$ для распределения Файнгольда–Левина) составляет 228 Па. Критическая скорость воздушного потока в стволе, приводящая к максимальному влиянию водяной пробки, варьируется от 7,2 м/с до 8,6 м/с в зависимости от типа распределения капель.

Таким образом, полученный перепад давления вследствие наличия капельной влаги в стволе ВС–7 достаточно мал для возможности выхода ГВУ за пределы зоны устойчивой работы, что согласуется с выводами работ [82, 173]. В случае более протяженных стволов перепад давлений вследствие бланкет–эффекта может быть больше, что следует из вида формулы (4.17). Также эффект будет тем сильнее, чем выше влагосодержание и относительная влажность воздуха, поступающего в ствол с подземных горизонтов (т.к. в этом случае при поднятии воздушного потока относительная влажность быстрее достигнет 100 %, а после ее достижения будет выделяться большее количество влаги).

Определим диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе как диапазон скоростей, при которых влияние бланкет-эффекта составляет более 50% от его максимального значения. Для различных скоростей конденсационного влаговыведения имеется свой диапазон опасных скоростей воздушного потока в вентиляционном стволе, рассчитанный согласно (4.17) (см. таблицу 4.1).

Таблица 4.1 — Диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе

Скорость конденсационного влаговыведения в вентиляционном стволе	1,7 кг/с	5 кг/с	10 кг/с
Диапазон опасных скоростей воздушного потока	4,9 – 10,2 м/с	6,1 – 9,4 м/с	7,5 – 9,5 м/с

4.1.2. Эффект водяной пробки за счет водопритоков в ствол

В условиях интенсивных водопритоков через негерметичную крепь ствола дополнительное аэродинамическое сопротивление водяной пробки может значительно повлиять на работу главной вентиляторной установки. Следует отметить, что источник водопритоков в вентиляционном стволе может располагаться на любой глубине h , м, отсчитываемой от поверхности, при этом избыточное давление за счет водопритоков создается как поднимающимися каплями, диаметр которых меньше критического, так и падающими каплями, диаметр которых больше критического. Для оценки избыточного перепада давления за счет водопритоков в ствол рассмотрим наиболее пессимистичный случай, когда вся вода из закрепного пространства попадает в воздушное пространство ствола в виде капель. Справедливость данного подхода можно аргументировать следующим образом. В местах основных предполагаемых водопритоков ствол закреплен чугунной тубинговой крепью с целью его гидроизоляции. Тубинги имеют форму криволинейного очертания, состоят из уложенных вплотную друг к другу сегментов с продольными и поперечными рёбрами жёсткости. Вода, попадая из закрепного пространства, будет стекать по тубингам, капать с ребер жесткости и подхватываться восходящим воздушным потоком.

С учетом сделанных предположений избыточный перепад давления за счет водопритоков будет иметь вид:

$$\Delta P = \frac{\pi \rho_w}{6 \cdot 10^9} g \left(h \int_0^{D_k} n(D) D^3 dD + (H - h) \int_{D_k}^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right). \quad (4.20)$$

В условиях стационарного влагообмена общий вынос влаги из ствола (через нижнюю и верхнюю границы) становится равным интенсивности q , кг/с водопритоков в ствол, т.е. выполняется условие:

$$q = \frac{\pi \rho_w S}{6 \cdot 10^9} \left(\int_0^{D_k} (V_a - V_k) n(D) D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} (V_k - V_a) n(D) D^3 dD \right). \quad (4.21)$$

Таким образом, из уравнений (4.2), (4.3), (4.20), (4.21) можно определить избыточный перепад давления в стволе за счет наличия капельной влаги вследствие водопритоков в ствол:

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_k} n(D) D^3 dD + \left(1 - \frac{h}{H}\right) \int_{D_k}^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a < V_{max} \\ \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a > V_{max} \end{cases} = \frac{gHq}{SV_{max}} F \left(R, \frac{h}{H}, V_a \right). \quad (4.22)$$

Согласно СП 69.13330.2016 общий приток воды в законченный строительством ствол глубиной до 800 м не должен превышать 5 м³/ч (1,3 кг/с), допускается увеличение этого притока из расчета 0,5 м³/ч на каждые последующие 100 м ствола. Для анализа полученной формулы (4.22) на рис. 5.1 для различных типов распределения капель для частного случая $R = 92$ мм/час, соответствующего величине водопритоков 1,3 кг/с, построены графики функции $F \left(R, \frac{h}{H}, V_a \right)$, играющей роль безразмерного перепада давления с единицей измерения $\frac{gHq}{SV_{max}}$.

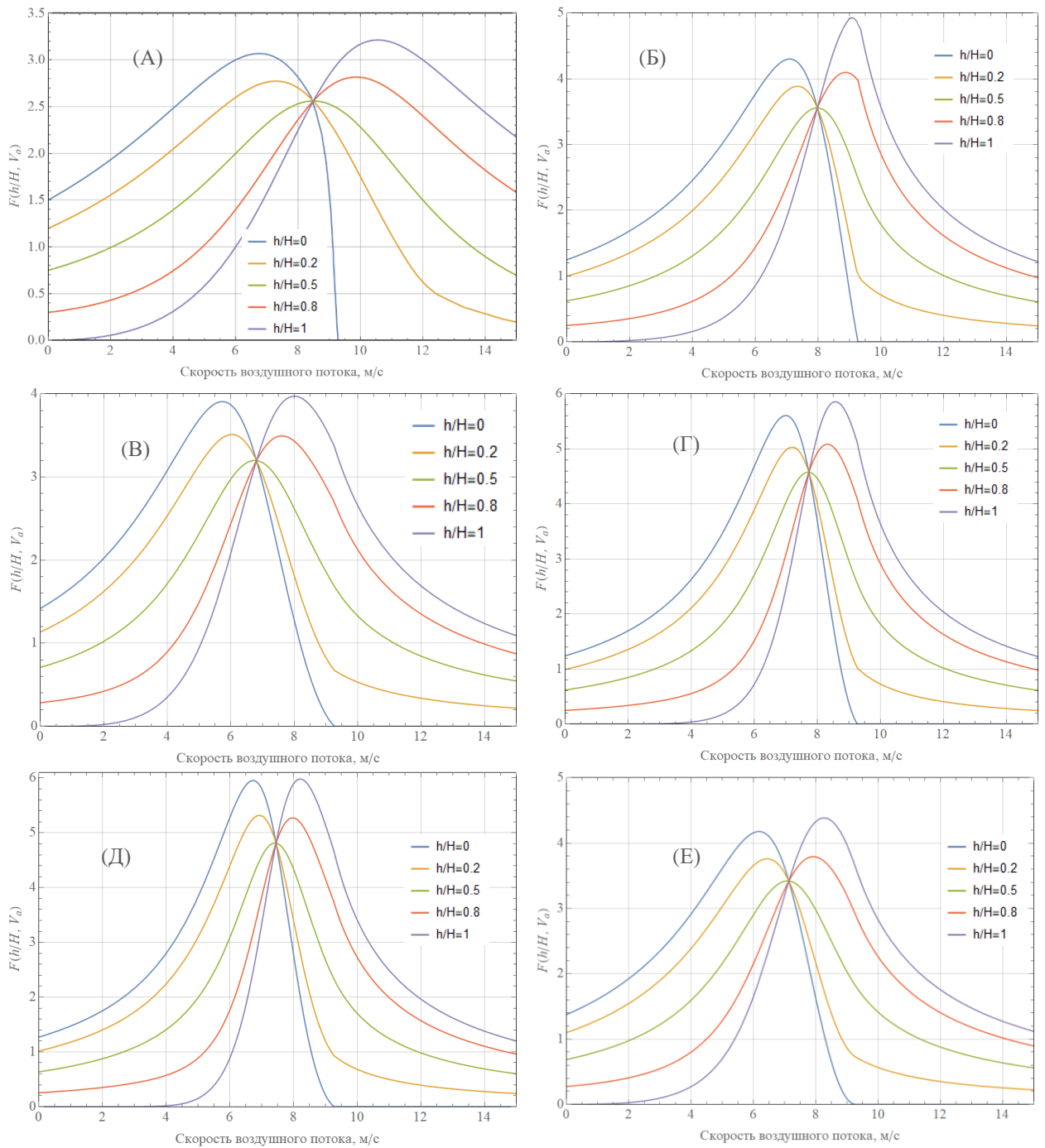


Рисунок 4.5 — Рассчитанные согласно (4.22) зависимости безразмерного перепада давления в стволе от скорости воздушного потока и глубины источника водопритоков для различных типов распределений капель по диаметрам: (А) – равномерное распределение (4.8); (Б) – Беста (4.10); (В) – Маршала–Пальмера (4.11); (Г) – Лауса–Парсонса (4.12); (Д) – Файнгольда–Левина (4.13); (Е) – Розина–Раммлера (4.14)

Зависимости безразмерного перепада давления в стволе от скорости воздушного потока и глубины источника водопритоков для всех видов распределения капель имеют подобный вид, несколько отличаясь друг от друга точками максимума и значениями функции в этих точках. Во всех случаях влияние водяной пробки проявляется в большей степени, когда источник водопритоков расположен либо в верхней части ствола (вблизи

сопряжения ствола с вентиляционным каналом ГВУ), либо в нижней части (вблизи сопряжения ствола с вентиляционным горизонтом), однако для реализации максимального эффекта каждому предельному случаю соответствует своя критическая скорость воздуха в стволе. Вода, попадающая в ствол в некоторой промежуточной точке, всегда увеличивает аэродинамическое сопротивление, но это влияние будет менее заметным, чем в предельных случаях. Полученные выводы согласуются с результатами физического эксперимента, результаты которого представлены в работе [137].

Для исследуемого случая водопритоков с интенсивностью $R = 92$ мм/час ($q = 1,3$ кг/с):

— при попадании водопритоков в ствол из закрепного пространства вблизи сопряжения с вентиляционным каналом максимальное значение перепада давления в зависимости от типа распределения капель по размерам составит от 146 Па (равномерное распределение) до 274 Па (распределение Файнгольда–Левина), при этом критическая скорость для этого случая варьируется от 5,8 м/с до 7,0 м/с в зависимости от типа распределения капель;

— при попадании водопритоков в ствол вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом максимальное значение перепада давления составит от 160 Па (равномерное распределение) до 274 Па (распределение Файнгольда–Левина), при этом критическая скорость для этого случая варьируется от 8 м/с до 9,2 м/с в зависимости от типа распределения капель.

При увеличении интенсивности водопритоков увеличатся как величина избыточного перепада давления в стволе, так и критические скорости, соответствующие максимальному эффекту водяной пробки, вследствие увеличения среднего размера капель, дающих максимальный вклад в водность. При этом гипотеза о равномерном распределении капель по массам, предложенная в работе [82] недооценивает избыточный перепад давления водяной пробки примерно в два раза. Несоответствие связано с тем, что в предположении равномерного распределения капель по массам переоценивается доля капель с относительно большими и малыми массами, которые достаточно быстро покидают ствол через нижнюю и верхнюю границы соответственно, не внося существенного вклада в создание дополнительного аэродинамического сопротивления и, напротив, недооценивается доля капель средних размеров, способных двигаться в стволе относительно долго и не покидать его, формируя водяную пробку.

Диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе в случае наличия водопритоков в ствол зависит как от высоты источника водопритоков, так и от его интенсивности. В

таблице 4.2 представлены диапазоны опасных скоростей воздушного потока в вентиляционном стволе, рассчитанные согласно (4.22).

Таблица 4.2 — Диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе

Интенсивность водопритоков в вентиляционный ствол	1,3 кг/с	5 кг/с	10 кг/с
Расположение источника водопритоков в вентиляционном стволе			
Вблизи сопряжения с вентиляционным каналом	2,4 – 7,8 м/с	5,3 – 8,4 м/с	6,5 – 8,7 м/с
В средней части ствола	4,2 – 9,4 м/с	6,3 – 9,4 м/с	7,3 – 9,4 м/с
Вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом	6,3 – 10,9 м/с	7,7 – 10,2 м/с	8,2 – 9,9 м/с

4.2. Расчет динамики накопления капельной влаги в стволе

Аналитические зависимости избыточного перепада давления в вентиляционном стволе, вызванного влиянием вследствие влияния бланкет–эффекта, от скорости исходящего потока воздуха с учетом дисперсного состава капельной влаги, представленные в разделах 4.1.1. и 4.1.2., рассчитаны для предельного случая стационарного влагообмена, т.е. когда общий вынос влаги из ствола (через нижнюю и верхнюю границы) становится равен выделению влаги вследствие конденсации или интенсивности водопритоков в ствол. Однако в начальный период формирования водяной пробки в стволе процесс имеет нестационарный характер.

Согласно (4.1) избыточный перепад давления в стволе вследствие бланкет–эффекта равен весу всех капель, находящихся в данный момент в стволе, отнесенному к площади сечения ствола:

$$\Delta P(t) = \frac{M(t)g}{S}, \quad (4.23)$$

где $M(t)$ – масса капельной влаги в стволе в момент t .

В случае формирования бланкет–эффекта за счет конденсации влаги из исходящей воздушной струи $M(t)$ рассчитывается следующим образом:

$$M(t) = \int_0^t \left(Q\rho_a \Delta d - \frac{\pi\rho_w S}{6 \cdot 10^9} \left(\int_0^{D_1(t')} (V_a - V_k)n(D)D^3 dD + \int_{D_2(t')}^{D_{max}} (V_k - V_a)n(D)D^3 dD \right) \right) dt', \quad (4.24)$$

где $D_1(t')$ и $D_2(t')$ – диаметры капель, достигших верхней и нижней границы ствола соответственно.

Формула (4.24) отражает следующую динамику накопления капельной влаги в стволе. Некоторый начальный период в воздушном пространстве ствола будет происходить накопление капель всех диаметров вследствие конденсации до тех пор, пока самые легкие капли не достигнут верхней границы ствола или самые тяжелые капли не достигнут нижней границы. В этот период $D_1(t') = 0$, а $D_2(t') = 6$. После этого мелкие капли все больших диаметров будут покидать ствол через верхнюю границу до тех пор, пока $D_1(t') < D_k$; а крупные капли всё меньших диаметров будут покидать ствол через нижнюю границу, пока $D_2(t') > D_k$. Через некоторое время количество капель всех размеров, конденсирующихся в стволе, сравняется с количеством капель, покидающих ствол.

Используя формулу (4.16), соотношение (4.30) можно переписать в виде:

$$M(t) = Q\rho_a\Delta d \int_0^t \left(1 - \frac{\left(\int_0^{D_1(t')} (V_a - V_k)n(D)D^3 dD + \int_{D_2(t')}^{D_{max}} (V_k - V_a)n(D)D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_k} (V_a - V_k)n(D)D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} (V_k - V_a)n(D)D^3 dD \right)} \right) dt'. \quad (4.25)$$

Время, затрачиваемое мелкими легкими каплями на преодоление пути от отметки, на которой начинается конденсация влаги, до верхней границы ствола:

$$t_1(D) = \frac{h}{V_a - V_k(D)}, \quad (4.26)$$

а время, затрачиваемое крупными тяжелыми каплями на преодоление пути от отметки, на которой начинается конденсация влаги, до нижней границы ствола:

$$t_2(D) = \frac{H - h}{V_k(D) - V_a}. \quad (4.27)$$

Воспользовавшись (4.2), из (4.26) и (4.27) найдем $D_1(t')$ и $D_2(t')$:

$$D_1(t') = \begin{cases} 0, & t' \leq \frac{h}{V_a} \\ 0,68 \left(-\ln \left(1 - \frac{1}{9,4} \left(V_a - \frac{h}{t'} \right) \right) \right)^{0,87}, & t' > \frac{h}{V_a} \end{cases}, \quad (4.28)$$

$$D_2(t') = \begin{cases} 6, & t' \leq \frac{H - h}{V_k(D_{max}) - V_a} \\ 0,68 \left(-\ln \left(1 - \frac{1}{9,4} \left(\frac{H - h}{t'} + V_a \right) \right) \right)^{0,87}, & t' > \frac{H - h}{V_k(D_{max}) - V_a} \end{cases}. \quad (4.29)$$

Аналогично в случае формирования бланкет–эффекта за счет водопритоков из закрепного пространства $M(t)$ рассчитывается следующим образом:

$$M(t) = \int_0^t \left(q - \frac{\pi \rho_w S}{6 \cdot 10^9} \left(\int_0^{D_1(t')} (V_a - V_k) n(D) D^3 dD + \int_{D_2(t')}^{D_{max}} (V_k - V_a) n(D) D^3 dD \right) \right) dt', \quad (4.30)$$

Используя формулу (4.21), соотношение (4.30) можно переписать в виде:

$$M(t) = q \int_0^t \left(1 - \frac{\left(\int_0^{D_1(t')} (V_a - V_k) n(D) D^3 dD + \int_{D_2(t')}^{D_{max}} (V_k - V_a) n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_k} (V_a - V_k) n(D) D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} (V_k - V_a) n(D) D^3 dD \right)} \right) dt'. \quad (4.31)$$

Расчетные формулы (4.26) – (4.29) справедливы также и для случая водопритоков из закрепного пространства, в этом случае h – высота источника водопритоков.

На рис. 4.6 в качестве примера представлены графики временной динамики избыточного перепада давления в стволе вследствие бланкет–эффекта при интенсивности водопритоков 1,3 кг/с и 5 кг/с для случаев, когда источник водопритоков расположен в верхней $\left(\frac{h}{H} = 0\right)$, средней $\left(\frac{h}{H} = 0,5\right)$ и нижней $\left(\frac{h}{H} = 1\right)$ частях ствола. В расчетах применялась функция распределения Розина–Раммлера, в которой средний диаметр капель \bar{D} рассчитывался как среднее математических ожиданий распределений (4.10) – (4.13), а показатель распределения m подобран таким образом, чтобы плотность распределения водности полностью лежала в диапазоне диаметров от 0 до 6 мм.

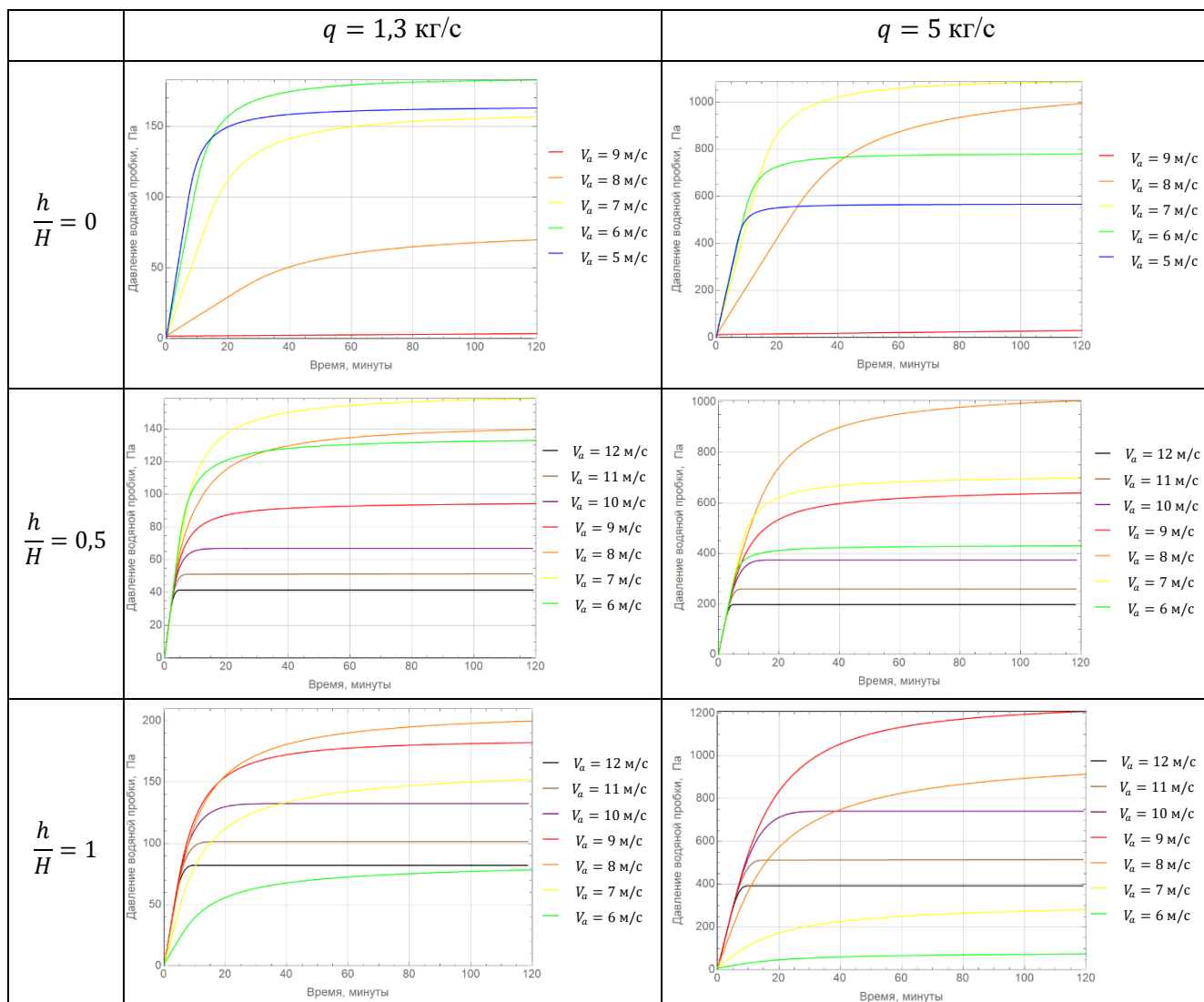


Рисунок 4.6 — Временная динамика избыточного перепада давления в стволе вследствие бланкет-эффекта

Из рис. 4.6 следует, что скорость накопления капельной влаги в стволе существенно зависит от высоты расположения источника водопритоков, его интенсивности, а также от скорости воздушного потока в стволе. От соотношения этих параметров зависит итоговое время накопления влаги в стволе, при этом период выхода бланкет-эффекта на стационарное значение может быть достаточно большим. Из рис. 4.6 видно, что во всех случаях избыточное давление водяной пробки достаточно быстро растет в некоторый начальный период ее формирования вследствие накопления капель воды всех возможных размеров, а далее скорость прироста избыточного давления спадает в связи с тем, что часть капель успевает покинуть пространство ствола через его верхнюю и нижнюю границы и масса капельной влаги в стволе стремится к стационарному значению.

Таким образом, влияние бланкет–эффекта на работу ГВУ и вентиляцию рудника может быть существенным еще до достижения максимального избыточного давления водяной пробки. Определим время формирования бланкет–эффекта как время накопления 90 % капельной влаги от максимально возможной при данной скорости воздушного потока в стволе. На рис. 4.7 представлены графики времени формирования водяной пробки в стволе в зависимости от скорости воздушного потока при интенсивности водопритоков 1,3 кг/с, 5 кг/с и 10 кг/с для случаев, когда источник водопритоков расположен в верхней ($\frac{h}{H} = 0$), средней ($\frac{h}{H} = 0,5$) и нижней ($\frac{h}{H} = 1$) частях ствола.

Из рис. 4.7 видно, что время формирования водяной пробки в стволе существенным образом зависит от высоты источника водопритоков. При прочих равных условиях водяная пробка в стволе формируется быстрее, когда источник водопритоков расположен в средней части ствола. Это объясняется тем, что каплям всех размеров в среднем приходится преодолевать более короткий путь, прежде чем они покинут ствол.

В случае, когда источник водопритоков расположен в верхней части ствола ($\frac{h}{H} = 0$), время накопления увеличивается с ростом скорости воздушного потока в стволе, а при скоростях выше $V_{max} = 9,26$ м/с капли всех размеров будут выноситься на поверхность, не попадая в ствол, и в этом случае формирование водяной пробки происходить не будет.

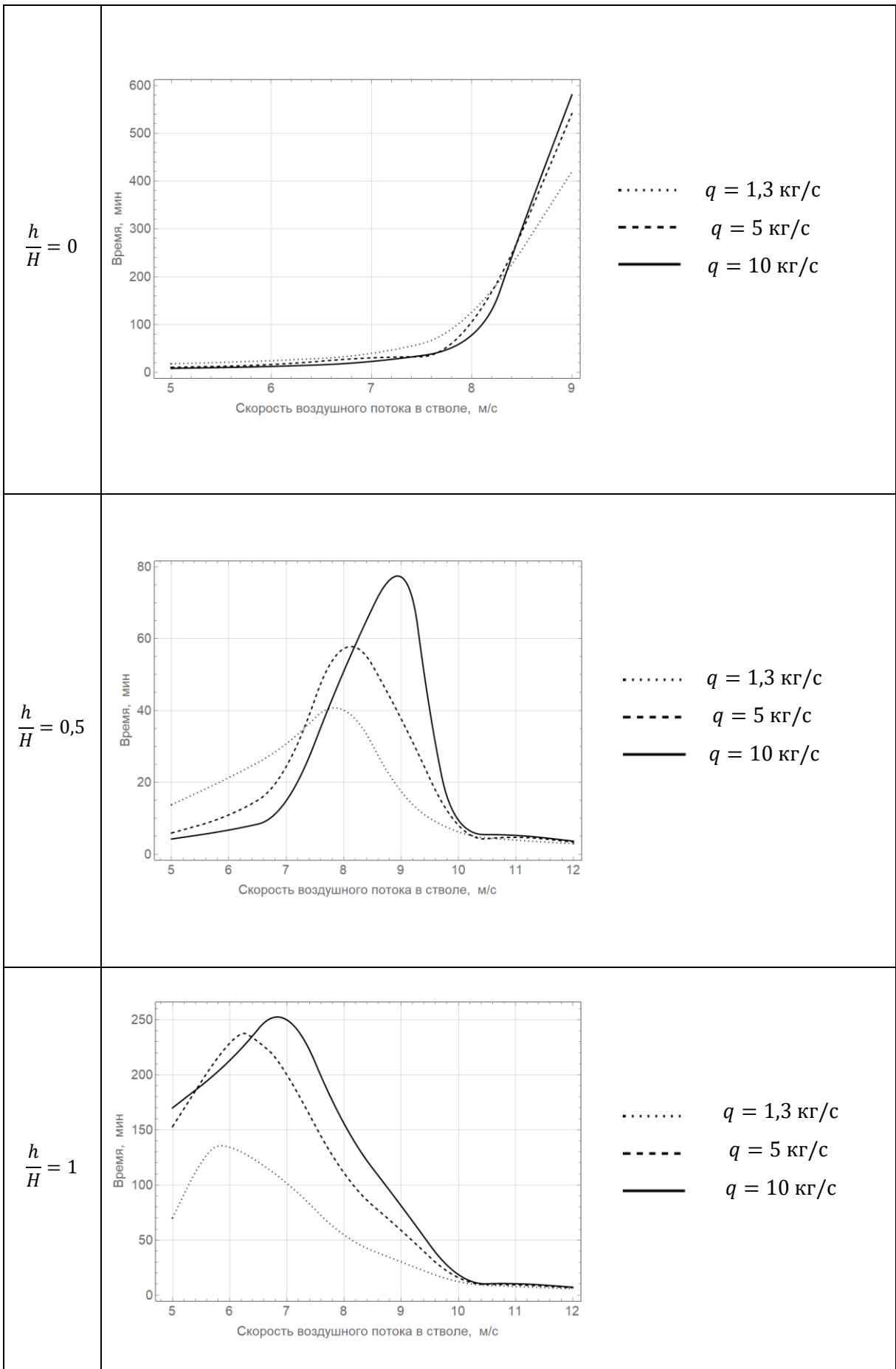


Рисунок 4.7 — Время формирования водяной пробки в стволе в зависимости от скорости воздушного потока

В условиях вентиляционного ствола ВС–7 рудника Таймырский для водопритоков интенсивностью 1,3 кг/с время накопления максимальной массы капельной влаги варьируется от 28 мин. до 49 мин.; для водопритоков интенсивностью 5 кг/с – от 57 мин. до 74 мин.; для водопритоков интенсивностью 10 кг/с – от 68 мин. до 100 мин., что соответствует данным, представленным в работе [7].

Следует отметить, что представленная одномерная модель формирования водяной пробки в вентиляционном стволе не учитывает процессы коагуляции и распада капель вследствие столкновений друг с другом, крепью и армированием ствола. Также модель не учитывает индивидуальные геометрические особенности стволов, которые также могут влиять на процесс формирования бланкет–эффекта. Для уточнения динамики процесса формирования водяной пробки в стволе в следующем разделе использовалась трехмерная численная модель аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах, описанная в главе 2 и параметризованная на основании экспериментальных данных, приведенных в главе 3.

4.3. Трехмерное численное моделирование процесса формирования эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе

В рамках трехмерного численного моделирования формирования эффекта водяной пробки в модуле «SpaceClaim» программного комплекса «Ansys Fluent» построена трехмерная расчетная область прямолинейного участка вентиляционного ствола ВС–7 длиной 1480 м с диаметром 8 м и вентиляционный канал длиной 50 м с квадратным сечением со стороной 5,8 м (рис. 2.2).

Расчетная сетка состоит из 2,2 млн тетраэдрических элементов и с призматическим пограничным слоем на границах с твердыми стенками и параметром $Y^+ < 5$ (рис. 2.3).

При создании расчетной модели ствола использовались следующие граничные условия. На твердых поверхностях расчетной области задавалась шероховатость со средней высотой выступов 0,05 м, а также граничное условие 3–го рода для температуры с учетом геотермического градиента и коэффициентом теплоотдачи $17,6 \cdot \frac{V^{0,8}}{d^{0,2}}$ Вт/м²·°С; для скорости задавалось условие прилипания; на выходе из расчетной области задавалось условие нулевого статического давления. Для расчета движения моделировании применялась модель турбулентности SST $k-\omega$.

Для определения аэродинамического сопротивления R расчетной области проведена серия расчетов без водопритоков в ствол и согласно формуле (1.1) получено $R=0,0019 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^8$.

Для описания динамики капель воды в модели использовалось Лагранжево (траекторное) описание дисперсной фазы. Распределение капель по размерам задавалось согласно распределению Розина–Раммлера. Варьируемыми параметрами модели являлись скорость воздушного потока на входе в расчетную область, а также интенсивность и расположение источника водопритоков в ствол.

В результате серии расчетов получены распределения капель по диаметрам в стволе. В качестве примера на рис. 4.8 представлены соответствующее распределение для случая скорости воздушного потока 9 м/с и интенсивности водопритоков 10 кг/с в условиях, когда источник расположен в средней части расчетной области. Из рисунка видно, что в зависимости от их диаметра капли либо поднимаются в вентиляционный канал и покидают расчетную область на поверхность рудника, либо опускаются в зумпф.

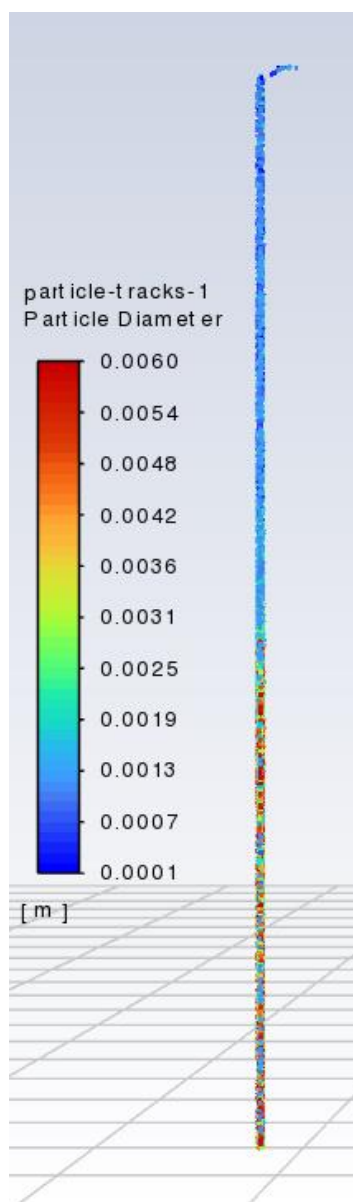


Рисунок 4.8 — Распределение капель по диаметрам в стволе

На рис. 4.9 – 4.10 представлено сравнение зависимостей избыточного давления (депрессии) водяной пробки в стволе от скорости воздушного потока в стволе для различных интенсивностей и расположений источника водопритоков, полученных в результате трехмерного численного моделирования и в результате одномерного анализа по формуле (4.22).

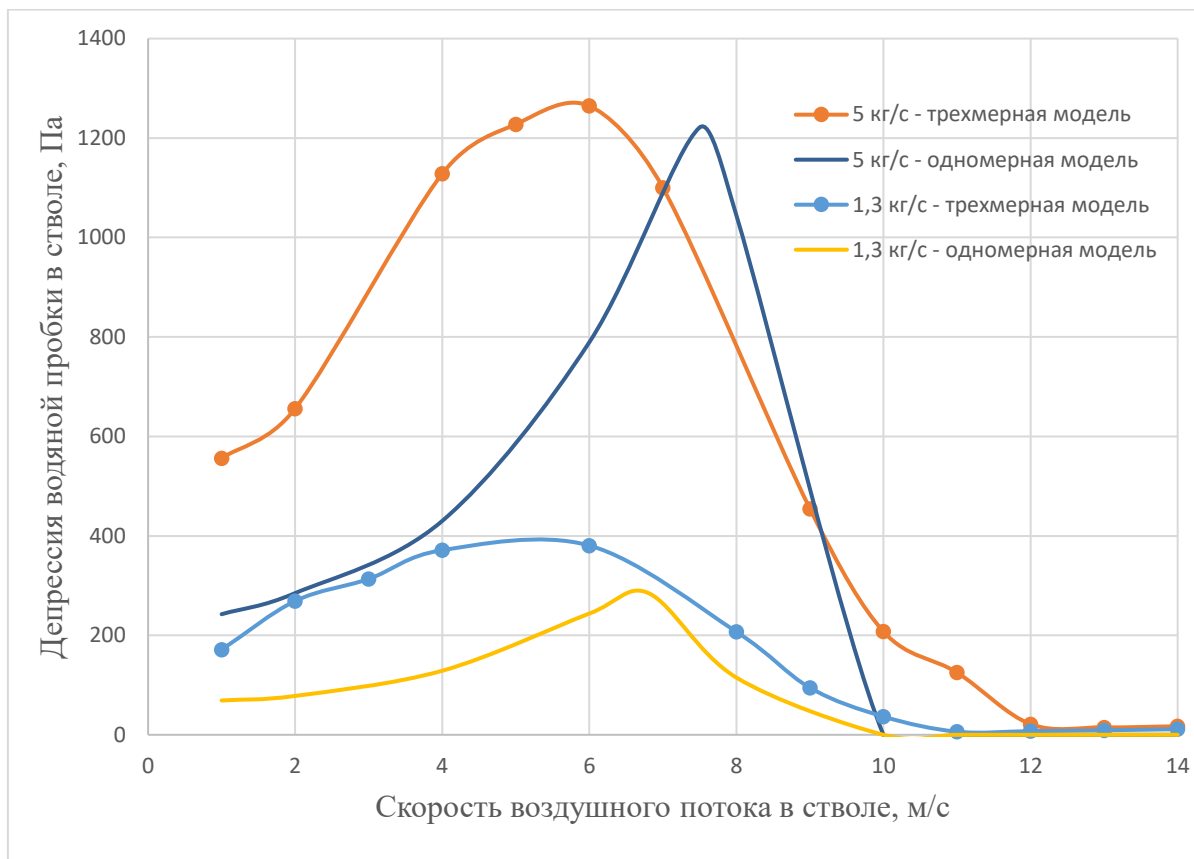


Рисунок 4.9 — Зависимость депрессии водяной пробки в стволе от скорости воздушного потока при расположении источника водопритоков вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ

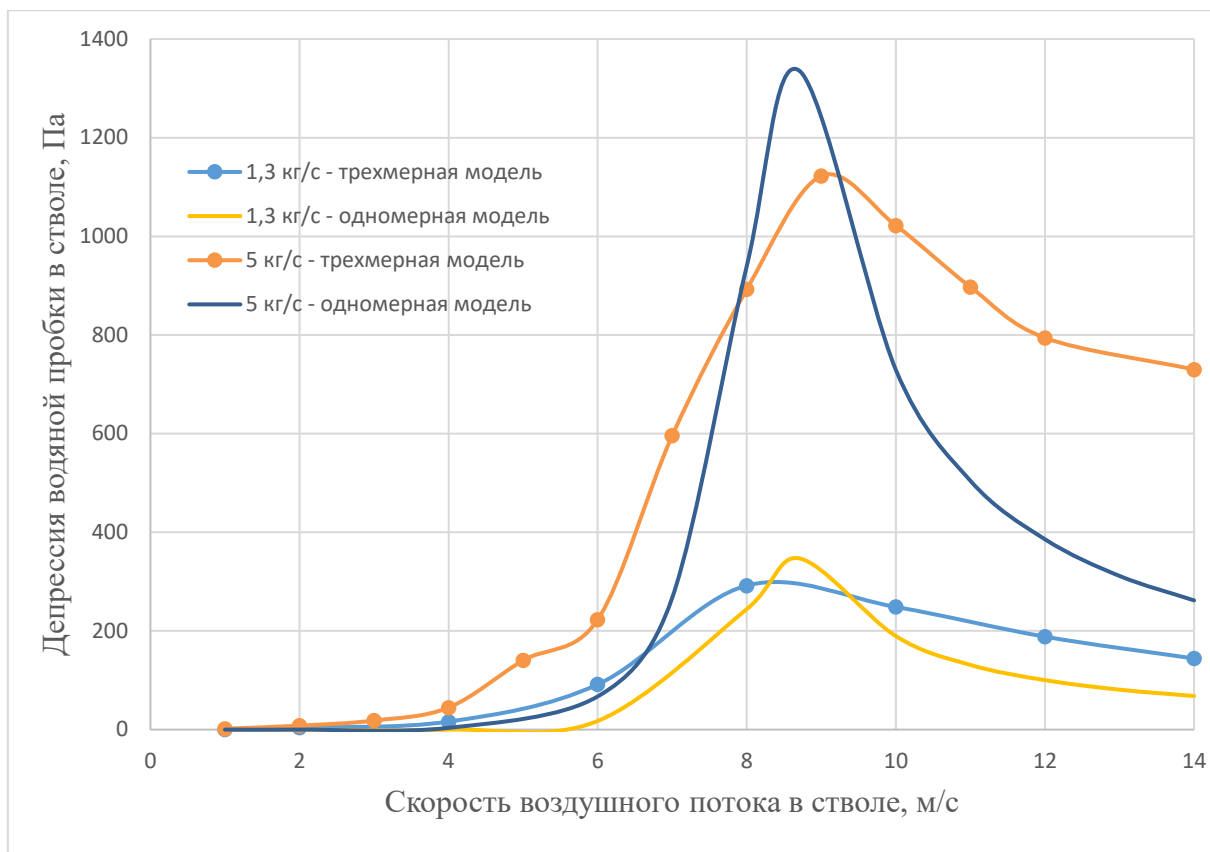


Рисунок 4.10 — Зависимость депрессии водяной пробки в стволе от скорости воздушного потока при расположении источника водопритоков вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом

Полученные результаты трехмерного численного моделирования достаточно хорошо коррелируют с результатами одномерного теоретического анализа формирования водяной пробки в стволе и ее влияния на увеличение аэродинамического сопротивления вентиляционного ствола. Однако в результате трехмерного численного моделирования обнаружено, что при расположении источника водопритоков вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ и при относительно малых скоростях воздушного потока депрессия водяной пробки оказалась больше, чем предсказывает одномерная модель. Аналогично, при расположении источника вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом и при относительно больших скоростях депрессия водяной пробки в трехмерной численной модели оказалась больше, чем в одномерной модели. Объяснить несоответствие можно тем, что в трехмерной численной модели учитывались взаимодействия капель друг с другом и с крепью ствола. В первом случае относительно тяжелые капли за время движения от сопряжения с вентиляционным каналом успевали разбиться на более мелкие капли и за счет этого мелкие капли при данной скорости воздуха в стволе находились в нем дольше, увеличивая влияние водяной пробки. Во втором случае при больших скоростях относительно мелкие капли успевали за время

движения коагулировать друг с другом, при этом получающиеся более тяжелые капли дольше задерживались в стволе, вследствие чего суммарная масса одновременно находящейся капельной влаги в стволе увеличивалась по сравнению с расчетами в одномерной постановке, за счет чего увеличивалось и влияние бланкет–эффекта.

Таким образом, для первичной оценки влияния водяной пробки на проветривание вентиляционного ствола возможно использование формул, полученных в результате одномерного анализа (4.17), (4.22), а для уточнения влияния индивидуальных геометрических особенностей, крепления и армирования вентиляционного ствола на формирование бланкет–эффекта следует разрабатывать соответствующую трехмерную CFD–модель, параметризованную по результатам экспериментальных исследований и проектным данным.

4.4. Исследование закономерностей движения капель в вентиляционном канале главной вентиляторной установки

При движении капель в вентиляционном канале ГВУ сила тяжести, действующая на капли, уже не будет полностью компенсироваться силой аэродинамического сопротивления. Для оценки расстояния, которое может пройти капля на горизонтальном участке прежде, чем упасть на почву, можно воспользоваться вторым законом Ньютона:

$$\frac{\pi}{6} D^3 \rho_w \ddot{\vec{r}} = \frac{\pi}{6} D^3 \rho_w \vec{g} + \frac{C_D \pi}{4} D^2 \frac{\rho_a}{2} |\dot{\vec{r}}| \dot{\vec{r}}, \quad (4.32)$$

где \vec{r} – радиус-вектор капли, м. В проекции на горизонтальную ось X и вертикальную ось Y векторное уравнение (4.32) имеет вид системы уравнений для компонент радиус-вектора:

$$\begin{cases} \ddot{x} = K \dot{x} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \\ \ddot{y} = -g + K \dot{y} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \end{cases}, \quad (4.33)$$

где $K = \frac{3C_D \rho_a}{4D \rho_w}$ – множитель, учитывающий аэродинамическое сопротивление, действующее на каплю со стороны воздушного потока с учетом размера капли, m^{-1} . Для решения системы уравнений (4.33) следует добавить начальные условия $x(0) = 0$; $y(0) = h_0$; $\dot{x}(0) = V_a - V_k$; $\dot{y}(0) = 0$. Система (4.33) с начальными условиями решается численно.

Для определения максимальной дальности полета капель в зависимости от скорости воздушного потока в вентиляционном канале рассмотрим следующие исходные данные: диаметр капли $D = 1$ мм; высота канала $h_0 = 5,8$ м. На рис. 4.11

представлены траектории движения капли в зависимости от скорости воздушного потока.

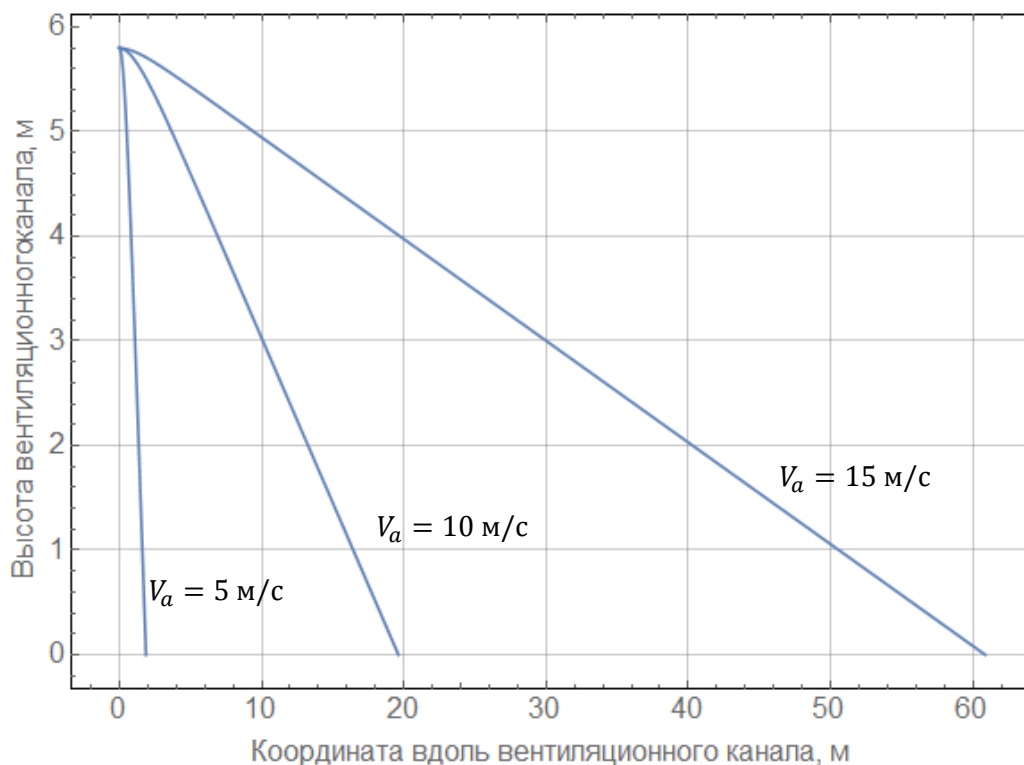


Рисунок 4.11 — Траектории движения капли диаметром 1 мм в вентиляционном канале в зависимости от скорости воздушного потока

Капли большего диаметра будут пролетать еще меньшее расстояние при данной скорости воздушного потока вследствие того, что их конечная скорость больше и, следовательно, их начальная скорость в канале будет меньше.

Таким образом, можно сделать вывод, что в протяженных вентиляционных каналах ГБУ в процессе перемещения капель от сопряжения со стволом до вентиляторной установки большое количество влаги может выпасть на почву канала. Если вентиляционный канал имеет уклон, то выпавшая влага будет стекать обратно к стволу, и при отсутствии ограничивающей перегородки влага будет вновь попадать в ствол, внося дополнительный вклад в формирование бланкет-эффекта. Следовательно, для исключения повторного попадания влаги из вентиляционного канала ГБУ в ствол необходимо предусмотреть размещение в канале загораживания и систему откачки для стекающей воды.

4.5. Выводы по главе

В результате проведенного теоретического исследования причин возникновения и эволюции эффекта водяной пробки, или бланкет–эффекта, в вентиляционных стволах и его вклада в увеличение аэродинамического сопротивления ствола можно сделать следующие выводы.

- Существует два сценария возникновения капельной влаги в вентиляционном стволе, формирующей водяную пробку: в результате конденсации из влажного исходящего воздуха и в результате водопритоков из закрепного пространства ствола. В результате одномерного анализа для обоих сценариев получены аналитические зависимости избыточного перепада давления в стволе вследствие влияния бланкет–эффекта от высоты и диаметра ствола, скорости исходящего потока воздуха с учетом дисперсного состава капельной влаги для шести типов распределения капель по диаметрам.
- Наличие влаги в стволе только за счет конденсации может создать существенное дополнительное аэродинамическое сопротивление только в случае высокой влажности воздушной струи к моменту ее подхода к сопряжению со стволом и скорости воздушного потока в стволе, близкой к критической скорости. Критическая скорость воздушного потока в стволе, приводящая к максимальному влиянию водяной пробки за счет конденсации, варьируется от 7,2 м/с до 8,6 м/с в зависимости от типа распределения капель по диаметрам. Максимальное значение избыточного перепада давления вследствие конденсации влаги для рассматриваемого в работе вентиляционного ствола ВС–7 р. Таймырский составляет 228 Па. Диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе, при которых влияние бланкет–эффекта составляет более 50% от его максимального значения, зависит от скорости конденсационного влаговыделения и лежит в пределах от 4,9 м/с до 10,2 м/с.
- Для сценария, предусматривающего попадание в ствол водопритоков из закрепного пространства, влияние водяной пробки проявляется в большей степени, когда источник водопритоков расположен либо вблизи сопряжения с вентиляционным каналом, либо вблизи сопряжения ствола с вентиляционным горизонтом. Для реализации максимального эффекта каждому предельному случаю соответствует своя критическая скорость воздуха в стволе. Диапазон опасных скоростей воздушного потока по фактору формирования водяной пробки в вентиляционном стволе, при которых влияние бланкет–эффекта составляет более 50% от его

максимального значения, зависит от интенсивности и высоты источника водопритоков и лежит в пределах от 2,4 м/с до 8,7 м/с при расположении источника вблизи сопряжения с вентиляционным каналом; от 4,2 м/с до 9,4 м/с при расположении источника в средней части ствола; от 6,3 м/с до 9,9 м/с при расположении источника вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом.

- Получены функциональные зависимости временной динамики избыточного перепада давления в стволе вследствие бланкет-эффекта. Установлено, что скорость накопления капельной влаги в стволе существенно зависит от высоты расположения источника водопритоков, его интенсивности, а также от скорости воздушного потока в стволе. Рассчитано общее время формирования водяной пробки как функции скорости воздушного потока в стволе для различных интенсивностей и расположений источника водопритоков в стволе. В условиях вентиляционного ствола ВС-7 рудника Таймырский для водопритоков интенсивностью 1,3 кг/с время накопления максимальной массы капельной влаги варьируется от 28 мин. до 49 мин.; для водопритоков интенсивностью 5 кг/с – от 57 мин. до 74 мин.; для водопритоков интенсивностью 10 кг/с – от 68 мин. до 100 мин.
- Трехмерная CFD-модель вентиляционного ствола, параметризованная по результатам экспериментальных исследований и проектным данным, позволяет уточнить влияние взаимодействия капель воды друг с другом и оборудованием ствола, индивидуальных геометрических особенностей и армирования ствола на формирование бланкет-эффекта по сравнению с одномерной аналитической моделью.
- В протяженных вентиляционных каналах ГВУ, имеющих уклон, в процессе перемещения капель от сопряжения со стволом до вентиляторной установки большое количество влаги может выпасть на почву канала и стекать обратно в ствол, внося дополнительный вклад в формирование бланкет-эффекта. Для исключения повторного попадания влаги из вентиляционного канала ГВУ в ствол необходимо предусмотреть размещение в канале заграждения и систему откачки для стекающей воды.

5. РАЗРАБОТКА СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ КАПЕЛЬНОЙ ВЛАГОЙ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СТВОЛАХ

В четвертой главе диссертационной работы представлено исследование причин возникновения капельной влаги в вентиляционном стволе и ее влияния на формирование избыточного перепада давления водяной пробки в стволе на основе одномерного анализа и трехмерного численного моделирования, определены основные факторы, влияющие на величину избыточного перепада давления. Наличие большого количества капельной влаги в вентиляционном стволе приводит к увеличению его аэродинамического сопротивления, вследствие чего рабочая точка главной вентиляторной установки (ГВУ) постепенно смещается влево по аэродинамической характеристике, из-за чего, во-первых, скорость и расход исходящей по стволу воздушной струи может существенно сократиться, во-вторых, рабочая точка ГВУ может сместиться в зону помпажа, что может привести к выходу из строя ГВУ.

Пятая глава диссертационной работы посвящена разработке способов управления капельной влагой, позволяющих сократить или исключить ее накопление в вентиляционных стволах рудников. Для этого в первую очередь следует вычислить смещение рабочей точки ГВУ вследствие формирования водяной пробки в вентиляционном стволе.

5.1. Анализ влияния бланкет-эффекта на режим работы главной вентиляторной установки

Наличие в стволе водяной пробки приводит к тому, что ГВУ затрачивает часть депрессии ΔP на преодоление дополнительного аэродинамического сопротивления, вызванного капельной влагой. При этом возможны два сценария влияния бланкет-эффекта на работу ГВУ. Качественно оба варианта представлены на рисунке 5.1. Вариант (А) описывает ситуацию, когда вследствие бланкет-эффекта аэродинамическое сопротивление ствола увеличивается так, что начальная рабочая точка ГВУ (Q_1, H_1) смещается до некоторого значения (Q_2, H_2), не выходя при этом за пределы зоны устойчивой работы. Вариант (Б) соответствует ситуации, когда вследствие бланкет-эффекта сопротивление ствола увеличивается настолько, что рабочая точка ГВУ уходит в зону помпажа, поскольку Q_2 лежит левее крайней точки устойчивой работы ГВУ.

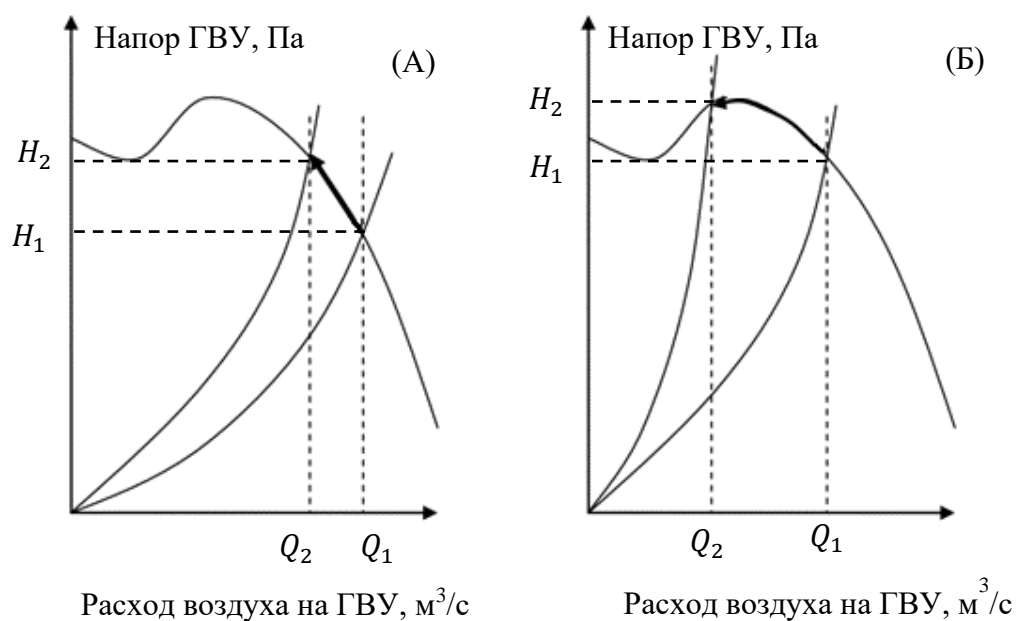


Рисунок 5.1 — Влияние бланкет-эффекта на работу ГБУ

Для определения конечной рабочей точки (Q_2, H_2) воспользуемся расчетными формулами для избыточного перепада давления в стволе, возникшего вследствие наличия в нем капельной влаги (4.17) и (4.22). Следует отметить, что в данных формулах принимается гипотеза постоянства скорости воздушного потока в стволе. В действительности скорость воздушного потока в стволе зависит от напора ГБУ. Изменение рабочей точки ГБУ вследствие бланкет-эффекта существенно зависит от напорной характеристики ГБУ и ее рабочей точки в начальный момент. Для расчета изменения рабочей точки ГБУ применялся графический способ.

В качестве примера рассмотрим напорные характеристики ГБУ Howden 425XZ+9НКЕ ствола ВС-7 (рис. 5.2). ГБУ работает при угле поворота лопаток -12° , и в начальный момент рабочая точка ГБУ равна ($500 \text{ м}^3/\text{с}$, 2500 Па), что соответствует начальной скорости в стволе $9,9 \text{ м/с}$.

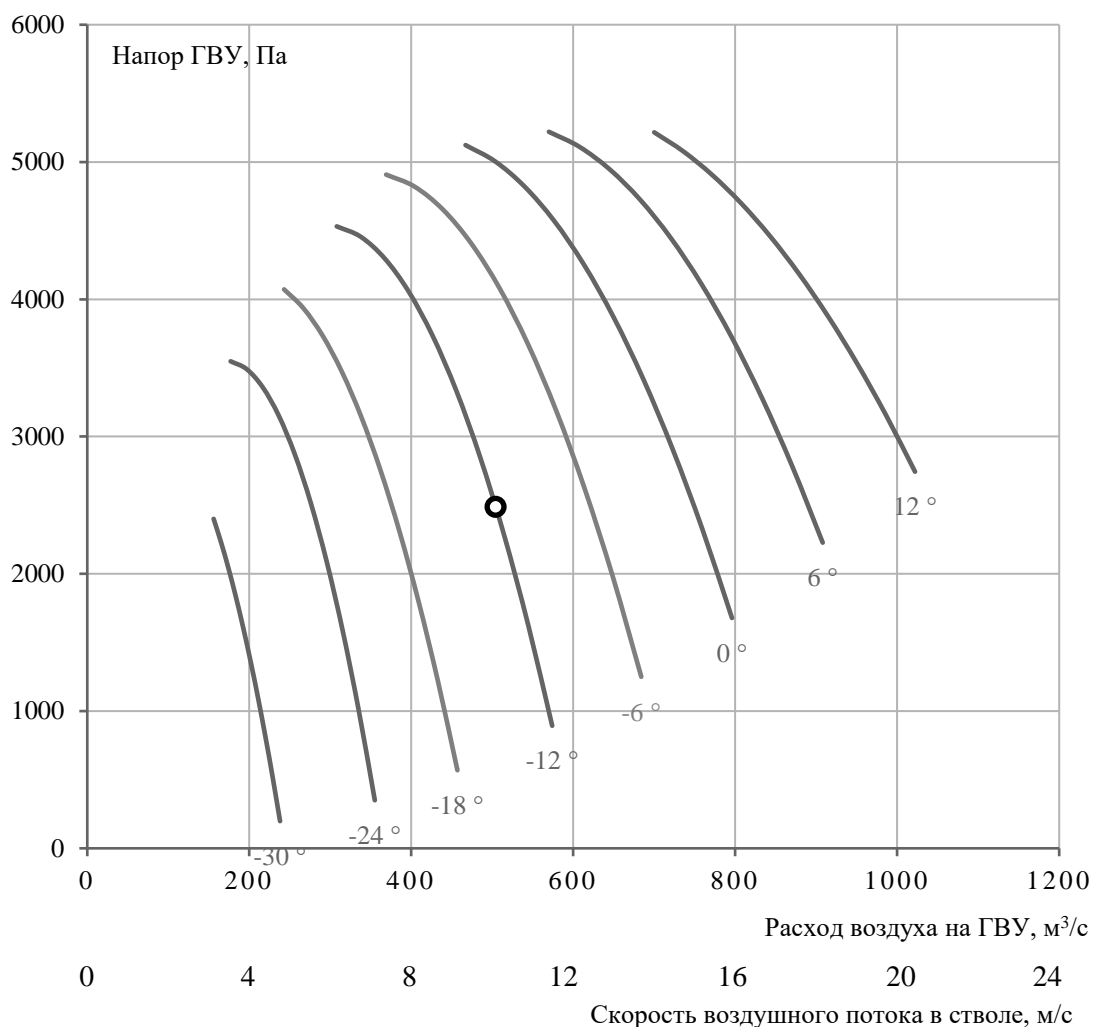


Рисунок 5.2 — Напорные характеристики ГБУ ствола ВС–7 и ее начальная рабочая точка

При отсутствии влаги в стволе рабочая точка ГБУ определяется пересечением кривых напорной характеристики вентилятора (при заданном угле поворота лопаток) и характеристики вентиляционной сети. При наличии в стволе капельной влаги ее количество будет постепенно возрастать до момента установления стационарного влияния бланкет–эффекта, при этом будет увеличиваться общее аэродинамическое сопротивление сети и возрастать депрессия ГБУ до момента установления устойчивого равновесного состояния.

На рис. 5.3 – 5.5 представлены напорная характеристика ГБУ ствола ВС–7, характеристики сети с учетом влияния бланкет–эффекта в зависимости от высоты и интенсивности источника водопитоков и соответствующие рабочие точки, на которые выйдет ГБУ в результате накопления в стволе капельной влаги.

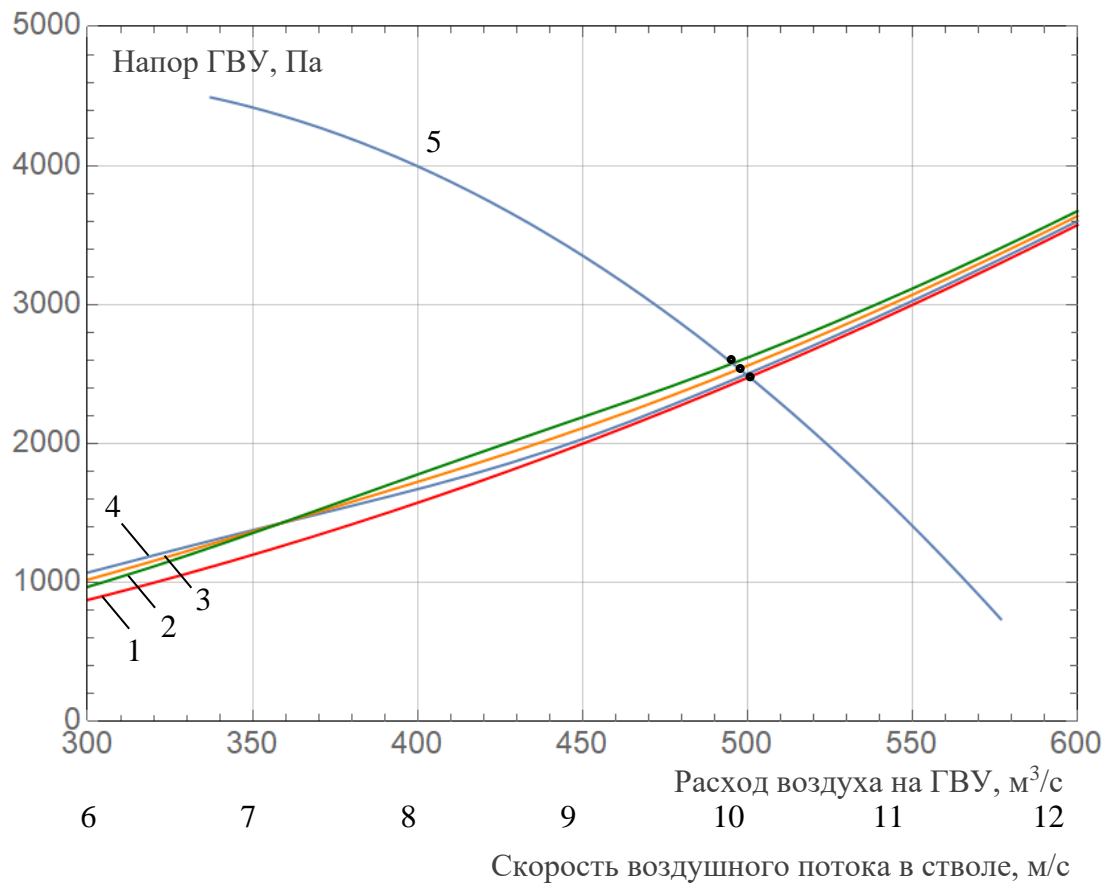


Рисунок 5.3 — Характеристика вентиляционной сети: 1 – при отсутствии капельной влаги в стволе; 2 – при наличии водопритоков 1,3 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом; 3 – при наличии водопритоков 1,3 кг/с и источником в средней части ствола; 4 – при наличии водопритоков 1,3 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ; 5 – напорная характеристика ГВУ ствола ВС–7. Круги – рабочие точки ГВУ при соответствующих расположениях источника водопритоков.

Значения перепадов давления в стволе вследствие наличия в нем капельной влаги с учетом изменения скорости воздушного потока, параметры рабочей точки ГВУ при различных расположениях источника водопритоков интенсивностью 1,3 кг/с представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 — Параметры рабочей точки ГВУ при наличии водопритоков в стволе интенсивностью 1,3 кг/с

Расположение источника водопритоков	Перепад давления в стволе за счет капельной влаги	Напор ГВУ	Расход воздуха на ГВУ	Скорость воздуха в стволе
Вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ	0 Па	2500 Па	500 м ³ /с	9,9 м/с
Средняя часть ствола	42 Па	2542 Па	497 м ³ /с	9,8 м/с
Вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом	85 Па	2585 Па	495 м ³ /с	9,8 м/с

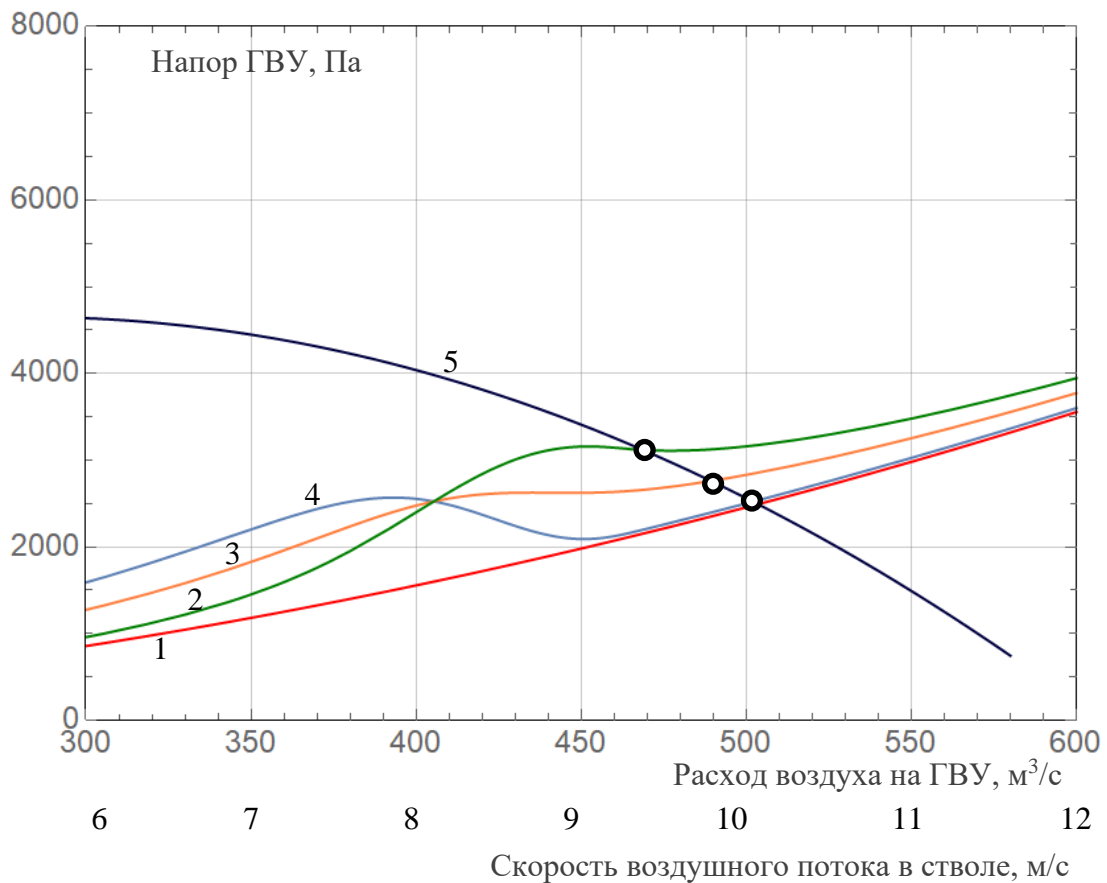


Рисунок 5.4 — Характеристика вентиляционной сети: 1 – при отсутствии капельной влаги в стволе; 2 – при наличии водопритоков 5 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом; 3 – при наличии водопритоков 5 кг/с и источником в средней части ствола; 4 – при наличии водопритоков 5 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ; 5 – напорная характеристика ГВУ ствола ВС-7. Круги – рабочие точки ГВУ при соответствующих расположениях источника водопритоков.

Значения перепадов давления в стволе вследствие наличия в нем капельной влаги с учетом изменения скорости воздушного потока, параметры рабочей точки ГВУ при различных расположениях источника водопритоков интенсивностью 5 кг/с представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 — Параметры рабочей точки ГВУ при наличии водопритоков в стволе интенсивностью 5 кг/с

Расположение источника водопритоков	Перепад давления в стволе за счет капельной влаги	Напор ГВУ	Расход воздуха на ГВУ	Скорость воздуха в стволе
Вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ	0 Па	2500 Па	500 м ³ /с	9,9 м/с
Средняя часть ствола	250 Па	2750 Па	490 м ³ /с	9,7 м/с
Вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом	618 Па	3118 Па	468 м ³ /с	9,3 м/с

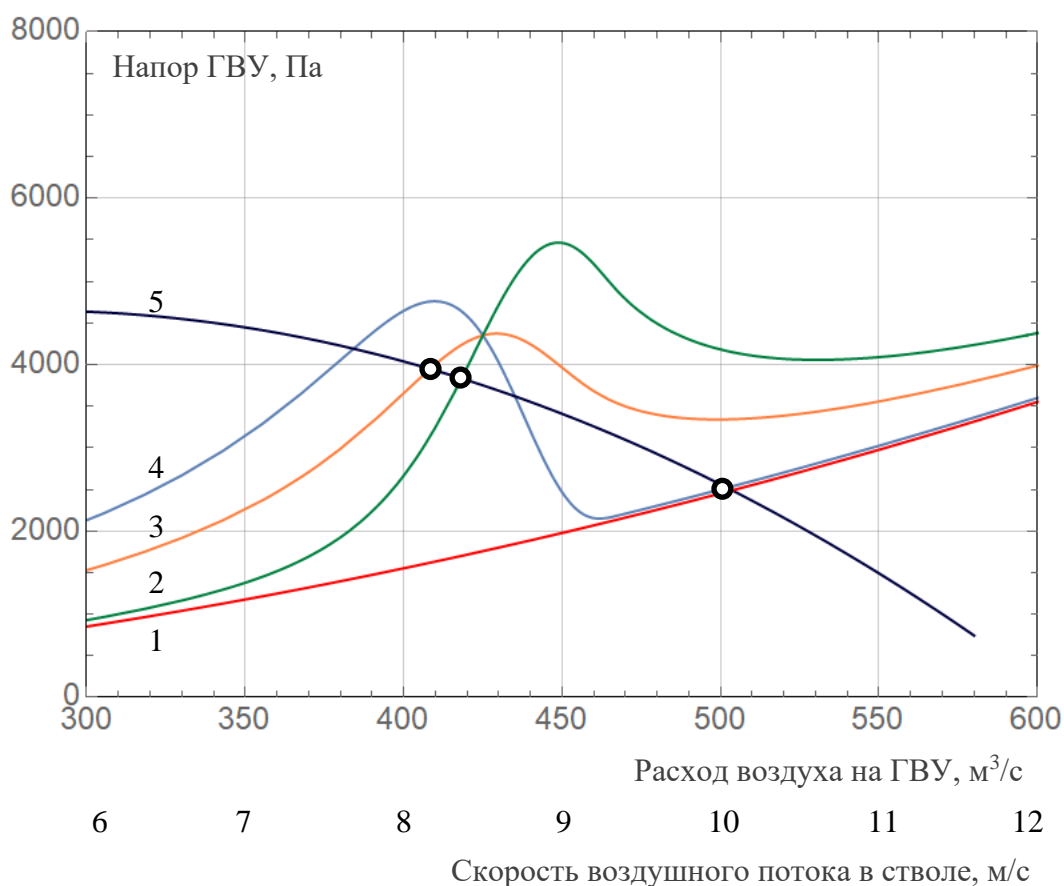


Рисунок 5.5 — Характеристика вентиляционной сети: 1 – при отсутствии капельной влаги в стволе; 2 – при наличии водопритокв 10 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом; 3 – при наличии водопритокв 10 кг/с и источником в средней части ствола; 4 – при наличии водопритокв 10 кг/с и источником вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ; 5 – напорная характеристика ГВУ ствола ВС–7. Круги – рабочие точки ГВУ при соответствующих расположениях источника водопритокв.

Значения перепадов давления в стволе вследствие наличия в нем капельной влаги с учетом изменения скорости воздушного потока, параметры рабочей точки ГВУ при различных расположениях источника водопритокв интенсивностью 10 кг/с представлены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 — Параметры рабочей точки ГВУ при наличии водопритокв в стволе интенсивностью 10 кг/с

Расположение источника водопритокв	Перепад давления в стволе за счет капельной влаги	Напор ГВУ	Расход воздуха на ГВУ	Скорость воздуха в стволе
Вблизи сопряжения с вентиляционным каналом ГВУ	0 Па	2500 Па	500 м ³ /с	9,9 м/с
Средняя часть ствола	1441 Па	3941 Па	408 м ³ /с	8,1 м/с
Вблизи сопряжения с вентиляционным горизонтом	1353 Па	3853 Па	418 м ³ /с	8,3 м/с

Во всех приведенных случаях наличие капельной влаги в стволе приведет к увеличению его аэродинамического сопротивления. При малых водопритоках (рис. 5.3) увеличение сопротивления относительно невелико при любых положениях источника выделения влаги, в то время как при больших водопритоках (рис. 5.5) увеличение сопротивления выражено более существенно. Исключением является ситуация при наличии водопритоков 10 кг/с и источником вблизи сопряжения ствола с вентиляционным каналом ГВУ (рис. 5.5, кривая 4). В данном случае есть несколько точек пересечения характеристики ГВУ и эффективной характеристики вентиляционной сети, учитывающей наличие влаги в стволе. Самая правая точка соответствует ситуации, когда подавляющая часть капельной влаги эффективно выносится из ствола. Однако при определенных обстоятельствах на практике может реализовываться и другое решение, соответствующее левой точке пересечения кривой 4 и характеристики ГВУ. В данном случае влияние капельной влаги на ГВУ очень велико. Промежуточная точка пересечения этих кривых является точкой неустойчивого равновесия и не сможет реализоваться на практике.

Во всех рассмотренных случаях рабочая точка ГВУ не переходит в зону неустойчивой работы. Однако по мере развития рудничной вентиляционной сети аэродинамическое сопротивление рудника может увеличиться. В этом случае рабочая точка ГВУ будет перемещаться влево по аэродинамической характеристике, и в какой-то момент прирост давления вследствие бланкет-эффекта может перевести рабочую точку ГВУ в зону помпажа. Данное обстоятельство следует учитывать при проектировании системы вентиляции рудника в условиях высокой влажности исходящих вентиляционных потоков и наличия водопритоков в ствол с водоносных горизонтов.

В результате проведенного теоретического анализа и CFD-моделирования установлено, что накопление капельной влаги в вентиляционных стволах существенным образом влияет на работу главной вентиляторной установки и проветривание всего рудника, при этом процесс формирования и дальнейшей эволюции бланкет-эффекта зависит от механизма появления капельной влаги в воздушном пространстве ствола.

Таким образом, в рудниках, в которых прогнозируется или существует опасность возникновения бланкет-эффекта в вентиляционных стволах, необходимо оценивать его вклад в увеличение аэродинамического сопротивления стволов и минимизировать его влияние с учетом механизма появления капельной влаги в стволе как на стадии проектирования рудника, так и на стадии эксплуатации.

5.2. Разработка способов управления капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях конденсационного влаговыделения

5.2.1. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых рудников

На стадии проектирования рудника управление капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях конденсационного влаговыделения предлагается организовать с помощью следующего способа, включающего в себя выполнения ряда последовательных шагов:

1. Рассчитывается требуемое количество воздуха Q_0 и необходимая депрессия H_0 для проветривания рудника без учета влияния капельной влаги.

2. Определяются прогнозируемые параметры конденсационного влаговыделения в каждом из вентиляционных стволов. Максимальная скорость прогнозного конденсационного выделения влаги в стволе q , кг/с, определяется по следующей формуле:

$$q = \rho \cdot Q \cdot \Delta d,$$

где ρ – средняя плотность воздуха в стволе, кг/м³; Q – проектный расход воздуха в стволе, м³/с; $\Delta d = d_1 - d_2$ – изменение влагосодержания воздушной струи при подъеме по стволу, кг/кг; d_1 и d_2 – влагосодержание воздуха на сопряжении ствола с верхним вентиляционным горизонтом и на сопряжении с вентиляционным каналом соответственно, кг/кг, определяются с помощью ID–диаграммы влажного воздуха. Для оценочных расчетов температура воздуха на сопряжении ствола с вентиляционным горизонтом принимается равной температуре породного массива на этой же глубине с учетом геотермического градиента согласно данным термометрии, а относительная влажность принимается равной 100%. Температура воздуха на сопряжении ствола с вентиляционным каналом рассчитывается с учетом адиабатического расширения в процессе его движения вверх по стволу по формуле (1.8):

$$\frac{dT}{dz} = - \frac{g}{c_p},$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $c_p = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$.

Далее определяется интенсивность влаговыделения R , мм/час, по формуле (4.19):

$$R = 3600 \frac{q}{S},$$

где S – площадь сечения ствола, м².

3. Определяется избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе ΔP по формуле (4.17):

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{gH\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D)D^3 dD}, V_a < V_{max} \\ \frac{gh\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD}, V_a > V_{max} \end{cases} = gH\rho_a\Delta d F(R, V_a),$$

где H – расстояние между сопряжениями с вентиляционным каналом и вентиляционным горизонтом, м; V_a – скорость воздуха в стволе, м/с; $V_{max} = 9,3$ м/с; V_k – конечная скорость капли (4.2) – (4.3), м/с; ρ_a – средняя плотность воздуха в стволе, кг/м³; $n(D)$ – функция распределения капель по размерам Розина – Раммлера (4.14), м⁻³мм⁻¹, в которой средний диаметр капель \bar{D} рассчитывается как среднее математических ожиданий распределений (4.10) – (4.13), а показатель распределения m подбирается таким образом, чтобы плотность распределения водности полностью лежала в диапазоне диаметров от 0 до 6 мм. Для уточнения влияния индивидуальных геометрических особенностей, крепления и армирования вентиляционного ствола на формирование бланкет–эффекта рекомендуется разрабатывать соответствующую трехмерную CFD–модель.

4. Определяются требуемые параметры рабочей точки ГВУ с учетом дополнительного аэродинамического сопротивления водяной пробки ($Q_0, H_0 + \Delta P$).

5. В ситуациях, когда появление капельной влаги в стволе за счет конденсации может создать существенное дополнительное аэродинамическое сопротивление по критериям прироста сопротивления на величину более 10 % от проектного сопротивления ствола и близости рабочей точки ГВУ к зоне неустойчивой работы (например, в случае высокой влажности исходящей воздушной струи к моменту ее подхода к сопряжению со стволом и скорости воздушного потока в стволе в опасном для формирования водяной пробки диапазоне), для исключения возникновения бланкет–эффекта или существенного уменьшения его влияния на систему вентиляции рудника на стадии проектирования рудника следует предусмотреть следующие мероприятия.

5.1. Если проектом предусмотрена схема вентиляции рудника с одним вентиляционным стволом, то выбор диаметра ствола следует производить, исходя из минимизации эффективного аэродинамического сопротивления ствола с учетом влияния бланкет–эффекта, для чего необходимо избегать опасного диапазона скоростей в стволе от 4,9 м/с до 10,2 м/с.

5.2. При наличии в руднике более одного вентиляционного ствола следует предусмотреть перераспределение исходящих воздушных потоков между ними таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 4,9 м/с до 10,2 м/с. Перераспределение воздушных потоков между стволами следует производить таким образом, чтобы не снизилось суммарное требуемое количество

воздуха, подаваемого в рудник, при этом максимальная скорость воздушного потока в стволах не должна превышать 15 м/с согласно [76].

5.3. При наличии в руднике потребности охлаждения воздуха рабочих зон проектом следует предусмотреть размещение градирен системы кондиционирования вблизи вентиляционного ствола, в котором существует опасность возникновения бланкет–эффекта вследствие того, что запуск системы кондиционирования шахтного воздуха в эксплуатацию приведет к общему нагреву исходящей струи воздуха и снижению ее относительной влажности, при этом изменится высотная отметка, при достижении которой температура воздушного потока снизится до точки росы, и снизится количество конденсируемой из воздуха влаги.

Для оценки влияния данного мероприятия приведем расчет для условий ствола ВС–7 рудника «Таймырский». Для определения высотной отметки точки росы можно воспользоваться соотношениями (3.7) – (3.9). Согласно экспериментальным данным, полученным в ходе измерений теплофизических параметров воздуха в стволе ВС–7 (таблица 2.1), влагосодержание на отм. –1300 м составило 0,0172 кг/кг при температуре воздуха +26,8 °С. Начало конденсации соответствует отм. –755 м, при этом перепад влагосодержания между отметками –755 м и +190 м составил 0,0031 кг/кг. Приведем подобный расчет для случаев более высоких температур поступающего в ствол воздуха в таблице 5.4.

Таблица 5.4 — Расчет отметки начала конденсации влаги и перепада влагосодержания воздушной струи

Температура воздуха на отм. –1300 м	Отметка начала конденсации влаги	Влагосодержание на отм. +190 м	Перепад влагосодержания за счет конденсации влаги
+26,8 °С	–755 м	0,0141 кг/кг	0,0031 кг/кг
+27,8 °С	–455 м	0,0151 кг/кг	0,0021 кг/кг
+28,8 °С	–150 м	0,0161 кг/кг	0,0011 кг/кг
+29,8 °С	+160 м	0,0171 кг/кг	0,0001 кг/кг

Таким образом, увеличение начальной температуры воздушного потока на 1 °С уменьшает количество сконденсировавшейся влаги на 0,001 кг/кг. Учитывая линейную зависимость перепада давления водяной пробки от перепада влагосодержания воздушной струи вследствие конденсации влаги (формула (4.17)), увеличение температуры воздушного потока позволит уменьшить влияние бланкет–эффекта примерно на 32% на 1 °С. Согласно расчетам, увеличение начальной температуры

исходящей струи в стволе ВС–7 на 3 °С и выше позволит избежать возникновения бланкет–эффекта за счет конденсации влаги.

При этом понижение температуры воздушной струи, поступающей с вентиляционных штреков в ствол, может существенно ухудшить ситуацию. В данной ситуации уменьшение температуры воздушного потока приведет к увеличению влияния бланкет–эффекта примерно на 32% на 1 °С. Это обстоятельство также важно учитывать, так как с течением времени происходит «растепление» породного массива вокруг горных выработок по тракту движения воздуха, что приводит к уменьшению температуры воздуха в них.

5.2.2. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях конденсационного влаговыделения для проектируемого рудника

В качестве примера применения способа управления капельной влагой в условиях конденсационного влаговыделения рассмотрим следующие исходные данные для вентиляционного скипового ствола проектируемого рудника «Мир – Глубокий», представленные в таблице 5.5.

Таблица 5.5 — Исходные данные для расчета способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе проектируемого рудника «Мир – Глубокий»

Глубина ствола	1503 м
Проектный диаметр / сечение ствола в свету	8 м / 50,26 м ²
Абсолютная отметка устья ствола	+ 338 м
Абсолютная отметка сопряжения с вентиляционным каналом	+ 268 м
Абсолютная отметка сопряжения с верхним вентиляционным горизонтом	– 208 м
Проектный требуемый расход воздуха в рудник	508 м ³ /с
Проектный требуемый напор ГВУ	5800 Па
Температура пород на сопряжении ствола с горизонтом	+14,8 °С

Расчетные значения влагосодержания на сопряжении с верхним вентиляционным горизонтом и на сопряжении с вентиляционным каналом составляют соответственно $d_1 = 0,0106$ кг/кг; $d_2 = 0,0079$ кг/кг. Соответственно $\Delta d = d_1 - d_2 = 0,0027$ кг/кг. Следовательно, максимальная скорость конденсационного влаговыделения:

$$q = \rho \cdot Q \cdot \Delta d = 1,2 \cdot 508 \cdot 0,0027 = 1,65 \text{ кг/с.}$$

Интенсивность конденсационного влаговыделения составляет:

$$R = 3600 \frac{q}{S} = 3600 \frac{1,65}{50,26} = 118,2 \frac{\text{мм}}{\text{час}}$$

Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе для принятых исходных данных представлен графически на рис. 5.6.

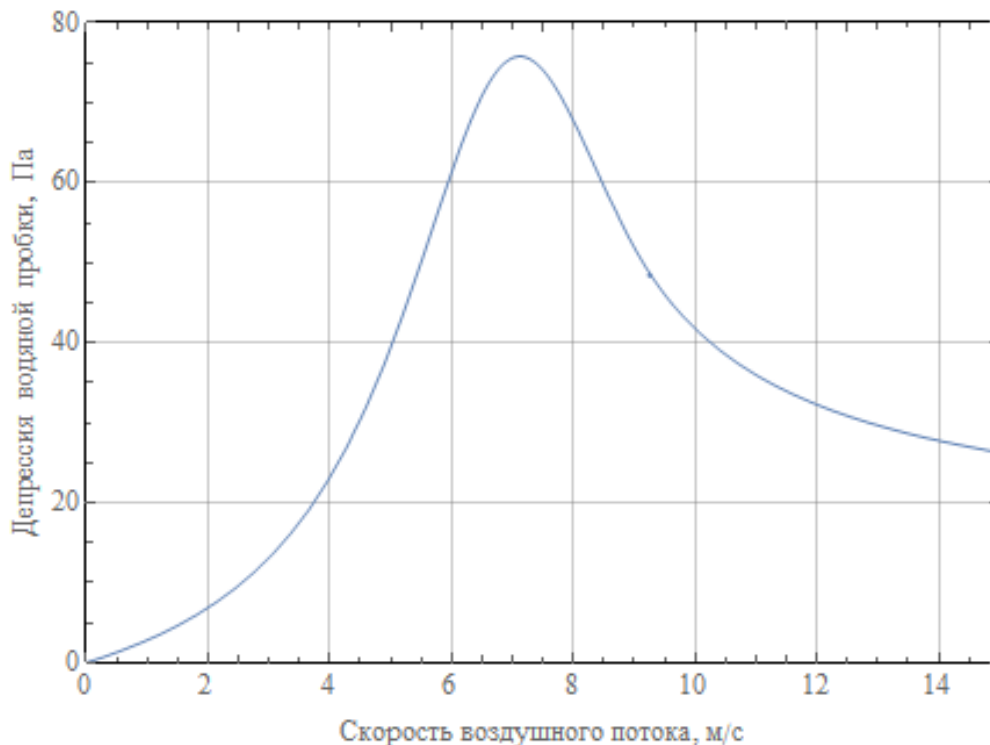


Рисунок 5.6 — Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в скиповом стволе рудника «Мир – Глубокий»

Избыточный перепад давления вследствие наличия капельной влаги в стволе за счет конденсации составляет 41 Па (при проектной скорости воздушного потока в стволе 10,1 м/с), при этом максимальное значение депрессии водяной пробки составляет 76 Па при скорости воздушного потока в стволе 7,2 м/с. В данном случае максимальное влияние водяной пробки составит 1,3% от напора ГВУ, дополнительных мероприятий для уменьшения влияния бланкет-эффекта не требуется.

Таким образом, требуемые параметры рабочей точки ГВУ с учетом максимального дополнительного аэродинамического сопротивления водяной пробки (508 м³/с, 5876 Па).

5.2.3. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах эксплуатируемых рудников

В процессе эксплуатации рудника возможно появление конденсационного влаговыделения в вентиляционных стволах в результате повышения влагосодержания

исходящей воздушной струи. В этом случае способ управления капельной влагой реализуется в следующей последовательности.

1. Определяются фактические параметры конденсационного влаговыделения в каждом из вентиляционных стволов. Фактическая скорость конденсационного выделения влаги в стволе q , кг/с, определяется по формуле:

$$q = \rho \cdot Q \cdot \Delta d,$$

где Q – фактический расход воздуха в стволе, м³/с; Δd – фактическое изменение влагосодержания воздушной струи при подъеме по стволу с момента ее насыщения, кг/кг. Далее определяется фактическая интенсивность влаговыделения R , мм/час, по формуле (4.19):

$$R = 3600 \frac{q}{S},$$

где S – площадь сечения ствола, м².

2. Рассчитывается избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе ΔP по формуле (4.17):

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{gH\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D)D^3 dD}, & V_a < V_{max} \\ \frac{gh\rho_a\Delta d \int_0^{D_{max}} n(D)D^3 dD}{\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D)D^3 dD}, & V_a > V_{max} \end{cases} = gH\rho_a\Delta d F(R, V_a),$$

где H – высота ствола, м; V_a – скорость воздуха в стволе, м/с; $V_{max} = 9,3$ м/с; V_k – конечная скорость капли (4.2) – (4.3), м/с; ρ_a – средняя плотность воздуха в стволе, кг/м³; $n(D)$ – функция распределения капель по размерам (4.10) – (4.14), м⁻³мм⁻¹. Для уточнения влияния индивидуальных геометрических особенностей, крепления и армирования вентиляционного ствола на формирование бланкет-эффекта рекомендуется разрабатывать соответствующую трехмерную CFD-модель.

3. В случае, когда появление капельной влаги в стволе за счет конденсации может создать существенное дополнительное аэродинамическое сопротивление (по критериям прироста сопротивления на величину более 10 % от проектного сопротивления ствола и близости рабочей точки ГВУ к зоне неустойчивой работы), следует предусмотреть реализацию следующих возможных мероприятий:

3.1. При наличии в руднике более одного вентиляционного ствола следует рассмотреть возможность перераспределения исходящих воздушных потоков между ними таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 4,9 м/с до 10,2 м/с. Перераспределение воздушных потоков между стволами следует производить таким образом, чтобы не снизилось суммарное требуемое

количество воздуха, подаваемого в рудник, при этом максимальная скорость воздушного потока в стволах не должна превышать 15 м/с согласно [76].

3.2. При возникновении потребности охлаждения воздуха рабочих зон в процессе эксплуатации рудника следует предусмотреть размещение градиен системы кондиционирования вблизи вентиляционного ствола, в котором существует опасность возникновения бланкет-эффекта.

5.2.4. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях конденсационного влаговыведения для эксплуатируемого рудника

В качестве примера применения способа управления капельной влагой в условиях конденсационного влаговыведения рассмотрим следующие исходные данные для вентиляционного ствола ВС-7 эксплуатируемого рудника «Таймырский», представленные в таблице 5.6.

Таблица 5.6 — Исходные данные для расчета способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе ВС-7 эксплуатируемого рудника «Таймырский»

Глубина ствола	1722 м
Диаметр / сечение ствола в свету	8 м / 50,26 м ²
Относительная отметка сопряжения с вентиляционным каналом	– 13 м
Температура воздуха на отметке – 13 м	+19,8 °С
Относительная отметка начала конденсационного влаговыведения	– 750 м
Температура воздуха на отметке – 750 м	+22,9 °С
Фактический расход воздуха в стволе	457 м ³ /с
Фактическая скорость воздуха в стволе	9,1 м/с
Фактический напор ГВУ	1200 Па

Расчетные значения влагосодержания на сопряжении с верхним вентиляционным горизонтом и на сопряжении с вентиляционным каналом составляют соответственно $d_1 = 0,01788$ кг/кг; $d_2 = 0,01476$ кг/кг. Соответственно $\Delta d = d_1 - d_2 = 0,00312$ кг/кг. Следовательно, скорость конденсационного влаговыведения:

$$q = \rho \cdot Q \cdot \Delta d = 1,2 \cdot 457 \cdot 0,00312 = 1,70 \text{ кг/с.}$$

Интенсивность конденсационного влаговыведения составляет:

$$R = 3600 \frac{q}{S} = 3600 \frac{1,70}{50,26} = 122 \frac{\text{мм}}{\text{час}}.$$

Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе для принятых исходных данных согласно формуле (4.17) представлен графически на рис. 5.7.

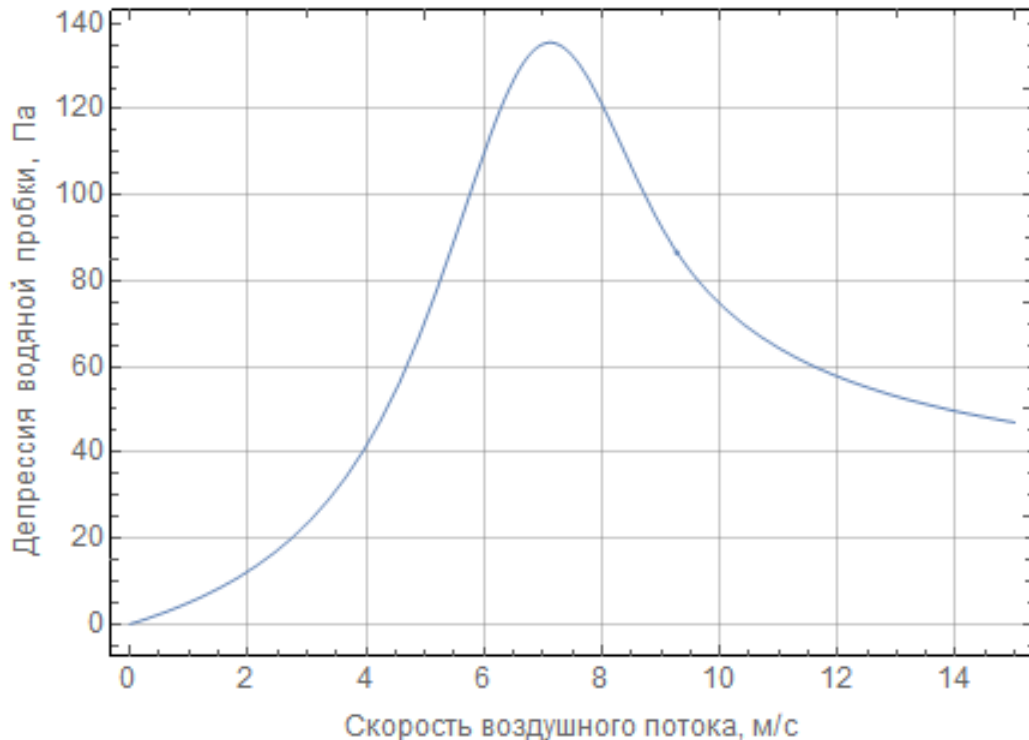


Рисунок 5.7 — Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе ВС-7

Избыточный перепад давления вследствие наличия капельной влаги в стволе за счет конденсации составляет 92 Па (при скорости воздушного потока в стволе 9,1 м/с), при этом максимальное значение депрессии водяной пробки 135 Па достигается при скорости воздушного потока в стволе 7,1 м/с.

Для минимизации влияния бланкет-эффекта рекомендуется не допускать снижения скорости воздушного потока в стволе, для чего следует перераспределять исходящие воздушных потоки между вентиляционными стволами таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволе ВС-7 лежала вне опасного диапазона от 4,9 м/с до 10,2 м/с. Перераспределение воздушных потоков между стволами следует производить таким образом, чтобы не снизилось суммарное требуемое количество воздуха, подаваемого в рудник, при этом максимальная скорость воздушного потока в стволах не должна превышать 15 м/с согласно [76].

5.3. Разработка способа управления капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях водопритоков из закрепного пространства

5.3.1. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых рудников

На стадии проектирования рудника способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах в условиях водопритоков из закрепного пространства реализуется в следующем порядке.

1. Рассчитываются максимальные требуемое количество воздуха Q_0 и необходимая депрессия H_0 для проветривания рудника без учета влияния капельной влаги.

2. Определяются нормативные параметры водопритоков в каждом из проектируемых вентиляционных стволов. Согласно СП 69.13330.2016 общий приток воды в законченный строительством ствол глубиной до 800 м не должен превышать 5 м³/ч, допускается увеличение этого притока из расчета 0,5 м³/ч на каждые последующие 100 м ствола. Высотная отметка источника водопритоков принимается равной высотной отметке водоносного горизонта.

3. Вычисляется избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе ΔP по формуле (4.22):

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_k} n(D) D^3 dD + \left(1 - \frac{h}{H}\right) \int_{D_k}^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a < V_{max} \\ \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a > V_{max} \end{cases} = \frac{gHq}{SV_{max}} F \left(R, \frac{h}{H}, V_a \right).$$

где $g = 9,81$ м/с²; H – глубина ствола, м; h – глубина источника водопритоков, отсчитываемая от сопряжения с вентиляционным каналом, м; $V_{max} = 9,3$ м/с; q – интенсивность водопритоков, кг/с; S – площадь сечения ствола, м²; V_k – конечная скорость капли (4.2) – (4.3), м/с; V_a – скорость воздуха в стволе, м/с; $n(D)$ – функция распределения капель по размерам (4.10) – (4.14), м⁻³мм⁻¹. Для уточнения влияния индивидуальных геометрических особенностей, крепления и армирования вентиляционного ствола на формирование бланкет-эффекта рекомендуется разрабатывать соответствующую трехмерную CFD-модель.

4. Определяются требуемые параметры рабочей точки ГВУ с учетом дополнительного аэродинамического сопротивления водяной пробки ($Q_0, H_0 + \Delta P(V_a)$).

5. В ситуациях, когда появление капельной влаги в стволе за счет водопритоков может создать существенное дополнительное аэродинамическое сопротивление по

критериям прироста сопротивления на величину более 10 % от проектного сопротивления ствола и близости рабочей точки ГВУ к зоне неустойчивой работы, для исключения возникновения бланкет–эффекта или существенного уменьшения его влияния на систему вентиляции рудника на стадии проектирования рудника следует предусмотреть следующие мероприятия, направленные на уменьшение количества капельной влаги, попадающей в ствол.

5.1. Реализация системы водоулавливания в стволе в местах ожидаемых водопритоков ниже водоносных горизонтов. Подобные системы используются, как правило, при строительстве стволов, однако их применение актуально и в действующих вентиляционных стволах в условиях наличия водопритоков из закрепного пространства. В [83] представлена принципиальная схема системы водоулавливания: у крепи ствола устанавливается водоулавливающий кольцевой желоб (рис. 5.8), в который собирается большая часть падающей по стволу воды. Из водоулавливающего желоба вода по шлангу стекает в перекачную насосную станцию. Водоулавливающие желоба делают из листовой стали толщиной 3–4 мм или из швеллера №№ 20–30. Ширина желоба 20–30 см, высота 20–25 см. При значительных водопритоках для увеличения площади улавливания воды к желобу прикрепляют козырек.

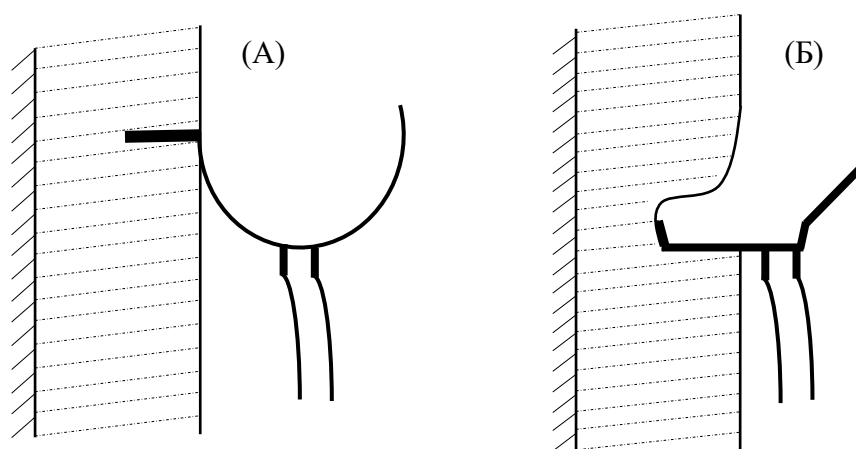


Рисунок 5.8 — Водоулавливающие желоба из листовой стали (А) и швеллера (Б)

5.2. Реализация системы дренирования воды, сущность которой заключается в бурении шпуров в стенках ствола на уровне водоносных горизонтов и установке в них водоспускных или забивных фильтров (рис. 5.9) [83]. Фильтры изготавливают из труб диаметром от 32 до 50 мм в зависимости от интенсивности водопритоков. Водозаборная часть фильтров перфорируется отверстиями, диаметр которых зависит от крупности зерен горных пород и дебита водоносного горизонта (обычно принимают равным 2–3 диаметрам зерен пород). Дренируемая с помощью фильтров вода перепускается по

резиновым шлангом или металлическим трубам в водоулавливающие желоба или в перекачную насосную станцию.

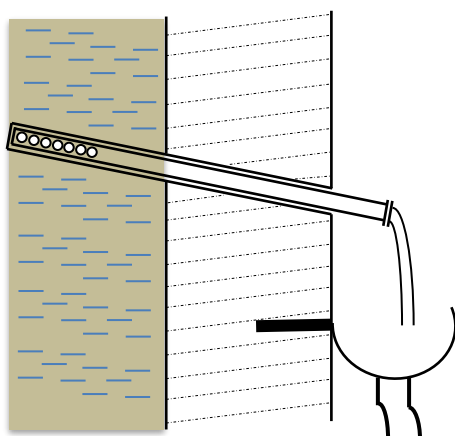


Рисунок 5.9 — Система дренирования воды с водоносных горизонтов

5.3. Реализация системы водоулавливания и откачки воды в вентиляционном канале ствола с целью исключения повторного попадания влаги в воздушное пространство ствола (см. раздел 4.4). Для улавливания воды, попадающей в вентиляционный канал, рекомендуется на сопряжении со стволом соорудить непроницаемую перегородку и установить насос с автоматическим включением для откачки воды на поверхность. Схема расположения элементов системы водоулавливания и откачки воды из вентиляционного канала ГВУ представлена на рис. 5.10.

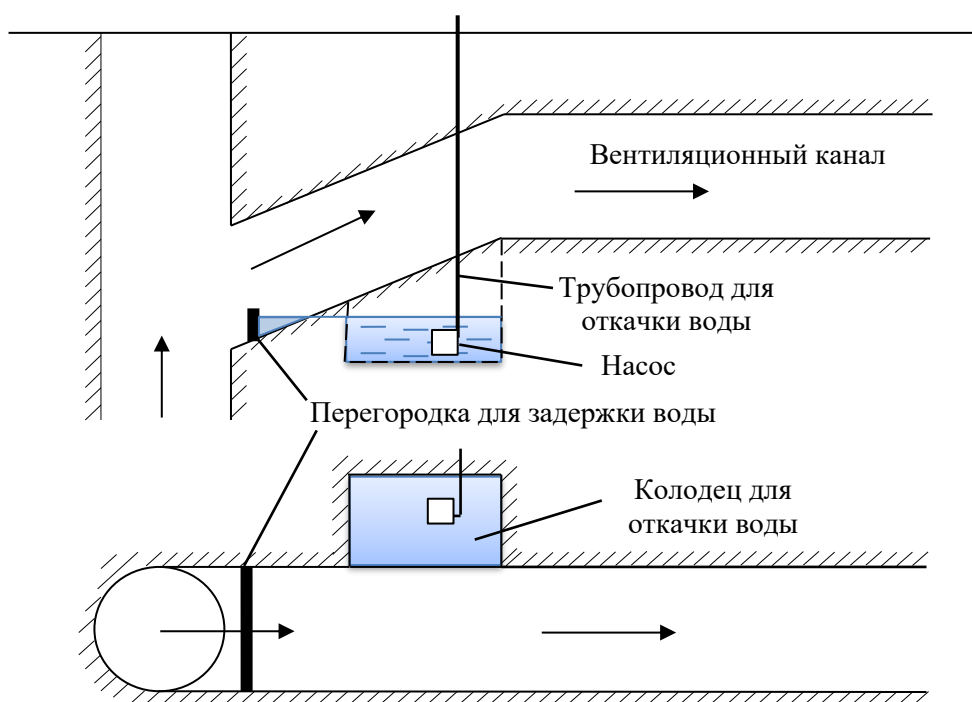


Рисунок 5.10 — Система водоулавливания и откачки воды из вентиляционного канала ГВУ

Согласно [7], реализация подобной системы позволила существенно уменьшить влияние водяной пробки на работу ГВУ в вентиляционном стволе шахты № 19–20 треста «Советскуголь» и исключить периодический выход рабочей точки ГВУ в зону неустойчивой работы.

Следует отметить, что каплеуловители, применяемые обычно в различных вентиляционных установках (на выходе из камер увлажнения приточных камер, блоков воздухоохладителей или рекуператоров, а также в блоках очистки газов, дегазаторах жидкостей и т.д.) не подходят для размещения в вентиляционных стволах и вентиляционных каналах. Принцип работы таких каплеуловителей заключается в том, что в поперечном сечении устройства устанавливается множество изогнутых пластин, и при прохождении воздуха по зигзагообразной или волновой траектории капли, несомые воздушным потоком, при каждом повороте ударяются о поверхность пластин, прилипают к ним, коагулируют с другими каплями и в результате достигают критического размера и веса, что больше не могут удерживаться на поверхности и по специальным желобам стекают в поддон. Размещение подобных каплеуловителей в стволе перекроет его сечение и сделает невозможным движение подъемных сосудов. Помимо этого, использование таких каплеуловителей в стволе или вентиляционном канале ГВУ создаст существенное дополнительное аэродинамическое сопротивление, что увеличит нагрузку на ГВУ.

6. Если проектом предусмотрена схема вентиляции рудника с одним вентиляционным стволом, то выбор диаметра ствола следует производить, исходя из минимизации эффективного аэродинамического сопротивления ствола с учетом влияния бланкет–эффекта, для чего необходимо избегать опасного диапазона скоростей воздушного потока в стволе. Следует избегать интервала скоростей воздушного потока в стволе от 5,3 м/с до 8,7 м/с в случае, когда основной источник водопритоков находится вблизи сопряжения ствола с вентиляционным каналом ГВУ; от 6,3 м/с до 9,4 м/с в случае, когда основной источник водопритоков находится в средней части ствола; от 7,7 м/с до 9,9 м/с в случае, когда основной источник водопритоков находится вблизи сопряжения ствола с вентиляционным горизонтом. При наличии в руднике более одного вентиляционного ствола следует предусмотреть перераспределение исходящих воздушных потоков между ними таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона. Перераспределение воздушных потоков между стволами следует производить так, чтобы не снизилось суммарное требуемое количество воздуха, подаваемого в рудник, при этом максимальная скорость воздушного потока в стволах не должна превышать 15 м/с согласно [76].

5.3.2. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях водопритоков из закрепного пространства для проектируемого рудника

В качестве примера применения способа управления капельной влагой в условиях водопритоков из закрепного пространства рассмотрим следующие исходные данные для вентиляционного скипового ствола проектируемого рудника «Мир – Глубокий», представленные в таблице 5.7.

Таблица 5.7 — Исходные данные для расчета способа управления капельной влагой в вентиляционном скиповом стволе проектируемого рудника «Мир – Глубокий»

Глубина ствола	1503 м
Проектный диаметр / сечение ствола в свету	8 м / 50,26 м ²
Абсолютная отметка устья ствола	+ 338 м
Проектный требуемый расход воздуха в рудник	508 м ³ /с
Проектный требуемый напор ГВУ	5800 Па
Нормативные водопритоки в ствол	8,5 м ³ /час = 2,4 кг/с
Абсолютная отметка подошвы наиболее водообильного водоносного горизонта	– 150,7 м

Интенсивность нормативных водопритоков составляет:

$$R = 3600 \frac{q}{S} = 3600 \frac{2,4}{50,26} = 172 \frac{\text{мм}}{\text{час}}$$

Отношение глубины наиболее водообильного водоносного горизонта к глубине ствола $\frac{h}{H} = 0,32$.

Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе для принятых исходных данных согласно формуле (4.22) представлен графически на рис. 5.11.

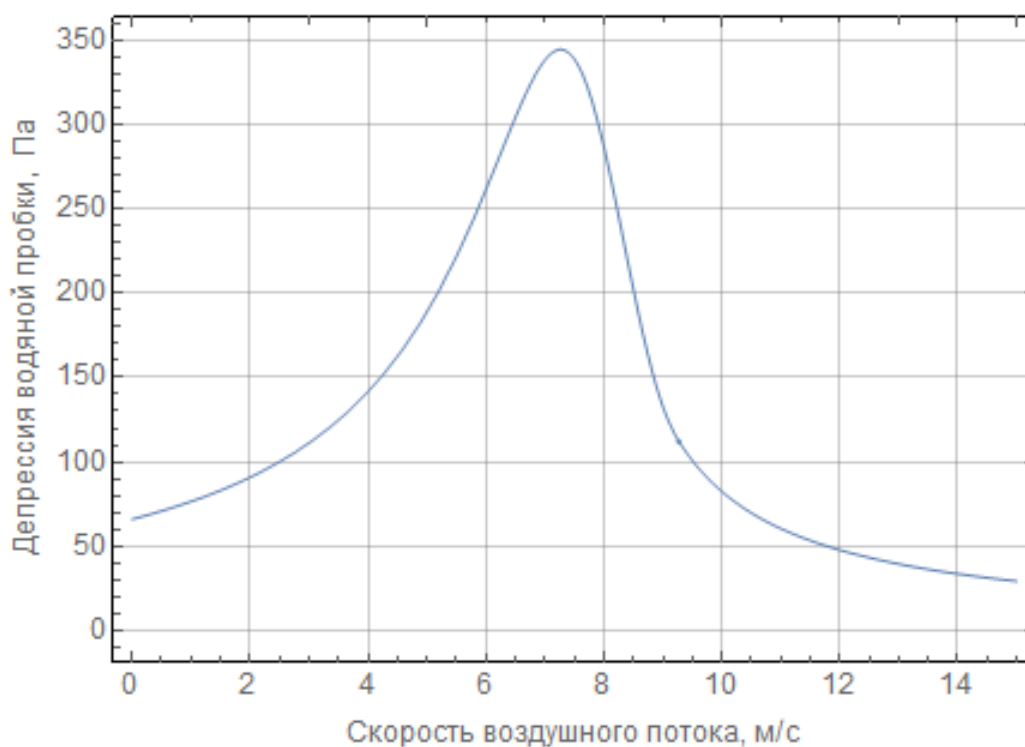


Рисунок 5.11 — Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в скиповом стволе проектируемого рудника «Мир – Глубокий»

Избыточный перепад давления вследствие наличия капельной влаги в стволе за счет водопритоков составляет 79 Па (при проектной скорости воздушного потока в стволе 10,1 м/с), при этом максимальное значение депрессии водяной пробки составляет 340 Па при скорости воздушного потока в стволе 7,2 м/с. Таким образом, требуемые параметры рабочей точки ГВУ с учетом дополнительного аэродинамического сопротивления водяной пробки (508 м³/с, 6140 Па).

Для минимизации влияния бланкет–эффекта рекомендуются следующие мероприятия.

- Реализация системы водоулавливания в стволе в местах ожидаемых водопритоков ниже водоносных горизонтов, представленной в п. 5.1. раздела 5.3.1.
- Реализация системы дренирования воды в местах ожидаемых водопритоков, представленной в п. 5.2. раздела 5.3.1.
- Реализация системы водоулавливания и откачки воды в вентиляционном канале ствола с целью исключения повторного попадания влаги в воздушное пространство ствола, представленной в п. 5.3. раздела 5.3.1.

5.3.3. Способ управления капельной влагой в вентиляционных стволах эксплуатируемых рудников

В процессе эксплуатации рудника водопритоки из закрепного пространства в вентиляционных стволах могут превысить нормативные. В этом случае способ управления капельной влагой реализуется в следующей последовательности.

1. Определяется фактическая интенсивность водопритоков q , кг/с, в каждом из вентиляционных стволов по количеству откачиваемой воды из зумпфа и вентиляционного канала, а также местоположение источника водопритоков.

2. Рассчитывается фактический перепад давления водяной пробки ΔP по формуле (4.22):

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_k} n(D) D^3 dD + \left(1 - \frac{h}{H}\right) \int_{D_k}^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_k} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD + \int_{D_k}^{D_{max}} \left(\frac{V_k}{V_a} - 1\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a < V_{max} \\ \frac{\frac{gHq}{SV_a} \left(\frac{h}{H} \int_0^{D_{max}} n(D) D^3 dD \right)}{\left(\int_0^{D_{max}} \left(1 - \frac{V_k}{V_a}\right) n(D) D^3 dD \right)}, & V_a > V_{max} \end{cases} = \frac{gHq}{SV_{max}} F \left(R, \frac{h}{H}, V_a \right).$$

где $g = 9,81$ м/с²; H – глубина ствола, м; h – глубина источника водопритоков, отсчитываемая от поверхности, м; S – площадь сечения ствола, м²; V_a – скорость воздуха в стволе, м/с; $V_{max} = 9,3$ м/с; V_k – конечная скорость капли (4.2) – (4.3), м/с; $n(D)$ – функция распределения капель по размерам (4.10) – (4.14), м³мм⁻¹. Для уточнения влияния индивидуальных геометрических особенностей, крепления и армирования вентиляционного ствола на формирование бланкет-эффекта рекомендуется разрабатывать соответствующую трехмерную CFD-модель.

3. Для уменьшения влияния капельной влаги на работу ГВУ возможны следующие мероприятия.

3.1. Герметизация крепи ствола в местах водопритоков с целью исключения или уменьшения интенсивности попадания влаги в ствол.

3.2. Реализация системы водоулавливания в стволе в местах фактических водопритоков, представленной в п. 5.1. раздела 5.3.1.

3.3. Реализация системы дренирования воды в местах фактических водопритоков, представленной в п. 5.2. раздела 5.3.1.

3.4. Реализация системы водоулавливания и откачки воды в вентиляционном канале ствола с целью исключения повторного попадания влаги в воздушное пространство ствола, представленной в п. 5.3. раздела 5.3.1.

3.5. При наличии более одного вентиляционного ствола следует организовать перераспределение расходов исходящего воздуха между стволами таким образом, чтобы

в них обеспечивалось движение воздушных потоков со скоростями, приведенными в п. 6 раздела 5.3.1, при которых влияние бланкет-эффекта минимально.

5.3.4. Применение способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе в условиях водопритоков из закрепного пространства для эксплуатируемого рудника

В качестве примера применения способа управления капельной влагой в условиях водопритоков из закрепного пространства рассмотрим следующие исходные данные для вентиляционного ствола ВС-6 эксплуатируемого рудника «Таймырский», представленные в таблице 5.8. ГВУ ствола ВС-6 оборудована двумя центробежными вентиляторами главного проветривания ВЦД-47 «Север» – основным и резервным. Регулирование производительности ГВУ осуществляется путем изменения частоты вращения рабочего колеса.

Таблица 5.8 — Исходные данные для расчета способа управления капельной влагой в вентиляционном стволе ВС-6 эксплуатируемого рудника «Таймырский»

Глубина ствола	1600,6 м
Диаметр / сечение ствола в свету	6,5 м / 33,18 м ²
Абсолютная отметка устья ствола	+278,6 м
Угол наклона лопаток	0 °
Частота вращения рабочего колеса	450 об/мин
Фактическая производительность ГВУ	642,2 м ³ /с
Фактическая скорость воздуха в стволе	13,3 м/с
Фактический напор ГВУ	2818 Па
Фактические водопритоки в ствол	28 м ³ /час = 7,8 кг/с
Абсолютная отметка подошвы наиболее водообильного водоносного горизонта	– 821 м

Интенсивность водопритоков составляет:

$$R = 3600 \frac{q}{S} = 3600 \frac{7,8}{33,18} = 844 \frac{\text{мм}}{\text{час}}$$

Отношение глубины водоносного горизонта к глубине ствола $\frac{h}{H} = 0,7$.

Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе для принятых исходных данных согласно формуле (4.22) представлен графически на рис. 5.12.

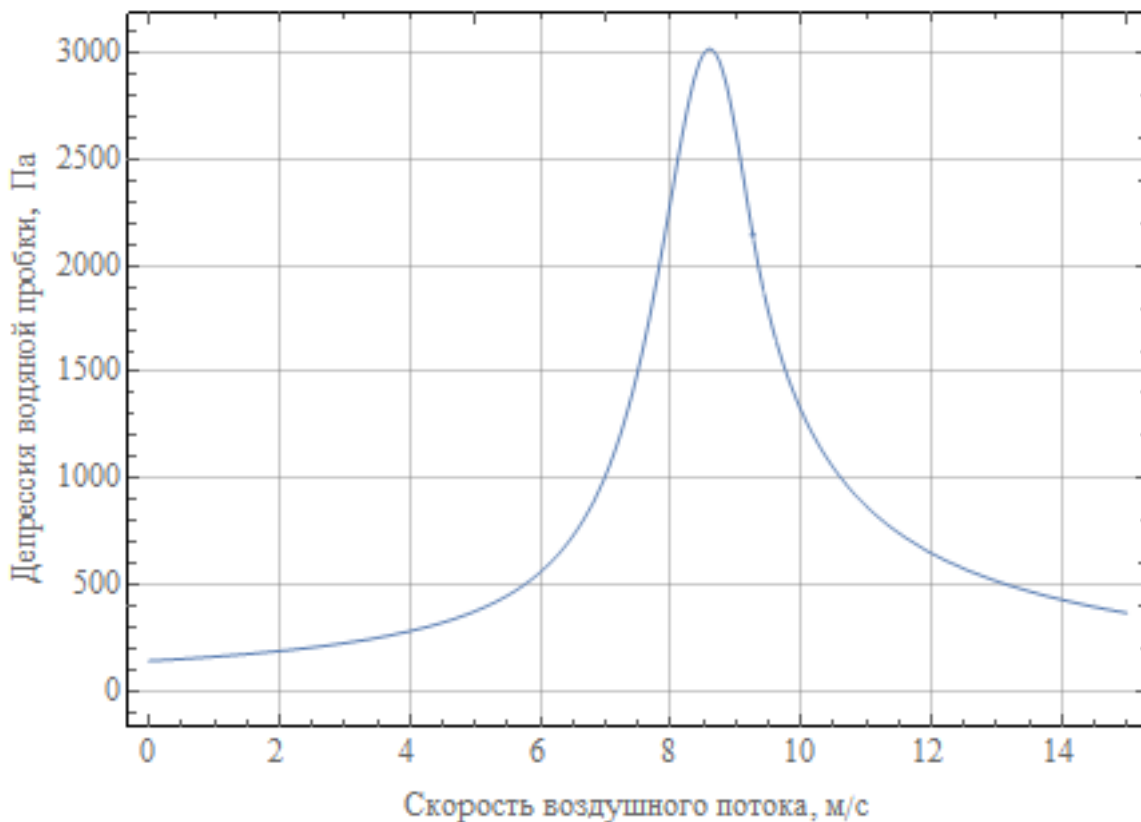


Рисунок 5.12 — Избыточный перепад давления водяной пробки от скорости воздушного потока в стволе ВС-6 рудника «Таймырский»

Избыточный перепад давления вследствие наличия капельной влаги в стволе за счет водопритокков составляет 487 Па (при фактической скорости воздушного потока в стволе 13,3 м/с), при этом максимально возможное значение депрессии водяной пробки составляет около 3000 Па при скорости воздушного потока в стволе 8,7 м/с.

На рис. 5.13 представлена характеристика вентиляционной сети с учетом и без учета влияния бланкет-эффекта, а также аэродинамические характеристики ГВУ ВЦД-47 «Север».

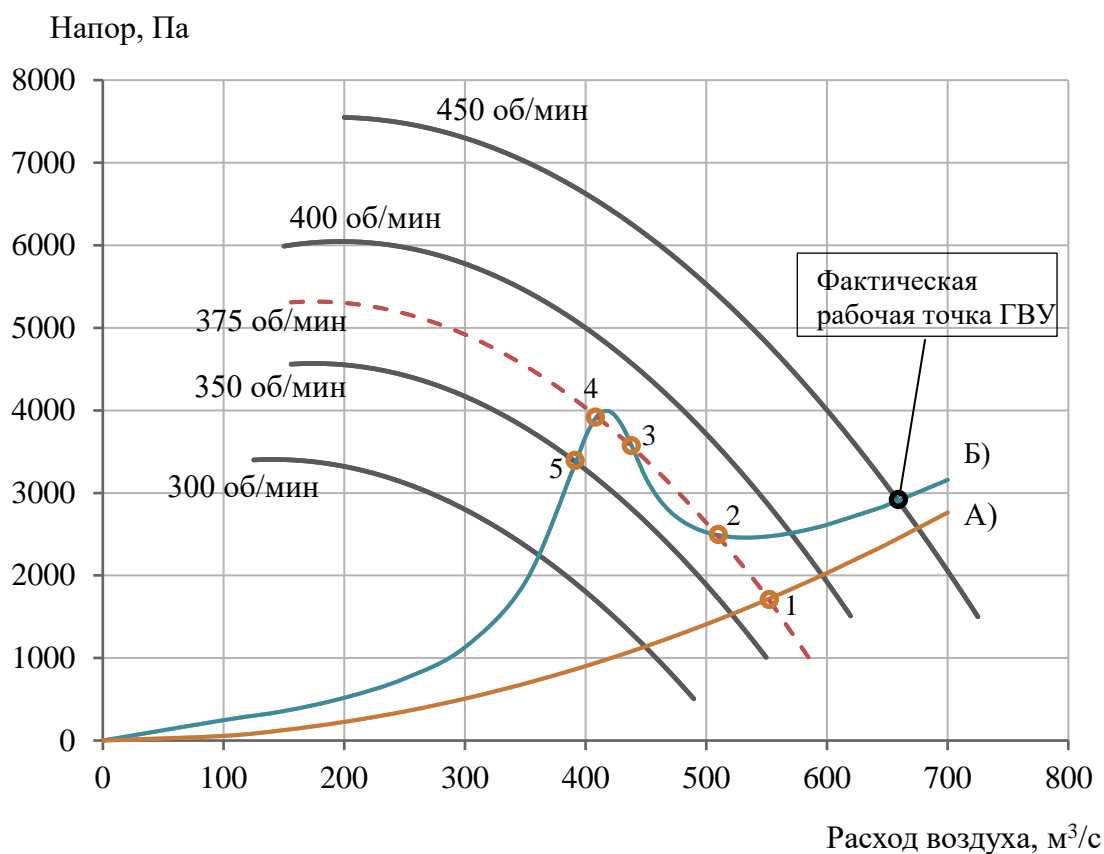


Рисунок 5.13 — Аэродинамические характеристики ГБУ ВЦД–47 «Север» при различных частотах вращения рабочего колеса; характеристика вентиляционной сети: А) при отсутствии капельной влаги в стволе; Б) с учетом бланкет–эффекта.

Для минимизации влияния бланкет–эффекта рекомендуются следующие мероприятия.

- Герметизация крепи ствола в местах водопритоков с целью исключения или уменьшения интенсивности попадания влаги в ствол.
- Реализация системы водоулавливания в стволе в местах фактических водопритоков ниже водоносных горизонтов, представленной в п. 5.1. раздела 5.3.1.
- Реализация системы дренирования воды в местах фактических водопритоков, представленной в п. 5.2. раздела 5.3.1.
- Реализация системы водоулавливания и откачки воды в вентиляционном канале ствола с целью исключения повторного попадания влаги в воздушное пространство ствола, представленной в п. 5.3. раздела 5.3.1.

Также следует учесть, что работа ГБУ с частотой вращения рабочего колеса от 300 до 400 оборотов в минуту может привести к режиму работы ГБУ, при котором влияние бланкет–эффекта максимально. В случае работы ГБУ с частотой вращения 375 оборотов в минуту есть несколько точек пересечения характеристики ГБУ и эффективной характеристики вентиляционной сети, учитывающей наличие влаги в

стволе. В начальный момент после включения ГВУ капельная влага в воздушном пространстве ствола присутствует в относительно малом количестве, и рабочая точка ГВУ соответствует точке 1 на рис. 5.13. Далее происходит нестационарный процесс накопления капельной влаги в стволе в течение нескольких десятков минут с постепенным выходом рабочей точки ГВУ в состояние 2 на рис. 5.13. Рабочая точка 3 не может быть реализована на практике, т.к. является точкой неустойчивого равновесия. Рабочая точка 4 может быть реализована в том случае, если ГВУ перед этим работала в режиме с рабочей точкой, лежащей левее точки 4 (например, с рабочей точкой 5 при 350 об/мин). В этом случае в стволе к моменту перехода с 350 об/мин к 375 об/мин накопилось достаточное количество капельной влаги.

Таким образом, если у ГВУ есть резерв по мощности, то для исключения существенного влияния бланкет-эффекта следует увеличить частоту вращения рабочего колеса так, чтобы характеристика ГВУ лежала достаточно далеко от зоны влияния водяной пробки. В случае, если у ГВУ нет резерва, чтобы «перескочить» потенциальный барьер водяной пробки, и при этом за потенциальным барьером водяной пробки ГВУ может устойчиво работать в области высоких расходов, необходимо сначала снизить частоту вращения рабочего колеса и временно перейти в область сниженных расходов, сбросить капельную влагу в зумпф, и после этого быстро выйти в область повышенных расходов, «перескочив» не успевший сформироваться потенциальный барьер водяной пробки.

5.4. Выводы по главе

В результате проведенного теоретического исследования влияния водяной пробки в вентиляционном стволе на работу главной вентиляторной установки и разработки способов управления капельной влагой в вентиляционных стволах можно сделать следующие выводы.

- Показано, что изменение рабочей точки ГВУ вследствие бланкет-эффекта существенно зависит от напорной характеристики ГВУ и ее рабочей точки в начальный момент. Рассчитано влияние капельной влаги на работу ГВУ рассмотренного ствола ВС-7, работающей с начальной рабочей точкой (500 м³/с, 2500 Па). При наличии водопритоков в ствол интенсивностью 1,3 кг/с максимальное смещение рабочей точки ГВУ (495 м³/с, 2585 Па) произойдет при расположении источника водопритоков вблизи сопряжения ствола с вентиляционным горизонтом; при интенсивности водопритоков 5 кг/с максимальное смещение рабочей точки ГВУ (468 м³/с, 3118 Па) произойдет при расположении источника водопритоков вблизи

сопряжения ствола с вентиляционным горизонтом; при интенсивности водопритоков 10 кг/с максимальное смещение рабочей точки ГВУ (408 м³/с, 3941 Па) произойдет при расположении источника водопритоков вблизи сопряжения ствола с вентиляционным каналом ГВУ.

- Разработаны способы управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых и эксплуатируемых рудников, направленные на минимизацию конденсационного влаговыделения из поднимающейся по стволу воздушной струи и уменьшение аэродинамического влияния сконденсировавшейся влаги на работу ГВУ. Управление достигается как за счет перераспределения воздушных потоков между вентиляционными стволами таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 4,9 м/с до 10,2 м/с, так и за счет размещения градирен системы кондиционирования воздуха вблизи ствола (последнее – только в случае потребности охлаждения рабочих зон рудников).
- Разработаны способы управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых и эксплуатируемых рудников, направленные на минимизацию количества капельной влаги, попадающей в ствол вследствие водопритоков из закрепного пространства. Управление капельной влагой включает в себя герметизацию крепи ствола, реализацию систем водоулавливания и откачки воды в стволе и вентиляционном канале, а также перераспределение воздушных потоков между вентиляционными стволами таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 5,3 м/с до 9,9 м/с. Определены возможные варианты изменения производительности ГВУ, направленные на минимизацию эффекта водяной пробки в вентиляционном стволе, при этом выбор конкретного варианта зависит от максимальной мощности главной вентиляторной установки и резерва для увеличения ее производительности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе содержится решение научно–практической задачи разработки способов управления капельной влагой, исключаящего ее накопление в вентиляционных стволах рудников, и получены следующие основные научные результаты.

1. Разработана математическая модель нестационарных аэротермодинамических процессов в вентиляционных стволах с учетом неоднородного поля температур, теплообмена с крепью ствола, наличия конденсации влаги и водопритоков.
2. Проведены экспериментальные исследования изменения аэротермодинамических параметров воздуха в вентиляционных стволах в условиях нормального и реверсивного режимов проветривания рудников и выявлены закономерности протекания нестационарных процессов тепломассопереноса в стволах и прилегающих к ним горных выработках. Получено, что в нормальном режиме проветривания вследствие охлаждения восходящего потока воздуха в стволе возможно образование и скопление большого количества капельной влаги, приводящей при определенных обстоятельствах к образованию водяной пробки, увеличивающей аэродинамическое сопротивление ствола и ухудшающей работу главной вентиляторной установки. При переходе в реверсивный режим проветривания рудника ключевыми факторами, определяющими распределение микроклиматических параметров в вентиляционном стволе, являются теплообмен воздуха с крепью, теплопередача в крепи и окружающих породах.
3. С целью параметризации разработанной математической модели разработан метод определения эффективных коэффициентов температуропроводности и теплоотдачи системы «породный массив – влажная крепь ствола – воздушный поток» по данным экспериментальных измерений в стволе в условиях перехода на реверсивный режим проветривания рудника. В рамках экспериментальных исследований в стволе ВС–9 рудника «Скалистый» установлено, что значение коэффициента теплоотдачи существенно неоднородно и изменяется по высоте ствола от сопряжения с вентиляционным каналом до сопряжения с нижним вентиляционным горизонтом в диапазоне от 40,0 до 6,9 Вт/(м²·°С) вследствие различных средних скоростей воздушного потока в стволе, материалов крепи и степени увлажненности поверхности крепи.
4. Исследованы два сценария возникновения капельной влаги в стволе, формирующей водяную пробку: в результате конденсации из влажного исходящего воздуха и в

результате водопритоков из закрепного пространства ствола. Получены аналитические зависимости избыточного перепада давления в стволе вследствие влияния бланкет-эффекта от высоты и диаметра ствола, скорости исходящего потока воздуха с учетом различного дисперсного состава капельной влаги. Для сценария, предусматривающего приток воды из закрепного пространства, избыточный перепад давления в стволе зависит от интенсивности и высоты источника водопритоков.

5. Разработаны способы управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых и эксплуатируемых рудников, позволяющие снизить количество конденсирующейся из поднимающегося воздушного потока влаги и уменьшить ее влияние на работу ГВУ, при этом управление достигается как за счет перераспределения воздушных потоков между вентиляционными стволами таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 4,9 м/с до 10,2 м/с, так и за счет размещения градирен системы кондиционирования воздуха вблизи ствола (последнее – только в случае потребности охлаждения рабочих зон рудников).
6. Разработаны способы управления капельной влагой в вентиляционных стволах проектируемых и эксплуатируемых рудников, направленные на снижение поступления водопритоков из закрепного пространства в воздушное пространство ствола с целью уменьшения ее влияния на работу ГВУ. Управление капельной влагой включает в себя герметизацию крепи ствола, реализацию систем водоулавливания и откачки воды в стволе и вентиляционном канале, а также перераспределение воздушных потоков между вентиляционными стволами таким образом, чтобы скорость движения воздуха в стволах лежала вне опасного диапазона от 5,3 м/с до 9,9 м/с.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алехичев С. П., Калабин Г. В. Естественная тяга и тепловой режим рудников. – Л.: Наука, 1974. – 110 с.
2. Алыменко Н.И., Николаев А.В. Расчет эквивалентного аэродинамического сопротивления подземной части проектируемого рудника для определения естественной тяги, действующей между стволами // Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 2010. – № 12. – С. 68–69.
3. Алыменко Н. И., Николаев А.В. Расчет общерудничной естественной тяги // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно–технический журнал). – 2011. – № S2–2. – С. 18–26.
4. Алыменко Н.И., Каменских А.А., Николаев А.В., Петров А.И. Движение воздуха в воздухоподающем и вентиляционном стволах рудника // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2014. – Т. 1. – С. 122–125.
5. Аренс В.Ж., Дмитриев А.П., Дядькин Ю.Д. Теплофизические аспекты освоения ресурсов недр. – Л.: Недра, 1988. – 336 с.
6. Балтайтис В.Я., Клещун П.П., Гринь Г.В. Определение времени остывания горного массива после нагревания его подземным пожаром // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1970. – № 2. – С. 56–59.
7. Блудов А.Е. Исследование влияния падающей воды в вентиляционных стволах на проветривание шахт // Техника безопасности, охрана труда и горноспасательное дело. – 1969. – №5 (23). – С. 22–26.
8. Бойко О.А., Бойко В.А. Исследование влияния теплоуравнивающей оболочки пород горного массива на величину притока теплоты в горную выработку глубокой шахты Донбасса // Научный вестник Национального горного университета. – 2011. – № 3. – С. 98–106.
9. Брайчева Н.А., Черняк В.П., Щербань А.Н. Методы расчёта температуры вентиляционного воздуха подземных сооружений. – Киев: Наукова думка, 1981. – 184 с.
10. Брайчева Н.А., Добрянский Ю.П., Щербань А.Н. К постановке задач о тепловом режиме теплоносителя, движущегося в горной выработке // Промышленная теплотехника. – 1986. – т. 8. – № 1. – С. 19–22.
11. Бурцев А.Н., Постольник Ю.С. Аналитическое исследование теплообмена между бесконечным массивом и цилиндрической полостью с нестационарной температурой среды // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1978. – № 9. – С. 63–67.

12. Васенин И. М., Шрагер Э. Р., Крайнов А. Ю., Палеев Д. Ю., Лукашов О. Ю., Костеренко В. Н. Математическое моделирование нестационарных процессов вентиляции сети выработок угольной шахты // Компьютерные исследования и моделирование. – 2011. – т. 3. – № 2. – С. 155–163.
13. Венгеров И.Р. Теплофизика шахт и рудников. Математические модели. Том. 1. Анализ парадигмы. – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 632 с.
14. Волков К. Н., Емельянов В. Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 368 с.
15. Воропаев А.Ф. Теория теплообмена рудничного воздуха и горных пород в глубоких шахтах. – М.: Недра, 1966. – 219 с.
16. Воропаев А. Ф. Тепловая депрессия шахтной вентиляции. – М.: АН СССР, 1950. – 230 с.
17. Гендлер С.Г. Способ определения коэффициента теплоотдачи в горных выработках // Промышленная теплотехника. – 1986. – т. 8. – № 3. – С. 44–47.
18. Гершуни Г.З., Жуховицкий Е.М. Конвективная устойчивость несжимаемой жидкости. – М.: Наука, 1972. – 392 с.
19. Гершуни Г.З., Жуховицкий Е. М., Непомнящий А. А. Устойчивость конвективных течений. – М.: Наука, 1989. – 318 с.
20. Горное дело. Энциклопедический справочник. Т. 6. Рудничная атмосфера и вентиляция. Борьба с пылью, газами и пожарами. Горноспасательное дело / Отв. Редактор А.А. Скочинский. – Харьков: Углетехиздат, 1958. – С. 375.
21. ГОСТ Р 53613–2009. Воздействие природных внешних условий на технические изделия. Общая характеристика. Осадки и ветер. – М.: Стандартинформ, 2011. – 12 с.
22. Денисенко Е.А. Влияние капежа в вертикальных шахтных стволах на проектирование плановых координат гравитационным способом // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2012. – Вып. 38. – С. 60–69.
23. Деревич И. В., Зайчик Л. И. Осаждение частиц из турбулентного потока // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. – 1988. – № 5. – С. 96–104.
24. Дуганов Г.В., Баратов Э.И. Тепловой режим рудников. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 144 с.
25. Дядькин Ю.Д. Борьба с высокими температурами в глубоких шахтах и рудниках. – М.: Углетехиздат, 1957. – 80 с.
26. Дядькин Ю.Д. Основы горной теплофизики для шахт и рудников Севера. – М.: Недра, 1968. – 255 с.

27. Дядькин Ю.Д., Шувалов Ю.В. Тепловые съёмки и тепловой расчёт шахт и рудников. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1977. – 88 с.
28. Дядькин Ю.Д., Шувалов Ю.В., Гендлер С.Г. Тепловые процессы в горных выработках. – Л.: Изд-во ЛГИ, 1978. – 104 с.
29. Дядькин Ю.Д., Шувалов Ю.В., Тимофеевский Л.С. Горная теплофизика (Регулирование теплового режима шахт и рудников). – Л.: Изд-во ЛГИ, 1976. – 96 с.
30. Журавленко В.Я., Шелиманов В.А., Козлов Е.Н., Мукоед Н.И. О методах вычисления параметров рудничного воздуха в лаве и их сравнении // Доклады АН УССР, сер. А. – 1979. – № 10. – С. 859–862.
31. Зайцев А.В. Разработка способов нормализации микроклиматических условий в горных выработках глубоких рудников: дисс. ... канд. техн. наук. – Пермь, 2013. — 170 с.
32. Казаков Б.П., Колесов Е.В., Накаряков Е.В., Исаевич А.Г. Обзор моделей и методов расчета аэрогазодинамических процессов в вентиляционных сетях шахт и рудников // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно–технический журнал). – 2021. – № 6. – С. 5–33. – DOI 10.25018/0236_1493_2021_6_0_5.
33. Казаков Б.П., Шалимов А.В. Устойчивость конвективного проветривания рудника после отключения вентилятора // Физико–технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2019. – № 4. – С. 122–130.
34. Казаков Б.П., Шалимов А.В. О возможности проветривания рудника естественной тягой после отключения главной вентиляционной установки // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2013. – № 2. – С. 59–65.
35. Казаков Б.П., Шалимов А.В., Гришин Е.Л. О проветривания рудника естественной тягой после отключения ВГП // Горное эхо. – 2009. – № 4 (38). – С. 19–24.
36. Казаков Б.П., Шалимов А.В., Зайцев А.В. Влияние процессов испарения и конденсации влаги на тепловой режим глубоких рудников // Горный журнал. – 2016. – № 3. – С. 73–76.
37. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования. 2–е издание, дополненное и переработанное. – М.: Металлургия, 1975. – 368 с.
38. Князев Н. А., Кормщиков Д. С. Повышение безопасности эвакуации горнорабочих через вентиляционные стволы во время реверсирования воздушной струи в холодное время года на глубоком руднике // Горное эхо. – 2022. – № 3 (88). – С. 74–80. – DOI 10.7242/echo.2022.3.12. – EDN GDNSOQ.
39. Коздоба Л.А., Черняк В.П. Физическая характеристика и математическое описание системы "массив–выработка" в связи с проблемой прогноза и регулирования теплового

- режима глубоких шахт и металлических рудников // Материалы Междун. Симпозиума "Градиент-77". – Киев: Наукова думка. – 1977. – С. 40–49.
40. Колесов Е. В., Казаков Б. П., Семин М. А. Моделирование теплообмена между крепью шахтного ствола и проходящим по стволу воздухом в условиях смешанной конвекции // Физико–технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2021. – № 5. – С. 160–171. DOI: 10.15372/FTPRPI20210515
41. Колесов Е. В., Семин М. А., Казаков Б. П., Князев Н. А. Совершенствование метода расчета коэффициента теплоотдачи шахтного вентиляционного ствола по данным экспериментальных измерений в реверсивном режиме проветривания // Горный информационно–аналитический бюллетень. – 2023. – № 3. – С. 57–71. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_3_0_57
42. Комаров В.Б., Килькеев Ш.Х. Рудничная вентиляция. – М.: Недра, 1969. – 416 с.
43. Конопацкий Е.В., Воронова О.С. Теоретические основы геометрического моделирования тепломассообменных процессов // Строительство и техногенная безопасность. – 2018. – №12 (64). – С. 133–143.
44. Красовицкий Б.А., Попов Ф.С. Температурный режим горных выработок // ИФЖ. – 1976. – т. 31. – № 2. – С. 339–346.
45. Красовицкий Б.А., Попов Ф.С., Капитонова Т.А. Определение оптимальной толщины теплоизоляции по длине горной выработки // Материалы Международ. Симпозиума "Градиент-77". – Киев: Наукова думка. – 1977. – С. 238–245.
46. Кремнев О.А., Журавленко В.Я. Тепло– и массообмен в горном массиве и подземных сооружениях. – Киев: Наукова думка, 1980. – 384 с.
47. Ксенофонтова А.И., Карпухин В.Д., Харев А.А. Вентиляционное сопротивление горных выработок. — М.: Углетехиздат, 1950. — 240 с.
48. Кузин В.А., Величко А.Е., Хохотва Н.Н. Единая методика прогнозирования температурных условий в угольных шахтах. – Макеевка–Донбасс: Изд–во МакНИИ, 1979. – 196 с.
49. Кузин В.А., Хохотва Н.Н., Яковенко А.К. Руководство по проведению тепловых съёмов в угольных шахтах. – Макеевка–Донбасс: Изд–во МакНИИ, 1982. – 68 с.
50. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Изд. 5–е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
51. Левин Л.Ю., Семин М.А., Газизуллин Р.Р. Разработка метода расчета местных аэродинамических сопротивлений при решении сетевых задач воздухораспределения // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно–технический журнал). – 2014. – № 9. – С. 200–206.

52. Левин Л.Ю., Семин М.А., Клюкин Ю.А., Накаряков Е.В. Исследование аэро- и термодинамических процессов, протекающих на начальном этапе организации сквозного проветривания рудника // Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2016. – № 21. – С. 367–377.
53. Лобов Н. И. Влияние продольного вынужденного течения на устойчивость конвекции в плоском вертикальном слое с внутренними источниками тепла // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. – 2005. – № 2. – С. 14–17.
54. Луговский С.И. Проветривание глубоких рудников. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 323 с.
55. Лялькина Г. Б., Николаев А. В., Макарычев Н. С. Методика расчета величины и направления общерудничной естественной тяги с заданной доверительной вероятностью // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2018. – Т. 17. – № 2. – С. 181–188. – DOI 10.15593/2224–9923/2018.2.7.
56. Лялькина Г. Б., Николаев А. В. Определение величины и направления общерудничной естественной тяги с заданной доверительной вероятностью // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2015. – № 2. – С. 124–129.
57. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
58. Мальцев С. В., Казаков Б. П., Исаевич А. Г., Семин М. А. Исследование динамики процесса воздухообмена в системе тупиковых и сквозной выработок большого сечения // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 2. – С. 46–57.
59. Малышенко Ю.И., Роечко А.Н. Учет мелкокапельной фракции в функции распределения дождевых капель по размерам для терагерцевой диапозона волн // Радіофізика та електроніка. – 2009. – Т. 14. – № 3. – С. 323–330.
60. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
61. Мохирев Н.Н., Радько В.В. Инженерные расчеты вентиляции шахт. Строительство. Реконструкция. Эксплуатация. – М.: Недра, 2007. – с. 327.
62. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред: В 2 т. М.: Наука, 1987. – 464 с.
63. Николаев А.В. Анализ теоретической формулы, определяющей величину естественной тяги, действующей между воздухоподающим и вентиляционным стволами // Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 2009. – № 10. – С. 72–75.

64. Обеспечение безопасности реверсирования вентиляционных стволов на рудниках ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель». Этап №3: Отчет о НИР/ООО «НИПИ Горного дела»; рук. В.А. Никашин. — Пермь. — 2022. — 153 с.
65. Павлов А. С. Об изменении аэродинамического сопротивления вентиляционной сети шахты при реверсировании воздушного потока // *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук.* — 2019. — Т. 6. — № 2. — С. 207–211. DOI: 10.15372/FPVGN2019060235
66. Павлов И.А., Гендлер С.Г., Смирнова Н.Н. Теплообмен в технологических процессах при разработке месторождений полезных ископаемых. — Л.: Изд-во ЛГИ, 1989. — 94 с.
67. Петров Н.Н., Тимошенко И.И. Тепловой режим вентиляционных стволов и его регулирование // *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых.* — 1985. — № 3. — С. 59–63.
68. Рогов В. П. Коэффициент сопротивления частиц и капель // *Научные труды Дальрыбвтуза.* — 2007. — № 19. — С. 95–105.
69. Семин М.А. Численное моделирование аэродинамических процессов на участке сопряжения вентиляционного канала со стволом // *Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых.* Изд-во ПНИПУ (Пермь). — 2014. — № 1 — С. 419–422.
70. Семин М.А., Левин Л.Ю. Теоретическое исследование теплообмена между воздушным потоком и крепью шахтного ствола при наличии тепловой конвекции // *Горный информационно-аналитический бюллетень.* — 2020. — № 6. — С. 151–167. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-6-0-151-167.
71. Семин М.А., Мальцев С.В., Колесов Е.В. Исследование влияния аэродинамических процессов в шахтном стволе с канатной арматурой на колебания движущегося скипа // *Недропользование.* — 2022. — Т.22, №4. — С. 192–200. DOI: 10.15593/2712-8008/2022.4.7
72. Скочинский А.А., Ксенофонтова А.И., Харев А.А. Аэродинамическое сопротивление шахтных стволов и способы его снижения. — М.: Углетехиздат, 1953. — 363 с.
73. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 143 с.
74. СП 27.13330.2017 «СНиП 2.03.03–84 Бетонные и железобетонные конструкции, предназначенные для работы в условиях воздействия повышенных и высоких температур»

75. Справочник по рудничной вентиляции. Под ред. К.З. Ушакова. – М.: Недра, 1988. – 440 с.
76. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых»: утв. 08.12.2020, № 505, действуют с 01.01.2021 г. – М.: ЗАО «НТЦ исследований проблем пром. безопасности, 2021. – 520 с. – (Документы межотраслевого применения по вопросам промышленной безопасности и охраны недр: сер. 03, вып. 78).
77. Ходырев А. И., Ходырев Д. А., Блохина М. Г. О распределении капель по размерам в спектре при распыливании жидкости центробежной форсункой // Труды Российского государственного университета нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2017. – № 4 (289). – С. 101–113.
78. Хохотва Н.Н., Кузин В.А., Яковенко А.К., Кондратенко И.И. К вопросу о тепловых съёмках в глубоких шахтах // Сб–к научн. трудов. – Макеевка–Донбасс: Изд–во МакНИИ. – 1984. – С. 121–125.
79. Черняк В.П., Киреев В.А., Полубинский А.С. Нестационарный теплоперенос в разрушаемых массивах горных пород. – Киев: Наукова думка, 1992. – 224 с.
80. Черняк В.П. Тепловые расчёты подземных сооружений. – Киев: Наукова думка, 1993. – 199 с.
81. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники. Справочник. — Атомиздат, 1968. – 484 с.
82. Шалимов А.В., Казаков Б.П., Зайцев А.В. Аналитический подход к оценке эффекта водяной пробки в вентиляционных стволах шахт // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – т. 332. – № 6. – С. 39–48. DOI: 10.18799/24131830/2021/06/3234
83. Шахтное и подземное строительство: учебник / Б.А. Картозия [и др.]. – М.: Изд–во Академии горных наук, 2001. – Т.1. – 607 с.
84. Шувалов Ю.В. Борьба с высокими температурами на каменноугольных шахтах ФРГ. – М.: ЦНИЭИуголь, 1973. – 59 с.
85. Щербань А.Н., Кремнёв О.А. Научные основы расчёта и регулирования теплового режима глубоких шахт: в 2–х томах. – Киев: Изд–во АН УССР, 1959. – Т. 1. – 430 с.
86. Щербань А.Н., Кремнёв О.А. Научные основы расчёта и регулирования теплового режима глубоких шахт: в 2–х томах. – Киев: Изд–во АН УССР, 1960. – Т. 2 – 347 с.
87. Щербань А.Н., Кремнёв О.А., Журавленко В.Я. Руководство по регулированию теплового режима шахт: Изд–во 3–е, перераб. и доп. – М.: Недра, 1977. – 359 с.

88. Яковенко А.К. Методы прогноза и нормализации тепловых условий в высокопроизводительных лавах глубоких угольных шахт. – Автореф. дис. ... к.т.н. – Макеевка–Донбасс: Изд–во МакНИИ, 1985. – 18 с.
89. Abdelouahab M., Gagniol R. Study of falling water drop in stagnant air // *European Journal of Mechanics B/Fluids*. – 2016. – 60. – pp. 82–89. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2016.07.007
90. Alloui Z., Vasseur P., Reggio M. Natural convection of nanofluids in a shallow cavity heated from below // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2011. – 50 (3). – pp. 385–393.
91. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 18.0. ANSYS, Inc. 2017. 1034 p.
92. Babinsky E., Sojka P.E. Modeling drop size distributions // *Progress in Energy and Combustion Science*. – 2002. – 28. – pp. 303–329.
93. Balla M., Tripathi M.K., Sahu K.C. A numerical study of a hollow water droplet falling in air // *Theor. Comput. Fluid Dyn.* – 2020. – Vol. 34. – pp. 133–144. DOI: 10.1007/s00162-020-00517-z
94. Bénard H. Les tourbillons cellulaires dans une nappe liquid. Méthodes optiques d'observation et d'enregistrement. // *J.Phys. Theor. Appl.* – 1901. – 10(1). – pp. 254–266. DOI: 10.1051/jphystap:0190100100025400
95. Bénard H. Les tourbillons cellulaires dans une nappe liquide transportant de la chaleur par convection en régime permanent // *Annales de chimie et de physique*. – 1901. – 23. – pp. 62–144.
96. Best A.C. The size distribution of raindrops // *Quarterly Journal of Royal Meteorology Society*. – 1950. – 76.– No. 327. – pp. 16–21.
97. Bian M., Wang W. Prediction model of vertical shaft air temperature and its application // *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 384 012016. – 2019. DOI: 10.1088/1755-1315/384/1/012016
98. Blasius H. Däs Ahnlichkeitgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten // *Mitteilungen Über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*. –1913. – Vol. 131. – pp. 1–41. DOI: 10.1007/978-3-662-02239-9_1
99. Blazek J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. 3d ed. Elsevier Science, San Diego, CA, – 2015. – 466 p.
100. Brake D.J. *Mine ventilation: a practitioner's manual*. – Brisbane, Australia: Mine Ventilation, – 2012. – 791 p.
101. Bromilow J.G. The Estimation and Reduction of the Aerodynamic Resistance of mine shafts // *Trans. Inst. Mining Engineers, UK*, – 1960. – Vol. 119. – Part 8. – pp. 449–465.

102. Brown W.G. The superposition of natural and forced convection at low flow rates in a vertical tube // *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, – 1960, – 26, VDI-Forschungsheft 480.
103. Bruce W. Natural draft, its measurement and modeling in underground mine ventilation systems. U.S. Dept. of Labor, Mine Safety and Health Administration, – 1986. – 34 p.
104. Bublik S. A., Semin M. A., Levin L. Yu. Study of the strength of monolithic concrete lining of mine shaft under variable heat loads // *Computational Continuum Mechanics*. – 2021. – Vol. 14. – No. 2. – pp. 220–232. DOI: 10.7242/1999-6691/2021.14.2.19
105. Cai P., Nie W., Hua Y., Wei W., Jin H. Diffusion and pollution of multi-source dusts in a fully mechanized coal face // *Process Safety and Environmental Protection*. – 2018. – 118. – pp. 93–105.
106. Cerro C, Codina B., Bech J., Lorente J. Modeling Raindrop Size Distribution and Z(R) Relations in the Western Mediterranean Area // *Journal of Applied Meteorology*. – 1997. – 36. – pp. 1470–1479.
107. Chang P., Xu G., Zhou F., Mullins B., Abishek S., Chalmers D. Minimizing DPM pollution in an underground mine by optimizing auxiliary ventilation systems using CFD // *Tunnelling and Underground Space Technology*. – 2019. – 87. – pp. 112–121. DOI: 10.1016/j.tust.2019.02.014
108. Colebrook C.F., White C.M. Experiments with fluid friction in roughened pipes // *Proc. Royal Soc. (U.K.) (A)*. – 1937. – Vol. 161. – № 906. – pp. 367–381.
109. Colebrook C.F., White C.M. Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws // *Journal of the Institution of Civil Engineers*. – 1939. – 11. – pp. 133–156.
110. Collins M.W. Heat transfer by laminar combined convection in a vertical tube–predictions for water // *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto*. – 1978. – pp. 25–30.
111. Crowe C.T., Troutt T.R., Chung J.N. Numerical models for two-phase turbulent flows // *Ann. Rev. Fluid Mech.* – 1996. – V. 28. – pp. 11–43.
112. Danko G., Mousset-Jones P., McPherson M. J. Heat, mass and impulse transport for underground airways // *Trans. 4th Int. Mine Ventilation Congress. Brisbane, Australia*. – 1988. – pp. 237–247.
113. Deen J.B. Field verification of shaft resistance equations // *Proceedings of 5th US Mine Ventilation Symposium*. – 1991. – Chapter 81. – pp. 647–655.
114. Deen J.B. Laboratory verification of heat transfer analogies. M.S. Dissertation. University of California, Berkeley. – 1988.

115. De Souza E. The mystery of the ventilation raises // Proc. of the 16th North American Mine Ventilation Symposium. – Golden, USA: Colorado School of Mines. – 2017. – pp. 135–145.
116. Derrington A.S. Ventilation rules of thumb – friend or foe? Focusing on design upcast air velocities for shafts and raise bores. The Australian mine ventilation conference. – Brisbane. – 2017.
117. Fair R., Laar J.H., Nell K., Nell D., Mathews E.H. Simulating the sensitivity of underground ventilation networks to fluctuating ambient conditions // South African Journal of Industrial Engineering. – 2021. – 32 (3). – pp. 42–51. DOI: 10.7166/32–3–2616.
118. Feingold G., Levin Z. The lognormal fit to raindrops spectra from frontal convective clouds in Israel // J. of Climate and Applied Meteorology. – 1986. – 25. – pp. 1346–1368. DOI: 10.1175/1520–0450(1986)025<1346:TLFTRS>2.0.CO;2
119. Gebhart B., Pera L. The nature of vertical natural convection flows resulting from the combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1971. – Vol. 14. – Issue 12. – pp. 2025–2050. DOI: 10.1016/0017–9310(71)90026–3
120. Geng F., Luo G., Wang Y., Peng Z., Hu S., Zhang T., Chai H. Dust Dispersion in a Coal Roadway Driven by a Hybrid Ventilation System: a Numerical Study // Process Safety and Environment Protection. – 2017. – pp. 1–46.
121. Gosman A.D. Developments in CFD for industrial and environmental applications in wind engineering // Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics. – 1999. – 81. – pp. 21–39.
122. Grave D.F.H. Main and auxiliary practice in South African gold mines. The mine ventilation society of South Africa. – 1974.
123. Gunn R., Kinzer G.D. The terminal velocity of fall for water droplets in stagnant air // J. Meteorol. – 1949. – 6. – pp. 243–248.
124. Hallman T.M. Combined forced and free laminar heat transfer in vertical tubes with uniform internal heat generation // Trans. ASME. – 1956. – 78 (8). – pp. 1831–1840. DOI: 10.1115/1.4014198
125. Hanratty T. J., Rosen E. M., Kabel R. L. Effect of heat transfer on flow field at low Reynolds numbers in vertical tubes // Industrial and Engineering Chemistry. – 1958. – 50. – pp. 815–820.
126. Harris W., Kadiayi A., Macdonald K., Witow D. Environmental discharge criteria and dispersion estimation for mine ventilation exhaust stacks // Underground Mining Technology. – 2017. – pp. 103–113.

127. Harris S.D., Ingham D.B., Pop I. Mixed convection boundary–layer flow near the stagnation point on a vertical surface in a porous medium: Brinkman model with slip // *Transport in Porous Media*. – 2009. – 77 (2). – pp. 267–285. DOI: 10.1007/s11242–008–9309–6
128. Hiramatsu V., Kokado J. Eine Untersuchung über die Kühlung von Gräben durch den Wetterstrom // *Bergbau Archiv*. – 1958. – H.1. – S. 64–73.
129. Hurtado J. P., Acuña E. I. CFD analysis of 58 Adit main fans parallel installation for the 2015–2019 underground developments of the new level mine project // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – 90. – pp. 1109–1118.
130. Jade R. K., Sastry B. S. An experimental and numerical study of two–way splits and junctions in mine airways // *12th North American/U.S. Mine Ventilation Symposium, Reno, NV, USA*. – 2008. – pp. 293–298.
131. Kempson W. J., Webber–Youngman R. C. W., Meyer J. P. Optimizing shaft pressure losses through computational fluid dynamics modelling // *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*. – 113(12). – 2013. – pp. 931–939. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.058
132. Kolesov E.V., Kazakov B.P., Grishin E.L. Study of the convective stratification of airflows in a mine shaft // *J. Phys.: Conf. Ser.* –2021. – 1945 012020. DOI: 10.1088/1742–6596/1945/1/012020
133. Kolesov E., Kazakov B., Shalimov A., Zaitsev A. Study of the Water Build–Up Effect Formation in Upcast Shafts // *Mathematics*. – 2023. – 11. – 1288. DOI: 10.3390/math11061288.
134. Kolesov E.V., Kazakov B.P., Semin M.A. Modeling air flow–lining heat transfer in the conditions of mixed convection in a mine shaft // *Journal of Mining Science*. – 2021 – Vol. 57. – No. 5. – pp. 852–862. DOI: 10.1134/S106273912105015X.
135. Kuo H. P., Korpela S. A. Stability and finite amplitude natural convection in a shallow cavity with insulated top and bottom and heated from a side // *Phys. Fluids*. – 1988. – V. 31. – N 1. pp. 33–42.
136. Kurnia J., Sasmito A. P., Mujumdar A. Simulation of a novel intermittent ventilation system for underground mines // *Tunnelling and Underground Space Technology*. – 2014. – 42. – pp. 206–215.
137. Lambrechts V.J. The value of water drainage in upcast mine shafts and fan drifts // *J. Chem. Metall. Min. Soc. S. Afr.* – 1956. – pp. 307–324.
138. Laure P., Roux B. Linear and non–linear analysis of the Hadley circulation // *J. Crystal Growth*. 1989. – V. 97. – Iss. 1. – pp. 226–234.

139. Lawrence W. T., Chato J. C. Heat transfer effects on the developing laminar flow inside vertical tubes // *Trans. ASME C, J. Heat Transfer.* – 1966. – 88. – pp. 214–222. DOI: 10.1115/1.3691518
140. Laws J. O., Parsons D. P. The relation of raindrop–size to intensity // *Trans. American Geophysical Union.* – 1943. – 24. – part II. – pp. 452–460.
141. Le Roux W.L. Le Roux’s notes on environmental control. 4th edn. The mine ventilation society of South Africa. – 1990.
142. Li Y., Wang P., Liu R., Gao R. Optimization of structural parameters and installation position of the wall–mounted air cylinder in the fully mechanized excavation face based on CFD and orthogonal design // *Process Safety and Environmental Protection.* – 2019. – 130. – pp. 344–358.
143. Li Z., Wang T., Zhang M., Jia J., Lin L. Construction of air flow heat transfer coefficient and calculation of airflow temperature in mine wet roadway // *Journal of the China Coal Society.* – 2017. – 42 (12). – pp. 3176–3181. DOI: 10.13225/j.cnki.jccs.2017.0700
144. Liu H., Wu X., Mao S, Li M, Yue J. A time varying ventilation and dust control strategy based on the temporospatial characteristics of dust dispersion // *Minerals.* – 2017. – 7. – 59. – pp. 1–19.
145. Marshall J. S., Palmer W. M. The distribution of raindrop with size // *J. of Meteorology.* – 1948. – 15, No. 1. – pp. 165–166.
146. Martinelli R. C., Boelter L. M. K. Analytical prediction of superimposed free and forced convection in a vertical pipe // *University of California, Publications in Engineering.* – 1942. – 5. – pp. 23–58.
147. McPherson M.J. *Subsurface ventilation and Environmental engineering.* – Chapman & Hall. – 2009. – 824 p.
148. McPherson M.J. The resistance to airflow of mine shafts // *Trans. 3rd US Mine Ventilation Symposium Penn.* – 1987. – State University. – pp. 465–477.
149. Meyer J., Kempson W.J., Webber–Youngman R.C.W. Optimizing shaft pressure losses through computational fluid dynamic modelling // *Applied Thermal Engineering.* – 2015. – 90. – pp. 1098–1108.
150. Morton B. R. Laminar convection in uniformly heated vertical pipes // *J. Fluid Mech.* – 1960. – 8. – pp. 227–240.
151. Moody L.F. Friction factors for pipe flow // *Trans. Am. Soc. Mech. Engr.* – Vol. 66. – 1944. – p. 671–684.
152. Mousset–Jones P., Danko G., McPherson M. Heat transfer in mine airways with natural roughness. 3rd US Mine Ventilation Symposium. Penn State. – 1987. – pp. 42–52.

153. Mugele R.A., Evans H.D. Droplet size distribution in sprays // *Ind. Eng. Chem.* – 1951. – 43. – 6. – pp. 1317–1324
154. Nikuradse J. Strömungsgesetze in rauhen Rohren. VDI – Forschungshaft. – Vol. 361. – 1933.
155. Nunner W. Z ver. Deut. Forschungshaft. – 455. – 1956.
156. Olkhovskiy D.V., Kuzminykh E.G., Zaitsev A.V., Semin M.A. Study of Heat and Mass Transfer in Ventilation Shafts of Deep Mines in the Case of Airflow Reverse // *Journal of Physics: Conference Series.* – IOP Publishing. – 2021. – vol. 1945. – №. 1. – pp. 012044. DOI:10.1088/1742–6596/1945/1/012044
157. Ostroumov G. A. The mathematical theory of heat transfer in circular, vertical tubes with combined forced and free convection // *Zhurnal Tekhnicheskoi Fiziki.* – 1950. – 20. – pp. 750–757.
158. Pope S.B. *Turbulent Flows.* Cambridge University Press, New York, 2000. – 771 p.
159. Purushotham T., Sastry B. S., Samanta B. Estimation of Shock Loss Factors at Shaft Bottom Junction using Computational Fluid Dynamics and Scale Model Studies // *CIM Journal.* – 1(2). – 2010. – pp. 130–139.
160. Prandtl L. Neuere Ergebnisse der Turbulenz–forschung. Zeitschrift des VDI. No. 77. – 105. – 1933.
161. Rayleigh R. On Convection Currents in a Horizontal Layer of Fluid When the Higher Temperature Is on the Underside // *Philosophical Magazine.* – 1916. – 32. – pp. 529–546.
162. Ren T., Wang Z., Zhang J. Improved dust management at a longwall top coal caving (LTCC) face – A CFD modelling approach // *Advanced Powder Technology.* – 2018. – 29 (10). – pp. 2368–2379.
163. Reeks M. W. On a kinetic equation for the transport of particles in turbulent flows // *Phys. Fluids A.* – 1991. – V. 3. – pp. 446–456.
164. Ren W., Reuttsch J., Weigand B. Direct numerical simulation of water droplets in turbulent flow // *Fluids.* – 2020. – 5. – 158. DOI:10.3390/fluids5030158
165. Reynolds O. The motion of water and the law of resistance in parallel channels. *Proc. Royal Soc. London*, 35, 1883.
166. Roghanchi P., Kocsis K. C. Quantifying the thermal damping effect in underground vertical shafts using the nonlinear autoregressive with external input (NARX) algorithm // *International Journal of Mining Science and Technology.* – 2019. – Vol. 29. – pp. 255–262. DOI: 10.1016/j.ijmst.2018.06.002.
167. Scheele G. F., Greene H. L. Laminar–turbulent transition for nonisothermal pipe flow // *A.I.Ch.E. Journal.* – 1966. – 12. – pp. 737–740.

168. Sasmito A., Birgersson E., Ly H., Mujumdar A. Some approaches to improve ventilation system in underground coal mines environment – A computational fluid dynamic study // *Tunnelling and Underground Space Technology*. – 2013. – 34. – pp. 82–95. DOI: 10.1016/j.tust.2012.09.006
169. Scalise K.A., Teixeira M.B., Kocsis K.C. Managing heat in underground mines: the importance of incorporating the thermal flywheel effect into climatic modeling // *Mining, Metallurgy & Exploration*. – 2020. – Vol. 38. – pp. 575–579. DOI: 10.1007/s42461-020-00323-5.
170. Scheele G.F., Hanratty T.J. Effect of natural convection instabilities on rates of heat transfer at low Reynolds numbers // *A.I.Ch.E. Journal*. – 1963. – 9. – pp. 183–185. DOI: 10.1002/aic.690090209
171. Scheele G. F., Hanratty T. J. Effect of natural convection on stability of flow in a vertical pipe. *J. Fluid Mech.* – 1962. – 14. – pp. 244–256.
172. Scheele G. F., Rosen E. M., Hanratty T. J. Effect of natural convection on transition to turbulent flow in vertical pipes // *Canadian Journal of Chemical Engineering*. – 1960. – 38. – pp. 67–73.
173. Semin M., Zaitsev A. On a possible mechanism for the water build-up formation in mine ventilation shafts // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2020. – V. 20. – pp. 107–116. DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100760
174. Sherratt A.F. Temperatures around a Cooled mine roadway // *Coll. Eng.* – 1964. – № 2. – pp. 221–225.
175. Smith M.K. The nonlinear stability of dynamic thermocapillary liquid layers // *J. Fluid. Mech.* – 1988. – pp. 391–415.
176. Sorensen D.N., Nielsen P.V. Quality control of computational fluid dynamics in indoor environments // *Indoor Air*. – 2003. – 13. – pp. 2–17.
177. Srivatsan J.S., Sastry B. Drag pressure loss due to shaft buntons: investigation for improvement of Bromilow's empirical model // *Proc. 25th World Mining Congress 2018*. – Astana. – 2018.
178. Stevenson A. Mine ventilation investigation. Shaft pressure losses due to cages. Unpublished thesis, Royal College of Science and Technology. – 1956. – Glasgow. [Also as: The estimation and the reduction of the aerodynamic resistance of mine shafts. *Transactions of the Institution of Mining Engineers, Glasgow*].
179. Toraño J., Torno S., Menendez M., Gent M. Auxiliary ventilation in mining roadways driven with roadheaders: validated CFD modelling of dust behaviour // *Tunnelling Underground Space Technology*. – 2011. – 26. – pp. 201–210. DOI: 10.1016/j.tust.2010.07.005

180. Viljoen J., von Glehn F.H. Investigation of Water Build-up in Vertical Upcast Shafts Through CFD Analysis // Proceedings of the 11th International Mine Ventilation Congress. Springer, Singapore. – 2019. DOI: 10.1007/978-981-13-1420-9_86
181. Wala A.M., Vytla S., Taylor C.D., Huang G. Mine face ventilation: a comparison of CFD results against benchmark experiments for the CFD code validation // Minerals Engineering. – 2007. – 59. – pp. 49–55.
182. Wang Y., Luo G., Geng F., Li Y., Li Y. Numerical study on dust movement and dust distribution for hybrid ventilation system in a laneway of coal mine // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2015. – 36. – pp. 146–157. DOI: 10.1016/j.jlp.2015.06.003
183. Williams C.R. Describing the Shape of Raindrop Size Distributions Using Uncorrelated Raindrop Mass Spectrum Parameters // Journal of Applied Meteorology and Climatology. – 53.– 2014. – pp. 1282–1296.
184. Xu G., Chang P., Mullins B., Zhou F., Hu S. Numerical study of diesel particulate matter distribution in an underground mine isolated zone // Powder Technology. – 2018. – pp. 1–44.
185. Yueze L., Akhtar S., Sasmito A. P., Kurnia J. C. Prediction of air flow, methane, and coal dust dispersion in a room and pillar mining face // International Journal of Mining Science and Technology. – 2017. – 27 (4). – pp. 657–662.
186. Zhang Q., Zhou G., Qian X., Yuan M., Sun Y., Wang D. Diffuse pollution characteristics of respirable dust in fully mechanized mining face under various velocities based on CFD investigation // Journal of Cleaner Production. – 2018. – 184. – pp. 239–250. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.02.230
187. Zheng Y, Reed W.R., Shahan M.R., Rider J.P. Evaluation of roof bolter canopy air curtain effects on airflow and dust dispersion in an entry using blowing curtain ventilation // Mining, Metallurgy & Exploration. – 2019. – pp. 1–13. DOI: 10.1007/s42461-019-0070-x
188. Zheng Y., Tien J. DPM dispersion study using CFD for underground metal/nonmetal mines: 12th U.S. // North American Mine Ventilation Symposium. – 2008. – Wallace (ed). – pp. 487–494.
189. Zheng Y., Lan H., Thiruvengadam M., Tien J. C., Li Y. Effect of single dead end entry inclination on DPM plume dispersion // International Journal of Mining Science and Technology. – 2017. – Vol. 27. – No 3. – pp. 401–406. DOI: 10.1016/j.ijmst.2017.03.003
190. Zhou Z., Hu P., Qi C., Niu T., Li M., Tian L. The Influence of Ventilation Arrangement on the Mechanism of Dust Distribution in Woxi Pithead // Shock and Vibration. – 2018. – pp. 1–13.