

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

ДЕНИСИХИНА ДАРЬЯ МИХАЙЛОВНА

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ВОЗДУХООБМЕНА И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ОБЩЕСТВЕННЫХ
ЗДАНИЯХ**

Специальность 2.1.3. Теплоснабжение, вентиляция,
кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени доктора технических наук

Научный консультант
доктор технических наук, профессор
Дацюк Тамара Александровна

Санкт-Петербург – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЗОР МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ.....	17
1.1 Анализ методов расчета воздухообмена.....	17
1.2 Анализ методов расчета воздухораспределения.....	27
1.3 Приближенные модели совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения	33
1.4 «Точные» модели расчета воздухообмена и воздухораспределения	38
1.5 Расчет воздухообмена и воздухораспределения для обеспечения комфортных условий	44
1.6 Выводы по первой главе.....	48
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ.....	49
2.1 Система основных уравнений.....	49
2.2 Моделирование турбулентности	52
2.2.1 Уравнения Рейнольдса.....	53
2.2.2 Вихререзающие подходы	72
2.3 Моделирование радиационного теплообмена.....	75
2.3.1 Модель поверхность-поверхность (S2S).....	78
2.3.2 Модель дискретных ординат (DO)	80
2.4 Выводы по второй главе.....	82
3 РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	83
3.1 Математическая модель воздействия человека на внутреннюю среду.....	86
3.1.1 Учет радиационного потока от человека.....	86
3.1.2 Определение условий комфортности, индекса PMV	93
3.1.3 Детализация описания человека	97
3.1.4 Учет закономерностей распространения в помещениях углекислого газа	102
3.1.5 Учет движения людей в математической модели.....	113

3.2 Математические модели с учетом радиационного теплообмена.....	116
3.2.1 Модель постановочного освещения для объектов культурно-зрелищного назначения	117
3.2.2 Модель помещения со светопрозрачными фасадами в холодный период года.....	119
3.2.3 Модель помещения с системой водяного напольного охлаждения.....	122
3.2.4 Модель для ледовой арены.....	125
3.3 Математическая модель влагопоступлений в помещениях бассейнов, аквапарков, спа-зон	126
3.4 Математические модели элементов систем вентиляции	129
3.4.1 Моделирование работы конвекторов	129
3.4.2 Математическая модель осушителя	145
3.4.3 Модель системы водяного напольного охлаждения	146
3.5 Математическая модель радиационного теплообмена через фасадные конструкции.....	151
3.5.1 Необходимость учета в математической модели стоечно-ригельной системы.....	152
3.5.2 Модель широкополосного излучения для светопрозрачных фасадных конструкций	156
3.5.3 Задание в модели внутренних солнцезащитных устройств.....	163
3.6 Классификация условий формирования параметров микроклимата в помещениях общественных зданий.....	170
3.7 Рекомендации	174
3.8 Выводы по третьей главе.....	177
4 ОБОСНОВАНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ.....	180
4.1 Расчет коэффициента воздухообмена классическими методами и методом численного моделирования	180
4.1.1 Подача воздуха сверху вниз настилающимися на потолок струями.....	181
4.1.2 Подача воздуха сверху вниз наклонными струями	183

4.1.3	Подача воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей зоны при формировании обратного потока в обслуживаемой зоне.	185
4.1.4	Подача воздуха в обслуживаемую зону низкоскоростными потоками.	187
4.2	Обоснование достоверности математической модели для расчета воздухораспределителей.....	190
4.3	Обоснование применимости полуэмпирических моделей турбулентности для расчета смешанных течений в большеобъемных помещениях.....	201
4.4	Обоснование применимости математических моделей для расчета течений в задачах с большой площадью радиационных поверхностей.....	206
4.5	Выводы по четвертой главе.....	216
5	ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ.....	218
5.1	Исследование процессов вентиляции крытых ледовых арен.....	218
5.1.1	Исследование организации воздушного режима ледовых арен.....	220
5.1.2	Распределения параметров микроклимата и углекислого газа для различных ледовых арен с массовым пребыванием людей.....	240
5.1.3	Исследование нестационарных условий формирования параметров воздушной среды в течение хоккейного матча.....	254
5.2	Исследование процессов вентиляции зрительных залов.....	261
5.2.1	Определение коэффициентов воздухообмена зрительных залов.....	261
5.2.3	Распределения параметров микроклимата и углекислого газа для различных зрительных залов с массовым пребыванием людей.....	269
5.3	Исследование процессов воздухораспределения в чаше бассейна.....	283
5.3.1	Схема «снизу-вверх». Схема №1.....	287
5.3.2	Схема «сверху-вверх». Схема №2.....	289
5.3.3	Схема «сверху-вверх». Схема №3.....	291
5.3.4	Схема «сверху-вверх». Схема №4.....	293
5.4	Исследование нового способа кондиционирования помещения.....	295
5.4.1	Исследование работы холодного потолка методом натурального эксперимента.....	297

5.4.2 Результаты численного моделирования.....	301
5.5 Выводы по пятой главе.....	307
6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ	310
6.1 Увеличение стоимости проектно-изыскательных работ	310
6.2 Стоимость корректировки смонтированных систем.....	315
6.3 Выводы по шестой главе	320
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	322
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	325
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Результаты лабораторных аэродинамических испытаний диффузора SMK.....	354
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Акты внедрения в проектирование	361
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Сметная стоимость производства работ по замене воздухораспределительных устройств.....	374

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность выбранной темы

В период устойчивого развития к вновь строящимся объектам различного назначения с пребыванием большого количества людей, например, зрительные залы, крытые ледовые арены, бассейны, аквапарки и др. предъявляются повышенные требования к качеству воздуха и обеспечению не только нормируемых параметров микроклимата, но и созданию комфортных условий. Выполнить перечисленные условия достаточно сложно, например, для таких объектов как крытые ледовые арены, где требования к параметрам микроклимата зоны ледового поля существенно отличаются от соответствующих зоне размещения зрителей.

Капитальные и эксплуатационные затраты на реализацию и эксплуатацию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ОВиК), обеспечивающих требуемые параметры внутренней среды, будут определяться, в первую очередь, качеством проектных решений, а, следовательно, и объемом технической информации, которым располагают проектировщики.

Традиционные методы расчета воздухообмена и воздухораспределения, основанные на использовании эмпирических и аналитических зависимостей, не позволяют, к сожалению, для сложных объектов различного назначения получить всесторонне обоснованную информацию для анализа и выбора наиболее рационального варианта решений по системам ОВиК. При их использовании невозможен анализ пространственного распределения параметров микроклимата и уровня загрязнения CO_2 , и, как результат, в проектные решения закладываются необоснованно завышенные/заниженные мощности систем ОВиК, что приводит либо к нарушению качества микроклимата, либо перерасходу энергоресурсов.

Использование численных методов решения дифференциальных трехмерных уравнений Навье-Стокса для расчета и проектирования систем ОВиК следует рассматривать как дальнейшее развитие традиционных интегральных подходов.

Первые работы в этой области появились в конце 20 века. Развитие численных методов, применительно к различным отраслям науки, соответствовало совершенствованию вычислительной техники, алгоритмов расчета, моделей турбулентности, что сделало возможным решение практических задач, связанных с расчетом воздухообмена и пространственных распределений параметров микроклимата.

В настоящее время использование методов численного решения уравнений Навье-Стокса, применительно к расчету и проектированию систем ОВиК, не нашло широкого применения, что, в частности, связано с отсутствием научной базы для таких расчетов.

Для включения моделирования в проектно-изыскательные работы систем ОВиК необходимо разработать научные основы математического моделирования, создать комплекс расчетных моделей, обосновать их достоверность и продемонстрировать преимущества использования численных методов по сравнению с традиционными методами расчета воздухообмена.

Настоящая работа будет способствовать внедрению методов численного моделирования параметров микроклимата при расчете и проектировании систем ОВиК, что приведет к повышению уровня проектных решений и энергоэффективности зданий в целом.

Степень разработанности темы исследования

Теоретической базой исследования послужили работы отечественных и зарубежных ученых: Г.Н. Абрамовича, В. В. Батурина, В.А. Бахарева, А.В. Гарбарука, А.М. Гримитлина, М.И. Гримитлина, Т.А. Дацюк, К.И. Логачева, А.М. Зиганшина, Л.Б. Успенской, Г.М. Позина, А. А. Рымкевича, Н. Н. Садовской, Е.М. Смирнова, М.Х. Стрельца, Ю.А. Табунщикова, М.Д. Тарнопольского, В.Р. Таурита, В.Н. Трояновского, В.М. Уляшевой, В. И. Ханжонкова, И.А. Шепелева, Р.Н. Шумилова, F. R. Menter, P. Nielsen, Spalart P.R., D. C. Wilcox и других.

Цели и задачи работы. Целью работы является разработка научных основ постановки и решения численными методами задач обеспечения качества воздуха

и параметров микроклимата, воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях в условиях сложных смешанно-конвективных вентиляционных течений.

Для достижения поставленной цели необходимо решить комплекс взаимосвязанных задач:

1) разработать научные основы реализации дифференциального подхода для решения задач воздухообмена и воздухораспределения общественных зданий на основе решения уравнений Навье-Стокса;

2) создать классификацию условий формирования вентиляционных течений и параметров микроклимата в помещениях большого объема при наличии разного типа источников тепло-, влаго-, газовыделений;

3) разработать научные основы для учета воздействия человека, как источника влияния, на микроклимат и качество воздуха в общественных зданиях с большим пребыванием людей;

4) обосновать необходимость учета радиационного теплообмена;

5) разработать математические модели для решения задач организации воздушного режима помещений общественных зданий с источниками тепло-, влаго-, газовыделений, что включает:

- разработку граничных условий для решения типовых задач;
- валидацию моделей турбулентности и разработку рекомендаций по их применению.

6) обосновать достоверность применения математического моделирования для расчета вентиляционных течений путем сравнения результатов расчета с данными натурных и лабораторных экспериментов;

7) на базе разработанных научных основ применения математического моделирования провести исследования по организации воздушного режима помещений реальных объектов: ледовых арен, зрительных залов, бассейнов. Например, Ледовый дворец «Айсберг» в г. Сочи, ледовая арена г. Екатеринбург и других уникальных объектов.

Объект и предмет исследования.

Объект – вентилируемые и кондиционируемые объемы общественных зданий, в т.ч. с неравномерно распределенными, динамическими тепловлажностными и газовыми нагрузками, в которых развиваются турбулентные течения вентиляционных струй воздуха, формируя сложные циркуляционные течения в больших объемах геометрически сложных помещений.

Предмет – расчет воздухообмена и воздухораспределения на основе численного моделирования распределенных параметров в объемах помещений объектов исследования (полей температуры, подвижности воздуха, концентраций вредности и т.д.) при работе приточно-вытяжных систем механической вентиляции в стационарных и нестационарных условиях.

Рабочая гипотеза диссертационного исследования – использование методов численного 3D моделирования для помещений большого объема с неравномерно распределенными тепловлажностными и газовыми нагрузками для обеспечения нормируемых параметров микроклимата и качества воздуха.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1) разработаны научные основы реализации дифференциального подхода для решения задач вентиляции различных типов помещений общественных зданий на основе решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу;

2) обосновано применение двухпараметрических полуэмпирических моделей турбулентности при расчете турбулентных течений и пространственного распределения параметров микроклимата для помещений большого объема с источниками тепло-, влаго-, газовыделений на основе сравнения с результатами, полученными с использованием LES-подхода;

3) установлено влияние радиационного теплообмена на формирование параметров микроклимата в объеме помещений общественных зданий и необходимость его учета при численном моделировании;

4) разработаны научные основы для учета влияния человека, как источника тепло-, влаго-, газовыделений в общественных зданиях с большим пребыванием людей

5) разработана и обоснована классификация условий формирования параметров микроклимата в помещениях большого объема при совместном действии конвективных потоков от различных источников, приточной и вытяжной вентиляции;

6) разработан комплекс математических моделей, представлены методические рекомендации по их применения для различных условий формирования воздушного режима при наличии разного типа источников тепло-, влажно-, газовыделений для определения рациональных схем организации воздухообмена и прогнозирования пространственного распределения параметров микроклимата и концентрации углекислого газа, применительно к общественным зданиям с массовым пребыванием людей;

7) выявлены с применением разработанных математических моделей особенности формирования параметров воздушной среды в объеме крытых ледовых арен, зрительных залов, предложены зависимости для определения коэффициентов воздухообмена по температуре и CO_2 , универсальные зависимости для расчета изменения температуры по высоте объектов в безразмерном виде.

Теоретическая значимость состоит:

1) в обосновании применения полуэмпирических моделей турбулентности, необходимых для замыкания уравнений Навья-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, разработке граничных условий, обеспечивающих применение и достоверность результатов расчетов воздухообмена и воздухораспределения для помещений общественных зданий с массовым пребыванием людей;

2) в разработке научных основ создания комплекса математических моделей для анализа проектных решений по организации воздухообмена и воздухораспределения в зданиях разного назначения с учетом действующих источников тепло-, влажно-, газовыделений с целью выбора наиболее рационального варианта организации воздушного режима;

3) в разработке условий формирования параметров микроклимата в помещениях большого объема при совместном действии приточной вентиляции и конвективных потоков;

4) в обосновании достоверности разработанных математических моделей для расчета пространственного распределения параметров микроклимата и газообразных вредностей в общественных зданиях с большим пребыванием людей;

5) в уточнении коэффициентов воздухообмена по температуре и концентрации CO_2 для зрительных залов и крытых ледовых арен;

6) в получении обобщенных зависимостей для вертикального распределения температуры в безразмерном виде для зрительных залов и крытых ледовых арен.

Практическая значимость:

1) разработан комплекс математических моделей для решения численными методами задач отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также определения пространственно-временного распределения параметров микроклимата на стадии разработки проектных решений;

2) для помещений с массовым пребыванием людей обоснована целесообразность функционирования вентиляционного оборудования в нестационарном режиме, что обеспечивает уменьшение типоразмеров оборудования и снижение энергопотребления объектов;

3) создана классификация разработанных моделей, ориентированная на решение практических задач, связанных с повышением качества воздушной среды при разработке проектных решений;

4) разработаны рекомендации по применению разработанных моделей для расчета и организации воздухообмена для помещений большого объема (таких как ледовые арены, зрительные залы) с источниками тепло-, влаго-, газовыделений;

5) результаты исследований подтверждены актами внедрения в практику проектирования уникальных объектов;

6) результаты работы внедрены в учебный процесс СПбГАСУ в виде учебного пособия;

7) разработано и реализовано на практике новое устройство для радиационного охлаждения помещений различного назначения. Изобретение подтверждено патентом РФ на изобретение № 2495333.

Методологической основой диссертационного исследования послужили основные положения теории тепломассообмена и аэродинамики, вентиляции в помещениях; методы математической статистики планирования эксперимента; теория численного моделирования неизотермических турбулентных течений.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 2.1.3 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: п.1 «Исследования теплового, воздушного, влажностного режимов помещений, зданий и сооружений», п.4 «Разработка математических моделей, методов, алгоритмов, использование численных методов, с проверкой их адекватности, для расчета, конструирования и проектирования систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха».

Положения, выносимые на защиту:

1) научные основы решения численными методами задач вентиляции и кондиционирования воздуха общественных зданий:

- выбор и обоснование моделей турбулентности;
- разработанные математические модели элементов систем отопления, вентиляции и кондиционирования;
- обоснование необходимости учета радиационного теплообмена при расчете численными методами параметров микроклимата в объеме помещений общественных зданий;
- классификация условий формирования вентиляционных течений и параметров микроклимата в помещениях большого объема при наличии источников тепло-, влажно-, газовыделений.

2) научные основы учета влияния человека (в статических и динамических режимах) на формирование параметров микроклимата и качество воздуха в общественных зданиях с большим пребыванием людей;

3) решение трехмерной нестационарной задачи для оценки пространственно-временного распределения параметров микроклимата в объеме помещений с массовым пребыванием людей;

4) классификация математических моделей для расчета параметров микроклимата с учетом источников тепло-, влаго-, газовыделений в помещениях зданий разного типа при работе систем вентиляции и кондиционирования;

5) обоснование достоверности применения математического моделирования для расчета вентиляционных процессов путем сравнения результатов расчета с данными натурных и лабораторных экспериментов;

б) результаты исследований на базе разработанных моделей организации воздушного режима ледовых арен и зрительных залов, бассейнов:

– зависимости для определения коэффициентов воздухообмена по температуре и CO_2 ;

– обобщающие зависимости для расчета изменения безразмерных значений температуры и для крытых ледовых арен;

– особенности распределения влагосодержания в объеме помещения для различных схем воздухораспределения для бассейнов.

7) новое охладительное потолочное устройство для радиационного охлаждения воздуха помещений различного назначения. Патент РФ на изобретение № 2495333. Решение реализовано в аудитории СПбГАСУ.

Достоверность результатов исследований подтверждается натурными и лабораторными экспериментами с применением поверенных средств измерений, сравнением с опубликованными результатами других авторов. Достоверность моделей течения подтверждается их физической непротиворечивостью, согласованием результатов расчета с экспериментальными данными, использованием сертифицированных программных средств.

Апробация результатов работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных конференциях, симпозиумах, форумах: Международный форум специалистов «Повышение эффективности работы систем тепло-, газо-, водоснабжения, отопления и вентиляции» HEAT

&VENT`2006 (Москва, 2006); V Международная научно-практическая конференция «Вентиляция, Отопление, тепло -, газо-, водоснабжение жилых, промышленных и общественных зданий – пути повышения эффективности, экологической безопасности и энергосбережения» (Санкт-Петербург, 2006); Международные конференции "Воздух 2007", "Воздух 2010" .Качество воздушной среды (Санкт-Петербург, 2007, 2010); Международная научно-практическая конференция STAR Russia: Компьютерные технологии решения прикладных задач тепломассопереноса и прочности (Н. Новгород, 2007, 2007, 2009, 2010, 2011, 2012); 61-я Международная научно-техническая конференция молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (Санкт-Петербург, 2008); Научные чтения, посвященные 80-й годовщине со дня рождения д.т.н., профессора М.И. Гримитлина «Вентиляция общественных и промышленных зданий» (Санкт-Петербург, 2008); Третья Международная научно-техническая конференция «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции», посвящается 150-летию со дня рождения основоположника московской школы специальности ТГВ профессора В. М. Чаплина (Москва, 2009); Международная конференция NAFEMS NORDIC Conference 2012. Engineering Simulation: Best Practices, New Developments, Future Trends, 22-23 May 2012. Gothenburg, Sweden; II отраслевая конференция «Вентиляция, газоочистка и аэрозольный контроль на предприятиях атомной отрасли» (Санкт-Петербург, 2011); Международная конференция «Энергосбережение и «зеленые» технологии для центров обработки данных» (Москва, 2011); III-й Международный конгресс «Энергоэффективность. XXI век. Инженерные методы снижения энергопотребления зданий» (Санкт-Петербург, 2011); Международный конгресс, посвященный 180-летию СПбГАСУ «Наука и инновации в современном строительстве - 2012» (Санкт-Петербург, 2012); XIV-я конференция «Эффективные системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и теплоснабжения» в рамках Международной строительной выставки и форума «Интерстройэкспо» (Санкт-Петербург, 2012); XVI-й Европейский АВОК – ЕНІ Симпозиум «Современное энергоэффективное оборудование для теплоснабжения, водоснабжения и климатизации зданий. Технологии зеленого

строительства» (Москва, 2012); Международный форум высотного и уникального строительства 100+ Forum Russia (Екатеринбург, 2016, 2017, 2018, 2023); Всероссийская научно-практическая конференция «Экологически ориентированная архитектура высоких технологий» (Москва, 2022); Международная научно-практическая конференция «Архитектура – Строительство – Транспорт – Экономика» (Санкт-Петербург, 2023); Международная научно-практическая конференция «Математическое моделирование систем и процессов» (Псков, 2023).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 38 научных публикациях, в том числе 16 опубликованы в журналах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, 2 – в изданиях, индексируемых в базах данных Web of Science и Scopus. Получен патент РФ на изобретение.

Реализация результатов работы. Результаты диссертационной работы внедрены в практику проектирования 12 объектов строительства общественных зданий с массовым пребыванием людей. На базе разработанных автором математических моделей выполнены численные исследования, направленные на корректировку рассчитанных традиционными методами воздухообменов и выбора рациональных способов воздухораспределения, с целью обеспечения нормируемых параметров микроклимата и качества воздуха. Выполненные численные расчеты позволили также скорректировать нагрузку на системы ОВиК, обеспечив рациональное использование энергоресурсов. Результаты проведенных научных исследований были внедрены в АО «ГОРПРОЕКТ» (г. Москва), ООО «АТП ТЛП архитекторы и инженеры» (г. Москва), ООО «Метрополис» (г. Москва), ООО ТПО «ПРАЙД» (г. Москва), ООО Проектно-производственная фирма «Александр Колубков» (г. Москва), ООО «ММ-Технологии» (г. Санкт-Петербург), ООО «РУСЬЭНЕРГОМОНТАЖ» (г. Санкт-Петербург), ООО «Центр ОПСН» (г. Москва), ООО «ВЕНТКРАФТ» (г. Москва), ООО «Команда Аспект» (г. Москва), ООО «Арктос» (г. Санкт-Петербург), используются в образовательном процессе СПбГАСУ (г. Санкт-Петербург).

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка литературы из 266 наименований работ отечественных и зарубежных авторов и приложений. Диссертация изложена на 352 страницах основного текста и 35 страницах приложений, содержит 200 рисунков и 58 таблиц.

1 ОБЗОР МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1 Анализ методов расчета воздухообмена

Заданные параметры воздушной среды в зданиях обеспечиваются с помощью систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. По своему функциональному назначению здания классифицируются на общественные (театры, выставочные залы, крытые стадионы, арены, атриумы, офисные пространства и пр.) [128], жилые (многоквартирные жилые здания [125], дома-интернаты, общежития и пр.) и производственные (здания промышленных предприятий, прокатные, сборочные, кондитерские, ремонтные, цеха, компрессорные, газогенераторные, склады хранения готовой продукции и пр.) [126]. Организация воздушного режима и требования по обеспечению нормируемых параметров микроклимата зависят от назначения объектов.

Подавляющее число исследований, начиная с 40-х годов прошлого века, проводилось для производственных зданий, так как основные задачи были направлены на индустриализацию страны. Необходимо было обеспечить требуемые условия для технологических процессов и обеспечить безопасные для здоровья людей условия на рабочих местах.

Основные задачи, которые рассматривались при проектировании систем ОВ (аэрации) производственных помещений [7, 8, 16, 15, 116, 137, 173, 178], были направлены на определение расхода приточного воздуха и выбор схемы воздухораспределения, необходимых для ассимиляции тепло-, влагоизбытков и обеспечения ПДК вредных веществ в рабочей зоне (рабочих местах). Организации воздухообмена общественных зданий с длительным пребыванием людей не уделялось должного внимания.

В историческом плане исследования вопросов, связанных с организацией воздухораспределения в различных зданиях, разделяются на этапы [96].

В 30-е – 40-е годы 20 века: выбор способов подачи и удаления приточного воздуха производился на основании опыта. Расход приточного воздуха (G_0) рассчитывался из уравнения тепловоздушного баланса помещения при предположении равномерного распределения вредностей по объему, то есть при предположении, что $t_{yx} = t_{p.z.}$

$$G_0 = \frac{q}{c(t_{yx} - t_{np})}. \quad (1.1)$$

С конца 40-х годов количество приточного воздуха рассчитывалось из тепловоздушного баланса, но с учетом неравномерности распределения вредностей по объему. То есть использовалось уравнение (1.1), но t_{yx} рассчитывалось исходя из предполагаемой взаимосвязи между t_{yx} и $t_{p.z.}$, так как в результате должны обеспечиваться заданные параметры именно в рабочей/обслуживаемой зоне, а не в уходящем воздухе (подробнее см. раздел 1.1). Поиску связи между t_{yx} и $t_{p.z.}$ были посвящены исследования советских ученых изначально применительно к задачам аэрации зданий: работы В.В. Батурина [7], В.М. Эльтермана [11], Н.В. Акинчева [3], И.А. Шепелева [165], Е.О. Шилькорта [174, 173]. Затем для задач с механической вентиляцией было обосновано существование связи между температурой удаляемого воздуха и воздуха рабочей зоны в работах Н.Н. Садовской [117], В.А. Бахаревого и В.Н. Трояновского [12], М.И. Гримитлина [37].

После определения воздухообмена решался вопрос раздачи количества приточного воздуха и производился расчет воздухораспределения с помощью закономерностей струйных течений (подробнее см. раздел 1.2). Вопросам изучения закономерностей струйных течений были посвящены работы Г.Н. Абрамовича [1], Л.А. Вулиса [22], М.И. Гримитлина [38, 36, 32], В.Н. Талиева [139, 137], И.А. Шепелева [171, 172], В.В. Дерюгина и Л.Е. Шуваловой [60, 176].

Данный подход к организации и расчету воздухообмена и воздухораспределения остался наиболее часто применяемым и в настоящее время.

С конца 60-х начала 70-х годов начался период использования математического планирования эксперимента и статистических методов для

изучения вопросов организации воздухообмена. В рамках данных подходов вентилируемое/кондиционируемое помещение рассматривается в качестве «черного ящика». То есть законы изменения параметров микроклимата выводятся не из рассмотрения физических законов и их адаптации к рассматриваемому процессу, а из отклика изменения искомых параметров на изменение входных величин-факторов. То есть получение результата возможно без анализа самого явления.

В работах ВНИИГСа [24, 133, 180], а также в исследованиях [160, 159] были успешно применены методы математического планирования эксперимента для решения задач организации воздухообмена в промышленных зданиях при использовании механической вентиляции. В ходе физического моделирования варьировались такие факторы, как количество теплоты, выделяемое оборудованием, направление и скорость потока на выходе из воздухораспределительных устройств, местоположение приточных и вытяжных устройств. В результате обработки данных физических экспериментов были получены уравнения регрессии для средних параметров воздушной среды.

Недостатком методик, основанных на методе математического планирования эксперимента, является рассматривание помещения как «черного ящика», что затрудняет понимание механизма происходящих в нем физических процессов.

Кроме того, при физическом моделировании опираются на автомодельность процессов по числу Рейнольдса и числу Грасгофа. При этом не всегда удается выдержать значения чисел подобия. В частности, невозможно обеспечить тепловое и динамическое подобие в пограничных слоях вблизи поверхностей ограждений и теплоисточников [40].

Другим недостатком математического планирования является то, что полученные регрессионные зависимости справедливы только в той области определения факторов, для которых проводились физические эксперименты.

Л.В. Успенской был разработан предельно-вероятностный метод расчета воздухораспределения [153, 154], который заключается в том, чтобы отклонение исследуемого параметра (температуры, концентрации вредности) с заданной

вероятностью не превышало установленного максимального значения. При этом константы в законах распределения исследуемого параметра по площади рабочей зоны необходимо получать опытным путем. Область применения предельно-вероятностного метода также соответствует окрестности точек, в которой проводился эксперимент.

С начала 70-х годов стали создаваться приближенные математические модели для изучения тепловоздушных процессов в помещении. Такой подход рассматривает помещение как единое энергетическое целое.

Первые приближенные модели тепловоздушных процессов вентилируемых помещений были созданы для решения задач аэрации.

Используя схемы циркуляции потоков, В.Н. Талиев [137, 138] определял температуру в рабочей зоне, записывая тепловой баланс для смеси приточного воздуха и воздуха, поступающего сверху в рабочую зону, но уже с учетом компенсации теплотерь через ограждения.

И.А. Шепелев предложил математическую модель, используя предположение, что в аэрируемом помещении можно выделить 2 зоны: верхнюю, в которой находится тепловая подушка, создаваемая конвективными струями от нагретого оборудования, и нижняя, в которую поступает приточный воздух [172, 165, 167]. При этом для расчета величины воздухообмена определялась схема циркуляции воздушных потоков, использовался метод позонных тепловых балансов и закономерности струйных течений.

Созданию приближенных моделей тепловоздушных процессов с учетом теплообмена настилающихся на ограждения струй были посвящены работы В.Н. Богословского [13].

Г.М. Позин разработал приближенные модели для помещений, как для объектов с сосредоточенными и частично распределенными параметрами [96, 95] применительно к основным способам организации воздухообмена. Им был разработан комплексный подход к расчету тепловоздушного режима вентилируемых помещений, основанный на принципе совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения [97, 98].

В середине 70-х годов начались первые попытки применения математических моделей, основанных на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений Навье-Стокса (так называемые «точные» модели). Одни из первых работ, использовавших численное решение уравнений Навье-Стокса для анализа поведения воздушных потоков в помещении, принадлежат Питеру Нильсену [237, 238]. Так, первые его работы датируются 1974 годом [237] (а одни из последних на данный момент – 2023 годом [257]). При этом вначале рассматривались только двумерные задачи, позволяющие перейти от переменных скорость-давления в уравнениях Навье-Стокса к переменным функции тока-завихренность, что существенно упростило задачу построения численного решения уравнения при условии постоянной плотности течения. При этом учет сил плавучести проводился за счет учета изменения плотности по объему помещения в источниковом члене уравнения движения $\Delta \rho \vec{g} = \beta \Delta T \vec{g}$, так называемое приближение Буссинеска. Расчет двумерных течений продолжился в работах Р. Шольца, Б. Ханеля [213, 214], во МНИИТЭПе под руководством М.Я. Поза [92, 90, 91], в ЦНИИпромзданий – В.С. Ретах и Е.Н. Корнеева [111, 112]. К 1980-м году относится появление первых трёхмерных расчетов в переменных скорость-давление [255]. Использованию численного моделирования для расчета задач со свободной конвекцией в 80-х годах были посвящены работы М.Х. Стрельца и Д.А. Никулина [88, 224], Т.А. Дацюк [42].

При расчете систем вентиляции (в основном промышленных предприятий) предварительно определяются воздухообмены:

- при наличии горячих источников – на ассимиляцию тепловыделений и обеспечению нормируемой температуры в рабочей зоне;
- при наличии источников вредных веществ – на обеспечение допустимых концентраций вредных веществ рабочей зоне.

В задачах аэрации, например, уровень концентрации CO_2 в воздухе не учитывался, так как воздухообмен рассчитывался на разбавление вредных, выделяющихся в процессе производства. В связи с этим в работах советских

ученых исследования, направленные на распространение CO_2 от людей, не проводились.

Для определения величины воздухообмена (1.1), который обеспечит поддержание заданных значений температуры в рабочей или обслуживаемой зоне, необходимо установить связь между температурой в рабочей/обслуживаемой зоне $t_{p.z.}$ и температурой на вытяжных устройствах t_{yx} , так как в уравнение (1.1) входит разность именно $t_{yx} - t_{пр}$. Без знания этой связи теряется смысл нахождения воздухообмена с помощью теплового баланса (1.1). Советские учёные провели множество исследований для определения зависимости $t_{yx} = f(t_{p.z.})$. Возлагались надежды на то, что можно будет для различных вентиляционных течений получить некоторую аналитическую формулу, позволяющую рассчитать отличие между температурой воздуха в рабочей зоне и на вытяжном устройстве в зависимости от различных параметров. При этом, чем больше проводилось исследований, тем больше параметров приходилось включать в рассмотрение (высота помещения, тепловая нагруженность, схема воздухораспределения, равномерность распределения источников тепловыделений и т.д.) при попытке получить универсальную формулу.

Основными методами, на которых базировались при определении температуры удаляемого воздуха (а, следовательно, и воздухообмена), изначально были экспериментальные данные, а также разработка упрощенных математических моделей, поддающихся аналитическому расчету.

В.В. Батурин и В.И. Ханжонков [8, 10] впервые показали, что приточные струи вовлекают в движение массы воздуха в помещении, вызывая турбулентный обмен между его различными зонами, объяснив связь между t_{yx} и $t_{p.z.}$. В дальнейшем это было подтверждено для различных схем воздухораспределения в помещениях при работе механической вентиляции.

В процессе развития методов расчета рассматривались следующие подходы к определению связи t_{yx} и $t_{p.z.}$:

- 1) метод температурного градиента;

2) введение понятия температурного симплекса m .

Метод температурного градиента предполагает линейный рост температуры выше рабочей/обслуживаемой зоны. Температурный градиент определялся экспериментально, считался постоянным по высоте и идентичным для помещений схожего назначения.

$$t_h = t_{p.з.} + t'_z(h - h_{p.з.}), \quad (1.2)$$

где t'_z – градиент температуры, °С/м.

Данный метод широко применялся в 30-е – 40-е годы. Метод очень прост, поэтому до сих пор используется, несмотря на его недостатки.

Недостатки метода температурного градиента:

- формально при увеличении высоты температура уходящего воздуха будет бесконечно расти и может стать даже выше температуры источника теплоты, что физически невозможно. Поэтому Г. Ритшель [114, 113], предложивший использовать (1.2), ограничил температуру t_h значением $t_h \leq 1,5t_{p.з.}$. Но потом про это ограничение другие авторы забыли;

- фактически температурный градиент может быть различным в различных точках помещения. Например, в конвективной струе от нагретого источника температура будет, наоборот, уменьшаться с высотой.

В итоге, исследователи решили, что механизм формирования температурных полей очень сложен, зависит от многих факторов и одним коэффициентом, таким как температурный градиент, не может быть адекватно описан [135, 83].

В начале 50-х разрабатывались методы моделирования вентиляционных процессов: Е.В. Кудрявцев [75], В.В. Батулин и В.М. Эльтерман [11, 7], В. Н. Тетерников [145], В.В. Дерюгин [60]. Благодаря моделированию стало возможным варьировать множество факторов, что было невозможно при проведении натурных исследований.

Введение понятие температурного симплекса m .

Для того, чтобы в формулу расчета воздухообмена входила не неизвестная величина t_{yx} , а та, которую надо обеспечить в помещении $t_{p.з.}$, уравнение (1.1) было переписано в виде:

$$G_0 = \frac{Q \cdot m}{C(t_{p.з.} - t_{пр})}, \quad (1.3)$$

где m – безразмерный температурный симплекс, определяющий связь средней температуры в рабочей зоне с температурой вытяжного воздуха:

$$m = \frac{t_{p.з.} - t_{пр}}{t_{yx} - t_{пр}}. \quad (1.4)$$

Большое количество исследований советских ученых [3, 7, 11, 16, 20, 60, 96, 121] было направлено на поиск величины m . Температурному симплексу m придали физический смысл: доля тепловыделений, влияющих на температуру в рабочей зоне. Однако такая интерпретация справедлива только в случае подачи приточного воздуха непосредственно в рабочую зону. Это характерно, например, для схемы аэрации, когда наружный воздух поступает через оконные проемы, а удаляется из верхней зоны через фонари.

Исследования для определения величины m проводились либо на основе натурального эксперимента (при котором ограничена возможность варьирования различными факторами), либо с применением физического моделирования, либо с помощью разработанных приближенных математических моделей тепловоздушных процессов. Точность определения m зависела от обеспечения основных чисел подобия и справедливости разработанных моделей.

Использование коэффициента m при проектировании систем ОВиК зданий различного назначения началось с вводом в действие указаний «СН 7-57» [150]. В нормативных документах был впервые представлен метод расчёта воздухообмена, который принимает во внимание распределение температуры по высоте помещения. Но значения температурного симплекса m в СН-7-57 приведены как константы для отдельных типов промышленных помещений, определяемых на основе натуральных экспериментов. В.В. Батулин и В.М. Эльтерман [11, 7],

С.Е. Бутаков [16] критиковали введение температурного симплекса t как функции «названия цеха».

Н.С. Сорокин [119, 120] для оценки эффективности механической вентиляции ввел критерий эффективности воздухообмена K_3 . Формально он равняется $K_3 = 1/m$. Но K_3 придан смысл оценки рациональности расположения в помещении приточных и вытяжных устройств. Считалось, что чем выше K_3 , тем эффективнее организован воздухообмен в помещении. Такая интерпретация связана с тем, что чем выше K_3 , тем, согласно (1.3), требуется меньший воздухообмен для обеспечения того же значения $t_{p.z.}$ в помещении. Однако, это в основном справедливо для задач аэрации, когда нет возможности управлять температурой приточного воздуха. При возможности изменять $t_{пр}$ (что имеет место для практических всех современных систем ОВиК), требуемый расход будет определяться, не только K_3 , но и температурой приточного воздуха [116, 94]. Последняя будет, в том числе, зависеть от схемы воздухораспределения и типа воздухораспределительного устройства.

Так как по значению K_3 нельзя напрямую судить об эффективности организации воздухообмена в помещении, поэтому со временем его название было изменено на «коэффициент организации воздухообмена», а затем просто на «коэффициент воздухообмена» (коэффициент, необходимый для определения количества приточного воздуха). Название «коэффициент воздухообмена» используется с конца 70-х годов, с таким названием величина K_3 вошла во 2-е издание «Справочник проектировщика» [131], в «Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения» [109].

Таким образом введение температурного симплекса t (или обратной ему величины K_3) изначально шло от задач аэрации зданий. Затем его введение расширилось на задачи механической вентиляции и воздушного отопления.

А. М. Гримитлин показал, что коэффициент воздухообмена K_3 должен изменяться в зависимости от наружной температуры для улучшения энергоэффективности отопительно-вентиляционных систем [20].

При этом продолжались поиски по нахождению зависимости m , приемлемой для общего случая. Было получено, что на связь между $t_{p.z.}$ и t_{yx} как для аэрации, так и при механической вентиляции, будет существенно влиять лучистый теплообмен между отдельными зонами помещения. Так, Е.О. Шилькорт [174, 173] рассмотрел роль конвективной и лучистой составляющих от оборудования на формирование температурного поля в помещении. В дальнейшем было установлено, что температурный симплекс m [11, 3, 4, 157, 59] зависит от таких факторов, как геометрические размеры цеха, загруженность помещения, высота тепловых источников, удельные нагрузки от тепловыделений, расположение приточных и вытяжных устройств и их аэродинамические характеристики. Однако в нормативной литературе значение m часто принимаются постоянными, что может привести к значительным ошибкам при определении величины воздухообмена [96].

Таким образом, значение коэффициента m (или коэффициента воздухообмена K_3) можно установить для определенных задач в рамках конкретного диапазона изменения факторов. Кроме того, величина m зависит от схемы воздухораспределения и средств подачи воздуха, в то время как расчет воздухораспределения производится уже после расчета требуемого воздухообмена, для которого необходимо знание величины m .

Определять воздухообмен из тепловоздушного баланса помещения – это правильно, но попытка «представить сложный интегральный комплекс в виде постоянной величины могут только дискредитировать правильную в принципе идею» [96].

Следует отметить, что для помещений общественных зданий с массовым пребыванием людей, которые рассматриваются в данной работе, вопрос поддержания качества воздуха не менее важен, чем поддержание температуры и подвижности, так как люди являются основным источником тепло- и газовыделений, которые необходимо компенсировать системами вентиляции. При анализе качества воздуха в помещении уровень CO_2 является косвенным

показателем загрязненности воздуха от человека [87]. При этом качество воздуха не оценивается сравнением со значением ПДК по CO_2 , которое составляет 9000 мг/м³ [118], что соответствует величине 4 870 ppm. Поддержание низкого уровня CO_2 связано не с необходимостью снизить абсолютное значение CO_2 во внутреннем воздухе, а снизить сопутствующие загрязнения человеком воздуха помещения (пот, кусочки кожи и т.д.). Именно поэтому ГОСТ 30494 [28] определяет качество воздуха в помещении не по абсолютному значению CO_2 , а по его превышению над значением в наружном воздухе.

1.2 Анализ методов расчета воздухораспределения

Для проверки соблюдения допустимых значений скоростей и изменения температуры по рабочей или обслуживаемой зоне при подаче рассчитанного расхода приточного воздуха (раздел 1.1) выполняется расчет воздухораспределения.

Метод расчета воздухораспределения по «опасной точке» продолжает оставаться основным как в России, так и за рубежом и регламентируется нормативным документом [127]. В данном методе нормируемые параметры воздуха в помещении сопоставляются с параметрами в месте поступления струи в рабочую/обслуживаемую зону. Реализация данного метода лежит также в основе компьютерных программ подбора воздухораспределителей всех ведущих мировых производителей вентиляционного оборудования.

Поскольку при раздаче воздуха в помещение через приточные устройства образуются в большинстве своем определенные виды струйных течений [27], то при расчете воздухораспределения используют закономерности этих струй.

Наибольшее распространение в вентиляционной практике получили компактные, плоские и веерные струи. Также современные воздухораспределительные устройства формируют конические и закрученные струи. Изучению закономерностей развития турбулентных струй посвящены многочисленные исследования.

То, что поведение воздуха (являющегося по своей сути вязкой ньютоновской жидкостью) можно описать дифференциальными уравнениями, известными в настоящее время как уравнения Навье-Стокса, было сформулировано еще в 1822 году. Однако из-за нелинейности данные уравнения не имеют общего аналитического решения. Поэтому для решения частных задач воздухораспределения вводились упрощения, предположения, гипотезы, которые позволяли свести эти не решаемые в общем виде уравнения к частным случаям (с наложением большого числа ограничений), но уже решаемым аналитическим способом. Либо используя полуэмпирическую информацию (сочетая основные законы физики и данные физических экспериментов) получали решения для различных частных случаев воздухораспределения в помещениях.

Исследователи шли от достаточно простых моделей течений, затем постепенно переходя на более сложные: неизотермические течения, «стесненные» струи, струи в спутном потоке, формирование и развитие пучка параллельных струй, фильтрация через пористые структуры, течения в крупногабаритных решетках и т.д. Изучались схемы циркуляции при «сосредоточенной» подаче воздуха в помещение, принципы вытесняющей вентиляции, проводился расчет характеристик конвективных потоков. Этим и другим вопросам посвятили свои работы Г.Н. Абрамович, И.А. Шепелев, В.Н. Талиев, А. Кестель, Д.Н. Ляховский, С.Н. Сыркин, М.И. Гримитлин, Д.Н. Ляховский, В.Н. Посохин, Л. Хеландер, В. Кливс, Л. Болтер, Р. Кнак, В.А. Бахарев, В.Н. Трояновский, М.Д. Тарнопольский, Л.А. Вулис, В.В. Батурич, С.Е. Бутаков, В. Базус, В. Кочова, В. И. Полушкин, В.Б. Кленов, Л.С. Лейбензон, М. Маскет, А.Е. Шейдеггер, В.Р. Таурит, И.Е. Идельчик, С.М. Анисимов, А.М. Гримтлин, Н.Н. Садовская, О.Н. Тимофеева, Г.Я. Воловой, Л.В. Кузьмина, В.И. Бодров, М.В. Бодров, Л.Б. Успенская, Б.Н. Юрманов, Л.С. Клячко, В.И. Ханжонок, Г.М. Позин, В.В. Дерюгин, Элизабет Мундт, Питер Нильсен, Brohus Ryberg, Я.Б. Зельдович, Schmidt, Дж. Тернер, В.М. Эльтерман, В.Н. Богословский, Skistad, Й. Джалурия, Д. Этеридж, М. Сандберг и др.

Интегральные методы расчета вентиляционных струй базируются на теории свободных затопленных турбулентных струй, разработанной Г.Н. Абрамовичем. Интегральные методы связаны с выделением в струе конечного объема, к которому применяют законы сохранения количества движения и энергии.

При этом основные предположения для расчета включают:

- сохранение импульса в каждом поперечном сечении струи;
- малые поперечные компоненты скорости по сравнению с продольными в любом сечении струи;
- неизменная величина теплосодержания в струе;
- подобие профилей скорости в каждом поперечном сечении струи;
- подобие профилей избыточных температуры и концентраций в любом поперечном сечении струи.

Основные способы подачи приточного воздуха, для которых применялись интегральные методы расчета:

- струи, поступающие вертикально в рабочую зону из верхней зоны [37, 38, 119, 179];
- непосредственная подача в рабочую зону горизонтальными струями [96, 38, 67];
- наклонные струи, направленные из верхней зоны под углом к плоскости рабочей зоны [104];
- струи, выпускаемые горизонтально в верхней зоне и создающие циркуляционные потоки, омывающими рабочую зону (подача стесненными струями) [12, 140, 170].

Впервые свободная закрученная струя была аналитически изучена Л.Г. Лойцянским [78]. Сначала были выведены зависимости для ламинарного течения, затем сделано обобщение на турбулентные струи.

Большое число исследований было проведено для струй, развивающихся в ограниченном пространстве, которые принято называть «стесненными» (рисунок 1.1). Наиболее изучены тупиковые струи. Такая струя в начале своего развития

эжектирует воздух так же, как свободная. Когда площадь поперечного сечения струи составляет 22%-25% площади поперечного сечения ограничивающего объема, в котором она развивается, то на эжекционную способность струи начинает сказываться наличие стеснения, и угол ее расширения уменьшается. Когда сечение струи составляет 42-45% площади поперечного сечения ограничивающего объема, расход в струе начинает уменьшаться, отсоединенные массы вовлекаются в рециркуляционное движение, направляясь к зоне расширения струи. На определенном расстоянии от плоскости выпуска струи поступательное движение среды в струе заканчивается. Это расстояние называется дальностью струи.

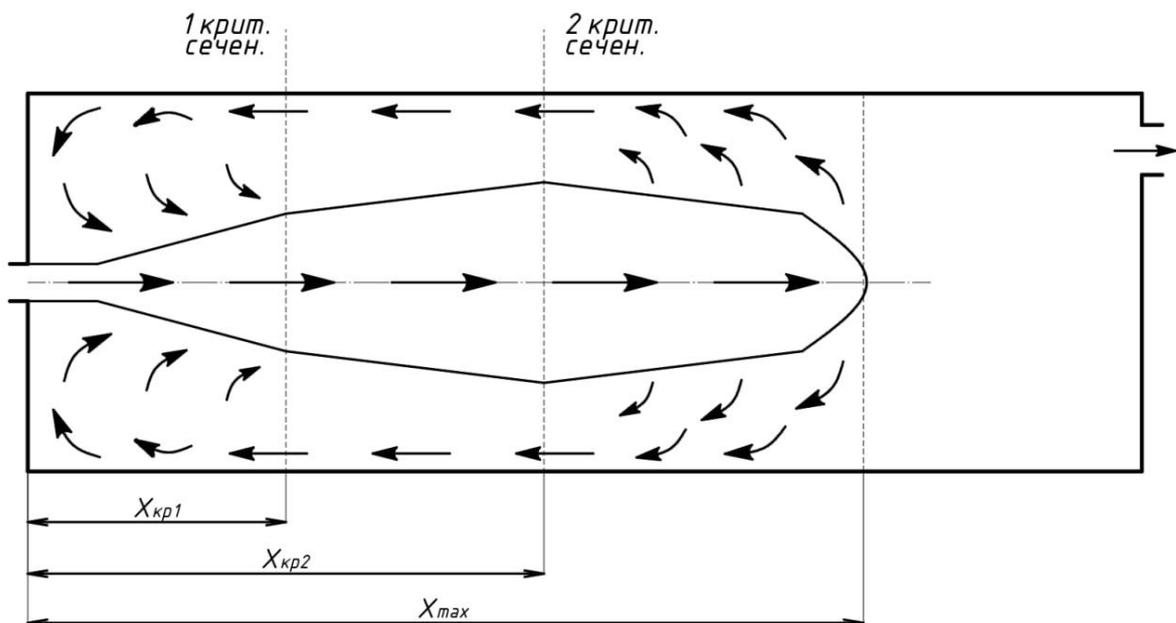


Рисунок 1.1 – Схема распространения тупиковой стеснённой струи. Предложена М.И. Гримитлиным [38]

В работах [1,12] показано, что для описания характера изменения осевой скорости и построения поперечного профиля скорости стесненной тупиковой струи могут быть использованы закономерности типа тех, которые справедливы для свободных струй, но с некоторой поправкой для каждого поперечного сечения.

Поиску закономерностей для расчета тупиковых струй посвящены исследования В.А. Бахарева и В.Н. Трояновского [12], И.А. Шепелева и М.Д. Тарнопольского [140, 170], М.И. Гримитлина и Г.М. Позина [36], В.И. Полушкина [100], А.М. Гримитлина [32], Р.Н. Шумилова [177].

Большое число работ было посвящено исследованию распространения неизотермических струй, то есть струй на формирование скоростных и температурных полей которых оказывают влияние гравитационные силы. Методика расчета вертикальных неизотермических струй была разработана Г.Н. Абрамовичем [1], И.А. Шепелевым [169], В.Н. Талиевым [137], А. Кестелем [223], Д.Н. Ляховским и С.Н. Сыркиным [79], М.И. Гримитлиным [34]. Исследования вертикальных неизотермических струй, характеризуемых большими значениями критерия Архимеда (более 10^4) были проведены Д.Н. Ляховским [80, 79], И.А. Шепелевым и В.Н. Посохиным [166], М.И. Гримитлиным [34], Л. Хеландером [215]. Исследования показали (рисунок 1.2), что на развитие струи влияет соотношение силы плавучести, обусловленной различием температуры в различных областях потока, и силы вязкости. Критерий подобия, характеризующий данное соотношение, – число Архимеда Ar . При высоких значениях числа Архимеда теоретические расчёты давали завышенные результаты как для струй, движущихся в направлении действия гравитации, так и для струй с противоположным направлением.

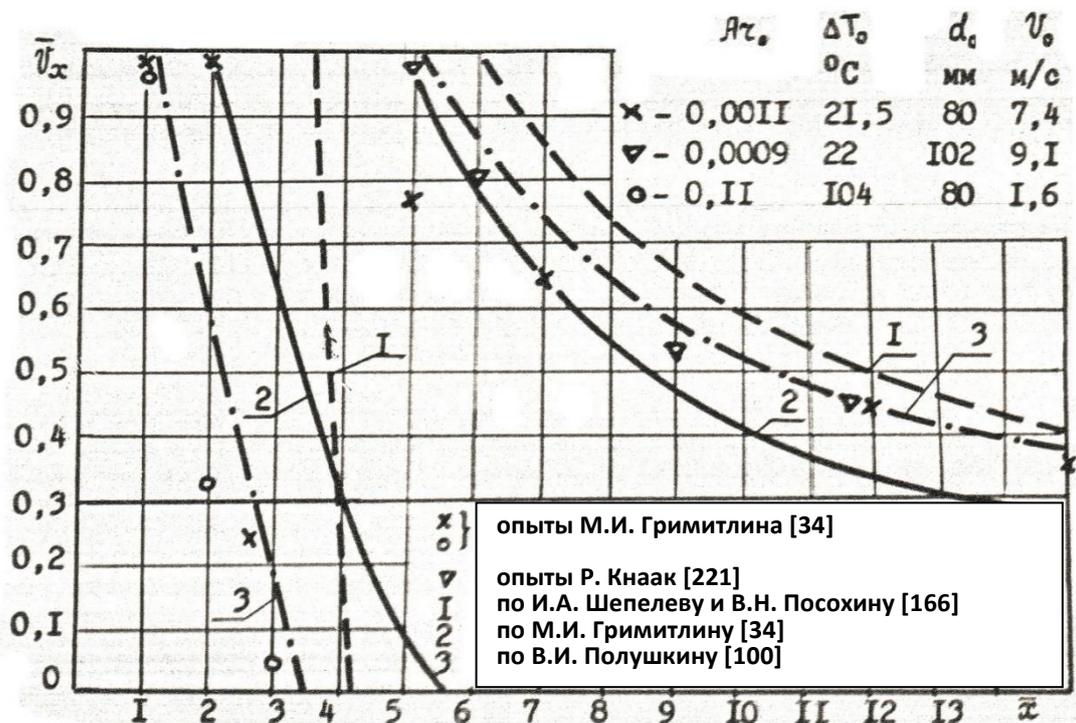


Рисунок 1.2 – Изменение относительных осевых скоростей теплых осесимметричных струй, распространяющихся вниз

Расчет аэродинамики «пучка» струй, вытекающей из приточной панели, заключается в следующем: проникая через сквозные отверстия, пучок струй вначале развивается как система параллельных внешне независимых струек. Затем, начиная с некоторого расстояния, происходит процесс слияния их в общий поток (рисунок 1.3). В результате неравномерность поля скорости, обусловленная взаимодействием отдельных струек, постепенно выравнивается. На определенном расстоянии от плоскости истечения имеет место практически равномерное поле скорости.

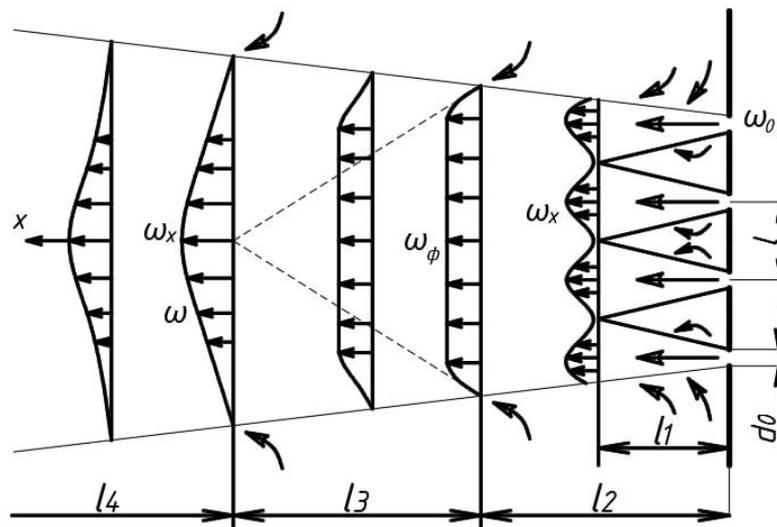


Рисунок 1.3 – Схема истечения струи из приточной панели

Для расчета развития «пучка» струй В.В. Батуриным [7, 9], И.А. Шепелевым [167], В.Н. Талиевым [137] был предложен метод векторного сложения скоростей. С.Е. Бутаковым [15] и Ю.В. Ивановым [65] было предложено определять параметры результирующего потока, образованного слившимися струями, по динамическому давлению исходных струй. Л.А. Вулис [22, 21], А. Кестель [222], В. Базус и В. Кочова [189] продемонстрировали, что для достижения лучшего соответствия с экспериментальными данными следует применять метод наложения количества движения. Изучение истечения из крупногабаритных решеток и панелей проводилось в работах [35, 66, 137].

Исследованием пучка струй, вытекающих из мелких решеток, сеток, тканей занимался В.И. Полушкин [102, 103, 100]. В работах показано, что процесс протекания воздуха для этих случаев можно отнести к промежуточной области между течениями в крупногабаритных решетках, хорошо изученных в приведенных выше работах, и фильтрацией через пористые структуры, которые рассмотрены в работах [68, 77, 164]. В результате были получены закономерности распределения эжектируемой среды между пучком струй, образующихся при истечении из фильтрующих сеток, выявлено влияние вязкости при относительно малых значениях числа Рейнольдса ($Re \leq 10^4$), градиента температуры окружающей среды на развитие сильнонеизотермических струй ($10^{-4} \leq Ar \leq 0.236$) [100].

М.И. Гримитлин [38, 37] выявил взаимосвязь между характеристиками струи на входе в рабочую зону и распределением параметров по всей площади рабочей зоны. Это дало возможность рассчитывать требуемое количество воздухораспределителей и анализировать равномерность распределения температурных и скоростных полей по рабочей зоне.

М.И. Гримитлин так же сформулировал условия сохранения расчетных схем движения воздушных потоков для случаев, когда общая циркуляция в помещении определяется приточными струями.

1.3 Приближенные модели совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения

Для того чтобы обеспечить заданные параметры воздушной среды в рабочей/обслуживаемой зоне, необходимо определить количество приточного воздуха и правильно организовать его подачу и удаление.

Традиционная последовательность решения данных задач была следующая:

- 1) определяется величина воздухообмена (раздел 1.1);
- 2) производится расчет воздухораспределения (раздел 1.2).

Таким образом, при нахождении расхода приточного воздуха обычно используется значение коэффициента воздухообмена, которое не зависит от схемы воздухораспределения. Это означает, что связь между количеством воздуха и схемой его распределения отсутствует.

Г.М. Позин создал приближенные математические модели с сосредоточенными параметрами для основных схем подачи приточного воздуха [96].

Основное отличие в подходе Г.М. Позина заключается в том, что расчетные формулы для коэффициента воздухообмена зависят от выбранной схемы воздухораспределения. Таким образом, Г.М. Позин предложил подход, основанный на принципе совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения, где при определении величины расхода учитываются закономерности распространения струйных течений.

Коэффициент воздухообмена, устанавливающий связь между температурой удаляемого воздуха и температурой в рабочей/обслуживаемой зоне, будем далее называть согласно [110, 132] коэффициентом воздухообмена по теплоте:

$$K_t = \frac{t_{yx} - t_0}{t_{p.z.} - t_0}. \quad (1.5)$$

Подача приточного воздуха сверху вниз с помощью настилающихся на потолок струй

Для обеспечения расчетной схемы воздухораспределения необходимо при подаче холодного воздуха создать условия для формирования безотрывного течения струи вдоль поверхности потолка. Это достигается для плоских и осесимметричных струй при величине числа Архимеда $Ar_x \leq 0,4$, рассчитанного для сечения $x = (0,8 - 1,0)L$, для веерных струй при $Ar_x \leq 0,3$, рассчитанного для сечения $x = (0,4 - 0,5)L$, где L – расстояние от места истечения до противоположной стены помещения.

Текущий критерий Архимеда Ar_x для конических, компактных и веерных струй рассчитывается по формуле [3]:

$$\text{Ar}_x = \frac{n}{m^2} \text{Ar}_0 \frac{x^2}{F_0}, \quad (1.6)$$

здесь m – скоростной коэффициент, n – температурный коэффициент воздухораспределительного устройства.

Коэффициент воздухообмена по теплоте рассчитывают при расположении вытяжных отверстий общеобменной вентиляции вне зоны действия струи для помещений, в которых циркуляция воздуха определяется приточными струями согласно выражению [96]:

$$K_t = \frac{\bar{L}_{\text{стр}} - \bar{Q}_{\text{р.з}} \bar{L}_{\text{р.з}} \left(1 - \frac{F_{\text{стр}}}{F_{\text{п}}}\right)}{\bar{L}_{\text{стр}} + \bar{Q}_{\text{р.з}} (1 - \bar{L}_{\text{р.з}}) \left(1 - \frac{F_{\text{стр}}}{F_{\text{п}}}\right) - 1}, \quad (1.7)$$

где $\bar{L}_{\text{стр}} = \frac{L_{\text{стр}}}{L_0}$ – относительный расход воздуха при входе струи в рабочую зону; $\frac{F_{\text{стр}}}{F_{\text{п}}}$ – отношение площади струи на входе в рабочую зону к площади пола, обслуживаемой одной струей, L_0 – расход приточного воздуха, м³/ч; $\bar{L}_{\text{р.з}}$ – расход воздуха, удаляемый местными отсосами непосредственно из рабочей/обслуживаемой зоны помещения, $\bar{Q}_{\text{р.з}}$ – доля явных теплоизбытков, приходящихся на рабочую/обслуживаемую зону.

Для помещений общественных зданий следует принять:

$$\bar{L}_{\text{р.з}} = 0. \quad (1.8)$$

Тогда, с учетом (1.8):

$$K_t = \frac{\bar{L}_{\text{стр}}}{\bar{L}_{\text{стр}} + \bar{Q}_{\text{р.з}} \left(1 - \frac{F_{\text{стр}}}{F_{\text{п}}}\right) - 1}.$$

Для помещений, в которых циркуляция воздуха определяется приточными струями, принимается, что 70% мощности теплоисточников поступает в рабочую зону, а 30% – в верхнюю зону [96], в этом случае:

$$\bar{Q}_{\text{р.з}} = 0,7. \quad (1.9)$$

Подача приточного воздуха сверху вниз с помощью наклонных струй

Коэффициент воздухообмена по теплоте рассчитывают согласно выражению [96]:

$$K_t = \frac{\theta \bar{L}_{\text{стр}} - \bar{Q}_{\text{р.з}} \bar{L}_{\text{р.з}}}{\theta (\bar{L}_{\text{стр}} - 1) + \bar{Q}_{\text{р.з}} (1 - \bar{L}_{\text{р.з}})}. \quad (1.10)$$

Согласно [96] можно принять, что при подаче холодного воздуха $\theta = 1$. Тогда с учетом (1.8) коэффициент воздухообмена K_t принимает вид:

$$K_t = \frac{\bar{L}_{\text{стр}}}{\bar{L}_{\text{стр}} - 1 + \bar{Q}_{\text{р.з}}},$$

где $\bar{Q}_{\text{р.з}}$ определяется согласно (1.9).

Относительный расход воздуха в приточной струе на расстоянии x от истечения (по длине развития струи) для компактной струи при расположении вытяжных устройств вне зоны действия струи [38]:

$$\bar{L}_{\text{стр}} = \frac{2}{m} \frac{x}{\sqrt{F_0}}. \quad (1.11)$$

Подача приточного воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей/обслуживаемой зоны

Максимальная скорость в обратном потоке создается во втором критическом сечении и для компактных струй определяется по формуле [38]:

$$V_{\text{обр}}^{\text{max}} = 0,78 V_0 \sqrt{\frac{F_0}{F_n}}, \quad (1.12)$$

где F_n – площадь поперечного (вертикального) сечения, приходящаяся на один воздухораспределитель.

Сосредоточенная подача может осуществляться настиляющимися на перекрытие струями при $h > 0,85 H_{\text{п}}$.

Расположение вытяжного отверстия за вторым критическим сечением приводит к тому, что коэффициент воздухообмена перестает зависеть от его местоположения [98]:

$$K_t = 1 - \frac{1}{\bar{L}_{кр}}, \quad (1.13)$$

где $\bar{L}_{кр} = \frac{L_{кр}}{L_0}$ - относительный расход воздуха во втором критическом сечении.

Согласно (1.13) значение коэффициента воздухообмена при вентиляции обратным потоком всегда меньше 1.

Для компактной струи относительный расход воздуха в приточной струе на расстоянии x от приточного устройства (по длине развития струи) при расположении вытяжных устройств вне зоны действия струи определяется выражением [38]:

$$\bar{L}_{кр} = \frac{2}{m} \frac{x_{кр}}{\sqrt{F_0}}.$$

Подача воздуха непосредственно в обслуживаемую/рабочую зону

Подача воздуха непосредственно в рабочую зону позволяет достичь наибольшего коэффициента воздухообмена при расположении источников тепловыделений вне рабочей зоны.

Коэффициент воздухообмена по теплоте рассчитывают согласно выражению:

$$K_t = \frac{a [\bar{L}_{стр} + \bar{L}_{р.з} (1 - \bar{Q}_{р.з})] + \bar{L}_{р.з} (\bar{L}_{стр} + \bar{L}_{р.з} - 1) \bar{Q}_{к}}{a [\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{L}_{р.з}) (1 - \bar{Q}_{р.з})] - (1 - \bar{L}_{р.з}) (\bar{L}_{стр} + \bar{L}_{р.з} - 1) \bar{Q}_{к}}, \quad (1.14)$$

где $a = \max\{\bar{L}_{к}, 1 - \bar{L}_{р.з}\}$.

Тогда с учетом (1.8):

$$K_t = \frac{a \bar{L}_{стр}}{a [\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{Q}_{р.з})] - (\bar{L}_{стр} - 1) \bar{Q}_{к}}. \quad (1.15)$$

Для помещений, в которых нет тепловых источников, образующих мощные конвективные потоки, можно принять $\bar{Q}_k = 0$, $a = 1 - \bar{L}_{p.z.}$. Тогда (1.15) примет вид:

$$K_t = \frac{\bar{L}_{стр}}{\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{Q}_{p.z.})},$$

где $\bar{L}_{стр}$ – относительный расход воздуха в струе в конце ее развития в рабочей зоне.

Относительный расход воздуха в приточной струе на расстоянии x от приточного устройства (по длине развития струи) при расположении вытяжных устройств вне зоны действия струи определяется выражением [38]:

$$\bar{L}_{стр} = \frac{2}{m} \frac{x}{\sqrt{F_0}}.$$

В помещениях, где циркуляцию воздуха определяют приточные струи, следует принимать, что 70% мощности теплоисточников поступает в рабочую зону, а 30% – в верхнюю зону; в помещениях, где циркуляцию воздуха определяют конвективные струи, конвективная составляющая от теплоисточников уносится в верхнюю зону, а лучистая делится пополам между рабочей и верхней зоной [98].

Таким образом Г.М. Позин, разработав приближенные математические модели с сосредоточенными параметрами для основных схем воздухораспределения, показал, что величина коэффициента воздухообмена напрямую связана с выбранной схемой воздухораспределения. Взаимосвязь между воздухообменом и воздухораспределением имеет большое значение при обеспечении требуемого микроклимата в рабочей/обслуживаемой зоне, влияет на равномерность скоростей и температуры в помещении, схему циркуляции потоков и экстремальные параметры при входе струи в рабочую зону.

1.4 «Точные» модели расчета воздухообмена и воздухораспределения

Принцип совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения, предложенный Г.М. Позиним, устраняет недостаток традиционных подходов, где

расчет расхода приточного воздуха и воздухораспределения выполняются последовательно, то есть независимо друг от друга. Благодаря подходу Г.М. Позина, при вычислении расхода подаваемого воздуха можно учитывать влияние выбранной схемы воздухораспределения на величину коэффициента воздухообмена, а, следовательно, увеличить точность расчета требуемого воздухообмена.

Однако математические модели тепловоздушных процессов, разработанные Г.М. Позиним справедливы только для двух типов помещений [98]:

- 1) помещения с циркуляцией, определяемой приточными струями;
- 2) помещения, где циркуляция определяется конвективными потоками от нагретых источников.

То есть исследуемые течения, формируемые в помещении, должны быть либо с преобладанием вынужденной конвекции, либо с преобладанием свободной. Соотношение сил свободной и вынужденной конвекции в течениях описывается числом Ричардсона:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}. \quad (1.16)$$

Если число $Ri \ll 1$, то течение в основном определяется вынужденной конвекцией. Например, течения в воздуховодах, фасонных элементах, вентиляция помещений с низкими теплопритоками изотермичными или слабо неизотермичными струями.

Если число $Ri \gg 1$, то течение в основном определяется естественной конвекцией, например интенсивными восходящими потоками, возникающими над нагретым оборудованием, в том числе при использовании вытесняющей вентиляции.

Смешанно-конвективные течения, характеризующиеся сопоставимым воздействием свободно-конвективных и вынужденных сил ($Ri = O(1)$), оставались малоизученными из-за своей сложности. Смешанные течения могут формироваться при совместном использовании вытесняющей и перемешивающей вентиляции в театрах, стадионах и других подобных объектах. Проведение

натурных экспериментов для таких течений затруднено из-за проблем с обеспечением теплового и динамического подобия в пограничных слоях вблизи поверхностей ограждений и теплоисточников. Описание этих течений на основе балансовых методов представляет особую сложность по сравнению с течениями, где преобладает либо вынужденная, либо свободная конвекция.

То есть для многих вентиляционных течений в современных общественных зданиях заранее неизвестна величина коэффициента воздухообмена, зачастую неизвестна схема циркуляции воздуха, а, следовательно, нет корректных данных для расчета воздухообмена и воздухораспределения. Как результат, неправильно подобранные мощности вентиляционных и холодильных установок, не обеспечение требуемых параметров микроклимата после реализации проектного решения по системам ОВиК.

В связи с этим для совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения помещений, когда невозможно определить характер циркуляционных течений, необходимо использование «точных» моделей.

Под условным названием «точные» модели (все математические модели являются приближенным описанием физических процессов) понимается описание поведения воздушных потоков с помощью системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса (подробнее см. Главу 2).

Из-за своей нелинейности уравнения Навье-Стокса не имеют общего аналитического решения. Их решение возможно с использованием методов численного моделирования.

О перспективности использования численных методов говорилось еще 50 лет назад, но ограниченность вычислительной техники, алгоритмов расчета, моделей турбулентности делало использование данных подходов практически невозможным для задач проектирования систем ОВиК в т.ч. общественных зданий.

Благодаря развитию вычислительных методов и ресурсов стало возможным использовать эти уравнения для решения различных классов вентиляционных течений, включая сложные течения с одновременным воздействием приточных и конвективных струй ($Ri = O(1)$).

Традиционные подходы к расчету воздухообмена и воздухораспределения могут быть использованы для получения необходимых исходных данных в качестве первого приближения при расчете воздухообмена и воздухораспределения, то есть будут являться Этапом №1 при формировании проектного решения. После этого применяется численное моделирование, позволяющее получить распределения параметров микроклимата по объему вентилируемого помещения (Этап №2). На основе полученных результатов делается вывод о соответствии температуры, скорости, CO₂ и пр. в обслуживаемой/рабочей зоне требуемым значениям. При необходимости производится корректировка расхода приточного воздуха, его температуры, схемы воздухораспределения. После этого необходимо провести численное моделирование, в котором в качестве исходных данных приняты откорректированные проектные решения. Последние два шага могут повторяться для уточнения и улучшения итогового решения по воздухораспределению в помещении.

Таким образом, применение методов численного моделирования распределенных параметров (Этап №2) является развитием традиционных подходов расчета воздухообмена и воздухораспределения (Этап №1), позволяющим получить данные о распределении воздушных потоков, температуры, концентрации по объему помещения, в том числе для сложных вентиляционных течений, обусловленных одновременным воздействием естественной и вынужденной конвекции (в крытых стадионах, ледовых аренах, атриумах, концертных залах, аквапарках и др.).

При этом, Этап №2 позволяет уйти от следующих недостатков Этап №1:

- 1) невозможность расчета без точного прогнозирования схемы циркуляции потоков в помещении;
- 2) отсутствие методов расчета при одновременном действии вынужденных и свободно-конвективных течений;
- 3) невозможность корректного учета радиационной компоненты теплообмена в помещениях между людьми, поверхностями ограждающих

конструкций, теплых/холодных полов в т.ч. для течений в геометрически сложных помещениях с неравномерно распределенной тепловой нагрузкой.

Первые работы по анализу воздухораспределения с помощью численных методы появились еще в 70-х годах и выполнялись с помощью уникальных компьютерных кодов, написанных для случаев двумерного течения [213, 214, 237, 238, 88].

По мере развития вычислительных ресурсов, численных методов расчеты воздушных потоков стали проводиться в трехмерной постановке [255, 42, 233].

В 2000-е годы начали активно появляться исследования по моделированию параметров микроклимата в помещении для реальных задач [202, 43, 44, 227, 41]. При этом многие исследователи, в виду существенного усложнения математической модели, не включали в решаемую систему уравнение радиационного теплообмена.

Методы численного моделирования стали использоваться для анализа эффективности работы вытесняющей вентиляции [197, 143], оценки эффективности воздухообмена и удавления загрязнений в помещениях [201, 245], моделирования выдыхания человеком углекислого газа [199], исследования эффективности различных типов светопрозрачных ограждений [198]. С помощью методов численного моделирования изучались течения в фасонных элементах систем вентиляции (тройники, отводы) [17, 64, 191], проводилось совершенствование конструкций аспирационного укрытия [162], на основе результатов моделирования выполнялось профилирование фасонных деталей вентиляционных сетей, позволяющее снизить их аэродинамическое сопротивление [63, 62]. С помощью метода дискретных вихрей рассчитывались поля скорости перед отсосом [228, 218, 203], результаты численных исследований использовались для совершенствования исследуемых конструкций с точки зрения аэродинамического сопротивления. Проводились исследования влияния выбора моделей турбулентности на получаемые характеристики струйных течений [239, 72]. С помощью методов численного моделирования подробно изучалась задача вентиляции помещения при сосредоточенной подаче воздуха [70]. Основываясь на

результатах моделирования, был разработан усовершенствованный метод расчёта воздухораспределения в помещениях с использованием стеснённых струй [71]. Выполнялись исследования параметров микроклимата, формируемых при охлаждении помещения фанкойлами [188].

С помощью методов численного моделирования проводился анализ тепловоздушного режима для задач промышленной вентиляции: аэрации цеха горячей прокачки [134], вентиляционные процессы в сварочном цехе [151], изучение циркуляции воздуха в машинных залах компрессорных станций [93, 148], исследование воздухораспределения в чистых помещениях [241].

С помощью численных методов было проведено исследование автоколебательных течений, формируемых воздухораспределительными устройствами [2, 56].

Методы численного моделирования стали использоваться для анализа проектных решений по воздухораспределению в чашах ледовых арен [6, 190, 200, 208, 252, 256, 260].

Численному исследованию работы вытесняющей вентиляции, позволяющей обеспечить равномерное поле температуры по площади помещения и являющейся эффективной в случаях, когда только доля теплоизбытков приходится на обслуживаемую зону, были посвящены работы [226, 240, 193, 141, 143, 144].

Стали появляться исследования вентиляционных течений, выполненных с помощью вихреразрешающего LES подхода [266, 161], в том числе для моделирования распространения дыма в помещении при пожаре [163].

Вначале при расчете вентиляционных задач были сложности со сходимостью трехмерных течений, устойчивостью алгоритмов, разработкой моделей турбулентности. В настоящее время для расчёта различных течений исследователи применяют современные универсальные вычислительные программы, такие как *STAR-CCM+*, *ANSYS FLUENT*, *CFX*, *FlowVision* и *OpenFOAM*, основанные на численном решении уравнений Навье-Стокса. Это позволило уйти от описанных выше проблем, связанных с разработкой собственного программного кода.

Однако систематического исследования постановки задач для расчета численными методами задач воздухообмена и воздухораспределения не проводилось. Отсутствие разработанной методологии (особенностей формирования трехмерной геометрии объекта, построения расчетных сеток, выбор вида уравнений, диапазона задания граничных условий, выбора моделей турбулентности, интерпретации результатов расчета и т.д.) является препятствием использования методов численного моделирования для совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения.

Поэтому для внедрения методов численного моделирования в расчет тепловоздушного режима помещений современных общественных зданий необходима разработка научных основ создания математических моделей для решения численными методами задач воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях.

На основании анализа состояния вопроса по расчету воздухообмена и воздухораспределения во введении сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

1.5 Расчет воздухообмена и воздухораспределения для обеспечения комфортных условий

В последние годы большое внимание уделяется строительству «зеленых» общественных зданий. При этом к параметрам микроклимата и качеству воздуха предъявляются повышенные требования. То есть требуется обеспечить не только нормируемые параметра воздушной среды, но и комфортные условия. Решение задач по обеспечению комфортных условий возможно только с применением численных расчетов.

В результате математического моделирования получают пространственное распределение по исследуемому объему параметров воздушной среды (температуры, скорости, влажности), а также концентрации углекислого газа. Анализ диапазона изменения значений каждого из параметров и сравнения их с

нормативными требованиями, позволяет сделать вывод о соответствии/ несоответствии их количественных значений. Однако этого недостаточно для оценки комфортных условий. В качестве дополнения необходимо провести анализ пространственных распределений параметров микроклимата и концентраций углекислого газа, направленный на обеспечение в обслуживаемой зоне помещений равномерного распределения параметров воздуха, соответствующих условиям комфортности.

Ощущение комфорта человеком согласно [211], [254], [217], [258], [61] определяется комплексным воздействием параметров окружающей среды. Например, по теплоощущениям человека область помещения с повышенными значениями температуры и скорости воздуха будет восприниматься также, как область с более низкой температурой и низкой скоростью воздушного потока. П. Оле Фангером была введена функция комфортности PMV [211], которая прогнозирует уровень комфорта человека в зависимости от одновременного воздействия комплекса параметров: подвижность, температура, влажность воздуха, радиационная температура. Например, индекс Фангера используется в нормативных документах других стран при оценке теплового комфорта [219, 181].

В настоящее время в России действует ГОСТ 7730 [30], согласно которому помещению присваивается определенный класс комфортности в зависимости от значения PMV, рассчитанного в обслуживаемой зоне помещения. Модели теплового комфорта человека активно продолжают уточняться, разрабатываются их различные модификации [210], в том числе направленные на учет нестационарности микроклимата в помещении [236].

Следует отметить, что величина PMV, определенная по средним значениям параметров микроклимата в обслуживаемой зоне, не может быть представительной оценкой, так как в различных областях одного и того же помещения могут быть, как зоны, где человеку комфортно и наоборот [30]. С другой стороны, без применения численного моделирования оценка условий комфорта может быть сделана только по средним значениям PMV. Для получения более полной информации об условиях комфорта в помещении необходим анализ не только

распределения скорости, температуры, влажности воздуха по объему помещений, но и распределения величины PMV.

Для получения полей *PMV* при расчете методами численного моделирования был разработан алгоритм на языке программирования C+, подключаемый к программе STAR-CCM+ в виде пользовательского кода (см. раздел 3.6).

В основу оценки индекса PMV легло положение о том, что в состоянии комфорта у человека не напряжены функции терморегуляции организма и это состояние достигается при определенных температуре поверхности кожи человека $t_{sk}^{комф}$ и величине испарения за счет потоотделения $E_{rsw}^{комф}$:

$$t_{sk}^{комф} = 35.7 - 0.0275(M - W), \quad (1.17)$$

$$E_{rsw}^{комф} = 0.42[(M - W) - 58.15], \quad (1.18)$$

где M – удельная теплота, выделяемая человеком в зависимости от его активности, W – удельная механическая работа, совершаемая человеком.

Следовательно, теплотери человека (явные и скрытые) при которых он будет ощущать себя комфортно быть равны [182]:

$$q_{total}^{комф} = q_c|_{t_{sk}=t_{sk}^{комф}} + q_r|_{t_{sk}=t_{sk}^{комф}} + E_{rsw}^{комф} + E_{diff} + E_{res} + C_{res}, \quad (1.19)$$

где q_c , q_r – удельные теплотери человека за счет конвекции и излучения соответственно, Вт/м²; E_{rsw} – удельные теплотери за счет испарения влаги, при потоотделении; E_{diff} – удельные теплотери за счет естественного диффузного влаговыделения; E_{res} – удельные скрытые теплотери при дыхании; C_{res} – удельные явные теплотери при дыхании.

Величины, входящие в уравнение (1.19) рассчитываются согласно [182]:

$$q_c = f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a), \quad (1.20)$$

$$q_r = 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4], \quad (1.21)$$

$$E_{diff} = 3.05[5.73 - 0.007(M - W) - p_a] \quad (1.22)$$

$$E_{res} = 0.0173M(5.87 - p_a), \quad (1.23)$$

$$C_{res} = 0.0014M(34 - t_a), \quad (1.24)$$

$$t_{cl} = t_{sk} - R_{cl}(q_c + q_r) = 35.7 - 0.028(M - W) - R_{cl}(q_c + q_r), \quad (1.25)$$

где h_c коэффициент конвективной теплоотдачи, рассчитываемый в зависимости от преобладания свободной или вынужденной конвекции у поверхности человека [182, 235, 262]; f_{cl} – коэффициент, учитывающий увеличение площади поверхности одетого человека и определяемый в зависимости от величины термического сопротивления одежды [182]; t_{cl} , t_a – температура поверхности одежды человека и температура окружающего воздуха соответственно, °С; R_{cl} – термическое сопротивление одежды, $m^2 \cdot K/Вт$.

В результате, величина $q_{total}^{комф}$ рассчитанная по значениям температуры, влажности, подвижности и температуры поверхностей помещения (1.19) должна быть сравнена с выделением теплоты человеком, определяемых его метаболизмом (1.26).

$$q_{total} \equiv M - W \quad (1.26)$$

Величина отклонения $q_{total}^{комф}$ от q_{total} и будет определять степень напряжения терморегуляционных механизмов человека, а следовательно уровень его теплового комфорта. Другими словами, теплопроизводство за счет метаболизма всегда будет равно теплопотерям в окружающую среду, но достигаться это будет за счет включения терморегуляции человека, а, следовательно, возникновение ощущения дискомфорта.

$$L = q_{total} - q_{total}^{комф}$$

Таким образом, индекс PMV Оле Фангера определяется следующим образом:

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036 M} + 0.028)L. \quad (1.27)$$

При этом множитель перед функцией L был получен О. Фангером при обработке статистических данных опроса групп людей об их ощущении теплового комфорта.

1.6 Выводы по первой главе

1. Выполнен анализ известных в литературе методов расчета воздухообменов и воздухораспределения. Отмечено, что при использовании «традиционных» методов отсутствовала связь в расчетах воздухообмена и воздухораспределения, которое определялось, в основном, с использованием теории струй.

2. Использование численных методов решения дифференциальных трехмерных уравнений Навье-Стокса для расчета и проектирования систем ОВиК следует рассматривать как дальнейшее развитие классических интегральных подходов.

3. Проанализированы недостатки известных работ, выполненных с применением математического моделирования, в которых решаются конкретные задачи, но отсутствуют методические обоснования, связанные, например, с выбором применяемой модели турбулентности, учета радиационного теплообмена, достоверности результаты расчетов.

4. Отмечено, что для внедрения методов численного моделирования в практику проектирования для расчета тепловоздушного режима помещений современных общественных зданий необходима разработка научных основ создания математических моделей и обоснование их достоверности.

5. Показано, что для обеспечения комфортных условий при строительстве «зеленых» зданий получить информацию о степени теплового комфорта возможно с применением методов математического моделирования и функции комфортности PMV , предложенной О. Фангером.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ

2.1 Система основных уравнений

Во второй главе рассмотрены теоретические основы физико-математического моделирования вентиляционных процессов для обеспечения нормативных параметров микроклимата в объектах разного назначения.

Решение вопросов, связанных с распределением параметров микроклимата в помещениях большого объема с тепло-, влаго- и газовыделениями и концентраций вредных веществ в условиях сложного взаимодействия свободных конвективных течений и турбулентных приточных струй, основано на решении осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

Уравнение неразрывности

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

Уравнение сохранения импульса

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

где тензор вязких напряжений $\bar{\tau}$ определен с помощью реологического закона Ньютона

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V} \vec{I}, \quad (2.3)$$

а $\bar{\tau}_t$ – неизвестный тензор турбулентных напряжений, определяемый с помощью одной из полуэмпирических моделей турбулентности (раздел 2.2.1).

Приведенные выше уравнения (2.1) – (2.3) используются для решения ряда практических задач, связанных с моделированием турбулентных течений.

В вентиляционной практике исследования особенностей распределения параметров микроклимата в помещениях связаны с низкоскоростными течениями

с малыми числами Маха ($Ma < 0.3$). При этом включение в уравнения состояния зависимости плотности от давления $\rho = f(p, T)$ для течений с малыми числами Маха сопряжено с серьезными вычислительными трудностями (жесткостью исходных уравнений динамики сжимаемого газа, а, следовательно, ухудшением сходимости и точности получаемых стационарных решений).

В этом случае при численном исследовании следует использовать так называемое “гипозвуковое” приближение, при котором плотность течения зависит только от температуры и не зависит от давления:

$$\rho = f(T) = \frac{p_0}{RT}. \quad (2.4)$$

Такой подход позволяет значительно сократить время расчета по сравнению со случаем использования полных уравнений для сжимаемого газа.

Использование приближения Буссинеска также позволяет успешно избежать вычислительных трудностей для течений с малым числом Маха. Данный подход подразумевает учет зависимости плотности воздуха от температуры в уравнениях сохранения только для сил плавучести ($\rho(T)\vec{g}$), полагая при этом во всех остальных членах уравнения плотность постоянной величиной. Такой подход справедлив при условии $\beta(T - T_0) \ll 1$, где β – коэффициент объемного расширения воздуха, $1/K$, T и T_0 – температура в различных частях моделируемого помещения. Однако при наличии источников тепловыделений температура вблизи нагретых поверхностей отличается от температуры приточного воздуха и требуется дополнительное обоснование использования приближения Буссинеска.

При решении практических задач, связанных с теплообменом, распространением примесей (CO_2 , паров H_2O) требуется определение не только векторного поля скорости, но полей температуры, концентрации и относительной влажности.

Уравнение сохранения массы для i -ой компоненты (перенос компоненты пара):

$$\frac{\partial \rho c_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_i \vec{V}) = -\nabla \cdot (\vec{J}_i + \vec{J}_{it}), \quad (2.5)$$

где диффузионный поток i -ой компоненты:

$$\vec{J}_j = -\rho D \nabla c_i, \quad (2.6)$$

а, \vec{J}_{it} – неизвестный турбулентный поток массы i -ой компоненты, определяемый с помощью полуэмпирической модели турбулентности (раздел 2.2.1).

Величины в уравнениях (2.1) – (2.6) являются осредненными по всему спектру турбулентных пульсаций (подробнее см. раздел 2.2).

Для замыкания осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса применяют дополнительно уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}[\rho E + p]) = \nabla \cdot (\vec{V} \cdot [\bar{\tau} + \bar{\tau}_t]) - \nabla \cdot (\vec{q} + \vec{q}_t) + S_r, \quad (2.7)$$

молекулярная составляющая вектора плотности теплового потока:

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T + \sum_j h_j \vec{J}_j, \quad (2.8)$$

где \vec{q}_t – неизвестная турбулентная составляющая вектора плотности теплового потока, определяемая с помощью полуэмпирической модели турбулентности (раздел 2.2.1); S_r – источниковый член радиационного потока тепла.

Для помещений зданий, в которых присутствуют существенные теплопритоки от оборудования, освещения, систем напольного отопления и охлаждения или имеет место значительный нагрев поверхностей солнечной радиацией, необходимо учитывать лучистую составляющую тепловых потоков, в противном случае это приводит к заметному искажению расчетных полей температуры подвижности воздуха в помещении.

В связи с этим, для расчета вентиляционных течений систему уравнений (2.1) – (2.7) необходимо дополнить уравнениями радиационного теплообмена (раздел 2.3).

2.2 Моделирование турбулентности

Для задач, связанных с численным моделированием вентиляционных течений, как и для других задач расчет турбулентных течений является одним из наиболее сложных вопросов.

Причина: невозможность на данном этапе развития вычислительной техники использовать метод прямого численного моделирования (*Direct Numerical Simulation, DNS*) для решения практических задач. В рамках данного подхода (раздел 2.2.2.1) турбулентные структуры всех пространственно-временных масштабов рассчитываются путем непосредственного численного решения уравнений Навье-Стокса и, следовательно, не требуются никакие дополнительные допущения и модели.

Применение упрощенных моделей турбулентности к расчету турбулентных течений отличаются степенью детальности разрешения турбулентных пульсаций: *RANS* (осреднение по всему спектру турбулентности, раздел 2.2.1), *URANS* (нестационарная форма *RANS* для расчета автоколебательных течений), *LES* (точное разрешение относительно крупных турбулентных структур и использование подсеточной модели для мелкомасштабной турбулентности, раздел 2.2.2.2), *DES* (комбинация *RANS* и *LES*, раздел 2.2.2.3). На рисунке 2.1 условно показаны соотношения между разрешаемой и моделируемой частями спектра турбулентности при использовании различных подходов.

Кроме того, в последнее время развитие получили такие подходы, как метод адаптируемых масштабов (*Scale Adaptive Simulation, SAS*, [231]), метод *Delayed Detached-Eddy Simulation DDES* [249], усовершенствованный метод моделирования отсоединенных вихрей (*Improved Delayed Detached Eddy Simulation* или *IDDES*, [186], [204]), зонный *IDDES* подход в сочетании с различными методами создания турбулентных пульсаций ([229], [39]).

Чем большая часть турбулентных структур разрешается напрямую (без использования каких-либо эмпирических моделей турбулентности), тем точнее решение, но тем больше затрачиваемые вычислительные ресурсы.

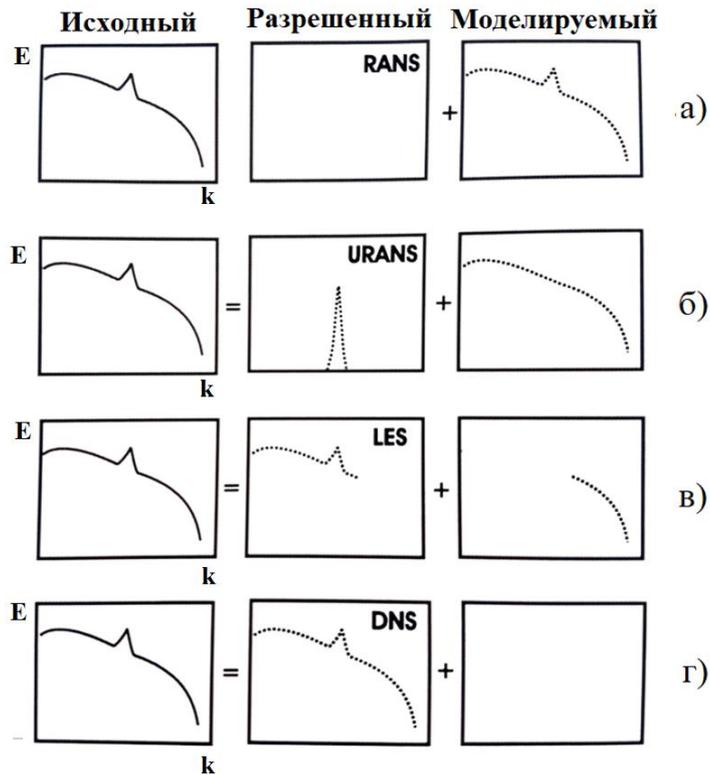


Рисунок 2.1 – Энергетический спектр. Иллюстрация соотношения между разрешаемой и моделируемой частями спектра турбулентности при использовании различных подходов: (а) *RANS*, (б) *URANS*, (в) *LES*, (г) *DNS*

Отметим, что в настоящее время наиболее популярным для решения практических задач, в том числе моделирование параметров микроклимата в помещениях, остается метод, основанный на осреднении по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (*RANS*).

2.2.1 Уравнения Рейнольдса

Классическая процедура вывода уравнений Рейнольдса состоит в осреднении нестационарных трехмерных уравнений Навье-Стокса по временному интервалу намного большему характерных времен всех турбулентных пульсаций рассматриваемого течения. Средние значения параметров потока определяются в соответствии с выражением:

$$\bar{U}(\vec{x}) = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} U(\vec{x}, t) dt \quad (2.9)$$

В результате в осреднённых уравнениях появляются корреляции пульсационных величин $\bar{\tau}_t = -\overline{\rho u'_i u'_j}$, $\vec{J}_{it} = -\overline{\rho \vec{v}' c'_i}$, $\vec{q}_t = -\overline{\rho \vec{v}' h'}$, значения которых неизвестны, а следовательно система уравнений (2.1) – (2.8) незамкнута. Поэтому для замыкания системы уравнений используются различные полуэмпирические модели турбулентности.

Большинство моделей турбулентности используют обобщенную гипотезу Буссинеска, которая предполагает линейную связь между тензором Рейнольдсовых $\bar{\tau}_t$ напряжений и тензором скоростей деформаций:

$$\bar{\tau}_t = \mu_t (\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \vec{V} \vec{I} - \frac{2}{3} \rho k \vec{I}, \quad (2.10)$$

где μ_t – турбулентная вязкость, Па·с, которая рассчитывается с помощью одной из полуэмпирических моделей турбулентности (раздел 2.2.1.1 – 2.2.1.5).

По аналогии с гипотезой турбулентной вязкости (2.10) гипотеза градиентной диффузии позволяет выразить турбулентный поток массы i -ой компоненты смеси газов (например, CO_2) \vec{J}_{it} через градиенты средних значений массовой концентрации компоненты смеси:

$$\vec{J}_{it} = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla c_i, \quad (2.11)$$

где Sc_t – турбулентное число Шмидта, характеризующее соотношение процессов турбулентного переноса импульса и вещества в потоке, как правило, полагаемый равным константе ($Sc_t = 0,9$)

Аналогично, согласно градиентной гипотезе, выражается величина вектора турбулентного теплового потока \vec{q}_t через осредненные параметры течения:

$$\vec{q}_t = -\lambda_t \nabla T + \sum_j h_j \vec{J}_{jt}, \quad (2.12)$$

а турбулентная теплопроводность выражается при помощи аналогии Рейнольдса:

$$\lambda_t = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}, \quad (2.13)$$

где Pr_t – турбулентный аналог числа Прандтля, как правило, полагаемый равным константе ($Pr_t = 0,9$).

RANS — это стационарный подход, основанный на проведении операции осреднения (2.9). Применение нестационарной формы уравнений Рейнольдса (*Unsteady RANS*, *URANS*) формально оправдано только при наличии внешних нестационарных воздействий с характерными временами, значительно превышающими характерные времена турбулентных пульсаций.

Обоснование применимости *URANS* для расчёта вентиляционных автоколебательных течений, которые характеризуются нестационарным поведением вентиляционных потоков при стационарных граничных условиях, связано с наличием в спектре турбулентности низкочастотных пиков (см. рисунок 2.1). В рамках подхода *URANS* предполагается, что крупные вихри, являющиеся причиной возникновения пиков в спектре автоколебательных турбулентных течений (АКТТ), разрешаются точно, а оставшаяся часть спектра подлежит моделированию (см. рисунок 2.1 – б).

Вместе с тем, традиционные полуэмпирические модели турбулентности, применяемые для замыкания уравнений Рейнольдса, все равно проходят процедуру калибровки, которая заключается в сравнении результатов расчётов с экспериментальными данными по усреднённым по времени характеристикам простых сдвиговых течений. Тем не менее, применение подхода *URANS* представляет значительный интерес для практических задач, связанных с расчетом автоколебательных вентиляционных течений. В рамках этого подхода возможно при разумных вычислительных затратах с достаточной для практических задач точностью определить не только средние параметры таких течений, но и их амплитудно-частотные характеристики [230], [56].

Отдельное внимание при использовании *RANS* следует уделять точности описания течения в пристеночной области (раздел 2.2.1.7), в т.ч. качеству расчетной сетки вблизи твердых поверхностей. Так как именно данные вопросы существенно влияют на точность получаемых численных решений в задачах, где на результирующий поток существенное влияние оказывают ограничивающие его

поверхности (например, поток, формирующийся при истечении из воздухораспределителя, течение вблизи ледовой поверхности арены, вблизи теплого/холодного пола и т.д.).

В настоящее время разработан широкий спектр полуэмпирических моделей турбулентности, семейство k - ε модели турбулентности (раздел 2.2.1.1, раздел 2.2.1.2), k - ω модели турбулентности (раздел 2.2.1.3), SST модель турбулентности, являющаяся удачной комбинацией k - ε и k - ω моделей (раздел 2.2.1.4), однопараметричная S - A модель турбулентности (раздел 2.2.1.5), модель турбулентности RSM , которая не использует гипотезу турбулентной вязкости, а решает уравнения переноса для Рейнольдсовых напряжений (раздел 2.2.1.6).

Однако в силу того, что крупные когерентные структуры потока существенно отличаются от течения к течению, все попытки создать универсальную модель турбулентности (т.е. подходящую для любых сложных течений), основанную на использовании уравнений Рейнольдса, не имели успеха. Тем не менее, для решения практических задач за счет адекватности требуемых вычислительных ресурсов основным подходом остается именно $RANS$ или $URANS$. В частности, исследования параметров микроклимата, формируемых в помещениях при различных схемах воздухораспределения, также проводятся в рамках $RANS$ при использовании методов CFD моделирования в реальной проектной практике.

Вывод о применимости той или иной полуэмпирической модели турбулентности может проводиться на основе сопоставления с результатами физического эксперимента или с результатами расчета с помощью LES подхода.

Ниже рассмотрены наиболее популярные полуэмпирические модели турбулентности, которые были использованы в настоящей работе при исследовании численными методами задач воздухообмена и воздухораспределения.

2.2.1.1. Модель турбулентности k - ε стандартная

В k - ε модели турбулентности записываются два дополнительных уравнения для расчета кинетической энергии турбулентности k и скорости её диссипации ε . Модель турбулентности k - ε была разработана Лаундером и Сполдингом [225]. Первоначально модель была предложена для расчета струйных течений, к которым относятся и большинство вентиляционных течений. Однако разумная точность k - ε модели для широкого диапазона турбулентных потоков сделало ее очень популярной при решении различных практических инженерных задач.

Уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и скорости ее диссипации:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_B - \rho \varepsilon, \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_{\varepsilon 1} C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.15)$$

где генерационный член в уравнениях переноса (2.14), (2.15) $P_k = \mu_t S^2$;

$S^2 = 2S_{ij}S_{ji}$; P_B – дополнительный генерационный член, учитывающий влияние

сил плавучести на характеристики турбулентности $P_B = -\frac{1}{Pr_t} \frac{\mu_t}{\rho} \vec{g} \cdot \nabla \rho$; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ –

турбулентные числа Прандтля для k и ε .

Турбулентная вязкость в k - ε модели определяется по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.16)$$

Эмпирические константы, входящие в уравнения (2.14) – (2.16):

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

Также существует модификация стандартной k - ε модели – нелинейная или квадратичная k - ε модель турбулентности. Нелинейная k - ε модель вместо использования гипотезы Буссинеска (2.10), предполагает нелинейную связь между тензором рейнольдсовых напряжений и тензором скоростей деформации. Модель

хорошо зарекомендовала себя для существенно анизотропных потоков, течений с сильной завихренностью.

2.2.1.2 Модель турбулентности *Realizable k-ε*

Модель *Realizable k-ε* [187] использует уравнение для переноса диссипации кинетической энергии турбулентности ε , которое отличается от уравнения для стандартной $k-ε$ модели. Кроме того, модель накладывает математические ограничения на нормальные напряжения Рейнольдса, что согласуется с физикой турбулентности. Именно поэтому модель получила название *Realizable*.

Преимущество *Realizable k-ε* модели заключается в том, что она более точно предсказывает распределение диссипации плоских и круглых струй, течений с большой кривизной линий тока, пограничных слоев подверженных сильным градиентам давления, отрывных и рециркуляционных течений. Это делает модель *Realizable k-ε* полезной для анализа сложных турбулентных течений:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_B - \rho \varepsilon, \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \varepsilon) = \\ & = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{\varepsilon 1} C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} P_B, \end{aligned} \quad (2.18)$$

где

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ji}}. \quad (2.19)$$

Турбулентная вязкость рассчитывается, как и для стандартной $k-ε$ модели согласно выражению (2.17), но величина C_μ в модели *Realizable k-ε* не константа, а зависит от степени деформации поля скорости и характеристик турбулентности (k и ε). Благодаря этому исключается вероятность возникновения отрицательных

значений нормальных напряжений Рейнольдса при значительных деформациях поля средней скорости.

2.2.1.3 Модель турбулентности k - ω

Модель k - ω разработана Уилкоксом [264]. В отличие от модели k - ε уравнение для скорости диссипации турбулентной энергии ε заменяется на уравнение удельной скорости диссипации кинетической энергии турбулентности ω .

Одним из ключевых преимуществ модели k - ω перед моделью k - ε считается её способность более точно описывать поведение течения в пограничных слоях при наличии неблагоприятных градиентов давления, в том числе в задачах теплообмена. Кроме того, модель k - ω демонстрирует высокую эффективность при расчёте закрученных потоков.

Другим преимуществом является то, что она может быть применена по всему пограничному слою, включая область с доминирующим вязким слоем, без дополнительной модификации.

Недостатком модели k - ω в её первоначальном виде является то, что расчеты пограничного слоя чувствительны к значениям в свободном потоке. Это приводит к излишней чувствительности к входным граничным условиям для внутренних потоков:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_k - \beta^* \rho \omega k, \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \omega) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2, \quad (2.21)$$

здесь

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}. \quad (2.22)$$

Константы модели: $\alpha = \frac{5}{9}$, $\beta^* = 0.09$, $\sigma_\omega = 0.5$, $\beta = 0.075$.

Для преодоления чувствительности к граничным условиям в уравнение (2.21) был добавлен дополнительный член [269]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \omega) = \\ = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_{\omega} \mu_t) \nabla \omega] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \sigma_d \frac{\rho}{\omega} (\nabla k) \cdot (\nabla \omega), \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & (\nabla k) \cdot (\nabla \omega) \leq 0 \\ 0.3, & (\nabla k) \cdot (\nabla \omega) > 0 \end{cases} \quad (2.24)$$

2.2.1.4 Модель турбулентности SST Ментера

SST модель представляет собой комбинацию *k-ε* и *k-ω* моделей.

Модель *k-ε* хорошо зарекомендовала себя при расчете свободных и струйных сдвиговых течений, а *k-ω* – дает более точные результаты при описании пристеночных пограничных слоев [263].

Флориан Ментер [232] предложил объединить эти модели, используя специально разработанную эмпирическую функцию F_1 . Эта функция позволяет приблизить *SST* модель к модели *k-ε* вдали от твёрдых стенок и к модели *k-ω* в пристенной части течения. Таким образом, были созданы функции, которые автоматически переключают модель с одной ветви (*k-ε*) на другую (*k-ω*), обеспечивая тем самым более точное моделирование турбулентности в различных условиях:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_k - \beta^* \rho \omega k, \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \omega) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_{\omega} \mu_t) \nabla \omega] + \gamma \frac{\rho}{\mu_T} P_k - \beta \rho \omega^2 + (1 - F_1) D_{k\omega}. \quad (2.26)$$

Расчет генерационного члена в уравнениях переноса (2.25), (2.26) производится по формуле:

$$P_k = \min(\mu_t S^2, 20\beta^* \rho \omega k), S^2 = 2S_{ij}S_{ji}, \quad (2.27)$$

а последний член в правой части (2.26) рассчитывается согласно

$$D_{k\omega} = \frac{2\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega} (\nabla k) \cdot (\nabla \omega). \quad (2.28)$$

Для расчета турбулентной вязкости в SST модели вместо соотношения $\mu_t = \rho k / \omega$ используется выражение:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}, \quad (2.29)$$

которое позволяет предотвратить характерное для k - ε моделей нежелательное затягивание отрыва потока от твердых поверхностей.

Эмпирическая функция F_2 в выражении (2.29) рассчитывается по формуле

$$F_2 = \tanh(\arg_2), \quad (2.30)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega d_w}, \frac{500\gamma}{d_w^2\omega}\right),$$

где d_w – расстояние от рассматриваемой точки до ближайшей точки твердой поверхности, м.

Эмпирические константы модели $(\sigma_k, \sigma_\omega, \beta)$ рассчитываются с помощью эмпирической «весовой» функции F_1 и константы k - ω модели $(\sigma_{k1}, \sigma_{\omega 1}, \beta_1)$, k - ε модели $(\sigma_{k2}, \sigma_{\omega 2}, \beta_2)$:

$$\sigma_k = F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2}, \quad \sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega 2}, \quad (2.31)$$

$$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2,$$

где

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4), \quad \arg_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d_w}, \frac{500\gamma}{d_w^2\omega}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}d_w^2}\right], \quad (2.32)$$

$$CD_{k\omega} = \max(D_{k\omega}, 10^{-20}).$$

Значения остальных констант:

$$\sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \quad \beta_1 = 0.075, \sigma_{k2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega 2} = 0.856,$$

$$\beta_2 = 0.0828, \beta^* = 0.09, \kappa = 0.41, a_1 = 0.31, \gamma = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}. \quad (2.33)$$

То есть, переключатели в модели SST сформулированы таким образом, чтобы определить, находится ли рассматриваемая ячейка внутри пограничного слоя у твердой поверхности или вне его. Так, F_1 принимает следующие предельные значения:

$$F_1 = \begin{cases} 0, & \text{вдали от поверхностей, работает } k - \varepsilon \text{ модель} \\ 1, & \text{внутри пограничного слоя у поверхностей, } k - \omega \text{ модель} \end{cases}. \quad (2.34)$$

Граничные условия для k и ω к уравнениям (2.25), (2.26) на твердой стенке: кинетическая энергия турбулентности $k=0$, а ее удельная диссипация определяется из соотношения

$$\omega_w = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 \Delta y_1^2}, \quad (2.35)$$

где ν – молекулярная кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$, а Δy_1 – величина первого пристеночного шага сетки.

На входных участках внешней границы расчетной области задаются:
значение удельной диссипации:

$$\omega_{\infty} = C \frac{U_{\infty}}{L}, \quad (2.36)$$

где U_{∞}, L – характерные для данного течения скоростной и линейный масштабы, а значения константы C лежат в диапазоне $1 \div 10$;

значение кинетической энергии турбулентности k можно вычислить, используя величину турбулентной вязкости на входной границе $\nu_{t_{\infty}}$: $k_{\infty} = \rho_{\infty} \nu_{t_{\infty}} \omega_{\infty}$. Также значение k может быть определено на основе имеющихся экспериментальных данных.

2.2.1.5 Модель турбулентности S-A

Модель турбулентности Спаларта-Аллмараса представляет собой относительно несложную модель, включающую в себя одно дополнительное уравнение для описания переноса турбулентной вязкости. Данная модель была специально разработана и адаптирована для эффективного решения задач, связанных с внешней аэродинамикой, актуальных для аэрокосмической промышленности. Результаты применения этой модели показали высокую точность при анализе пограничных слоёв, находящихся под воздействием положительных градиентов давления.

Дифференциальное уравнение переноса модифицированной кинематической турбулентной вязкости $\tilde{\nu}$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}\tilde{\nu}) &= \\ &= P^{\nu} - D^{\nu} + \frac{1}{\sigma} \{ \nabla \cdot [(v + \tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu}] + c_{b2} [(\nabla\tilde{\nu}) \cdot (\nabla\tilde{\nu})] \} + f_{t1}\Delta U^2. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Модифицированная кинематическая турбулентная вязкости $\tilde{\nu}$ и «истинная» турбулентная вязкость $\nu_t = \mu_t/\rho$, входящая в выражение для Рейнольдсовых напряжений (2.10), связаны соотношением:

$$\nu_t = f_{\nu 1} \tilde{\nu}, \quad (2.38)$$

где

$$f_{\nu 1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{\nu 1}^3}, \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}}{\nu}, \quad (2.39)$$

ν – молекулярная вязкость газа, $\text{м}^2/\text{с}$.

Генерационный член P^{ν} и деструктивный член D^{ν} в уравнении (2.37) определяются выражениями:

$$P^{\nu} = c_{b1}(1 - f_{t2})\tilde{S}\tilde{\nu}, \quad (2.40)$$

$$D^v = \left(c_{w1} f_w - \frac{c_{b1}}{\kappa^2} f_{t2} \right) \left(\frac{\tilde{v}}{d_w} \right)^2, \quad (2.41)$$

где d_w – расстояние до ближайшей твердой поверхности, м, κ – постоянная Кармана,

$$\tilde{S} = \Omega + f_{v2} \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d_w^2}, f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}}, \quad (2.42)$$

$$f_w = g \left(\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right)^{\frac{1}{6}}, g = r + c_{w2}(r^6 - r), r = \frac{\tilde{v}}{\tilde{S} \kappa^2 d_w^2}, \quad (2.43)$$

Ω – модуль тензора завихренности

$$\Omega = \left(2\Omega_{ij}\Omega_{ij} \right)^{\frac{1}{2}}, \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.44)$$

функция f_{t2} обеспечивает подавление «спонтанного» (численного) перехода к турбулентному режиму течения в пограничном слое:

$$f_{t2} = C_{t3} \cdot e^{(-C_{t4}\chi^2)}. \quad (2.45)$$

Эмпирические константы модели равны:

$$\sigma = \frac{2}{3}, \kappa = 0.41, c_{b1} = 0.1355, c_{b2} = 0.622, c_{w1} = \frac{c_{b1}}{\kappa^2} + \frac{(1 + c_{b2})}{\sigma}, \quad (2.46)$$

$$c_{w2} = 0.3, c_{w3} = 7.1, C_{t3} = 1.2, C_{t4} = 0.5.$$

Последний член в правой части (2.37) предназначен для инициирования ламинарно-турбулентного перехода на заданной линии обтекаемой поверхности. То есть в окрестности точки перехода вводится дополнительный генерационный член ($f_{t1} \Delta U^2$), предназначенный для того, чтобы «столкнуть» решение с ламинарной ветви на турбулентную, где ΔU – модуль разности векторов скорости в рассматриваемой точке и в точке перехода, то есть для неподвижной стенки равняется модулю скорости, f_{t1} – функция перехода.

Отметим, что в большинстве универсальных программных комплексов (*Simcener STAR-CCM+*, *Ansys CFX* и пр.) модель Спаларта-Аллмараса реализована

без возможности принудительного ламинарно-турбулентного перехода в окрестности известной точки перехода, определенной из общих соображений или из эксперимента. В этом случае задание на входной границе относительно высокого уровня турбулентной вязкости ($\nu_t = (1 \div 10)\nu$) приводит сразу к турбулизации пограничного слоя, то есть реализуется так называемый *fully turbulence* подход.

2.2.1.6 Модель турбулентности Reynolds Stress Model (RSM)

Модель рейнольдсовых напряжений (*Reynolds Stress Model, RSM*) является наиболее сложной из полуэмпирических моделей турбулентности. Данная модель относится к нелинейным моделям (гипотеза Буссинеска (2.10) несправедлива) [252], [239].

Уравнения переноса рейнольдсовых напряжений выводятся из уравнений Навье-Стокса с использованием правил осреднения по Рейнольдсу и имеют вид:

$$\frac{\partial(\overline{\rho u'_i u'_j})}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{\rho u'_k u'_i u'_j})}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} + D_{ijk} \right) + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij}. \quad (2.47)$$

где $D_{ijk} = -\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} - \delta_{ik} \overline{u'_j p'} - \delta_{jk} \overline{u'_i p'}$ описывает вклад турбулентной диффузии рейнольдсовых напряжений; $P_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} - \overline{\rho u'_j u'_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}$ – генерация рейнольдсовых напряжений; $\Phi_{ij} = \overline{p' \left(\frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)}$ – генерация или диссипация за счет корреляции пульсаций давления и тензора скоростей деформаций; $\varepsilon_{ij} = 2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}$ – описывает вязкую диссипацию.

Уравнения (2.47) незамкнуты, но теперь помимо напряжений Рейнольдса в них еще входят тройные корреляции пульсаций скорости, давления и производных от них.

Модель *RSM* позволяет описывать влияние эффектов кривизны, закрученности, вращения на получаемые характеристики турбулентных течений,

то есть может иметь преимущества перед одно- и двухдифференциальными моделями турбулентности для течений с сильно закрученными потоками.

Однако необходимость моделирования большого числа дополнительных членов, входящих в уравнение (2.47), приводит к появлению большого числа эмпирических констант.

2.2.1.7 Моделирование пристенных течений

Моделирование пристенных течений весьма важно для исследования вентиляционных процессов, поскольку распространения приточных струй происходит в ограниченном пространстве, где формируется воздушная среда, характеристики которой в различных зонах отличаются. Имеет место образование отрывных и циркуляционных течений. В связи с неоднородностью течений в помещениях точность моделирования пристенных течений существенно влияет на точность численных решений, поскольку стенки являются основным источником генерации турбулентности. Таким образом, точность описания турбулентных течений в пристенной области существенно влияет на достоверность результатов расчета.

Пограничный слой принято делить на две области: внутреннюю и внешнюю. Внутренняя область занимает примерно 20% толщины пограничного слоя и при этом содержит около 80% энергии турбулентных пульсаций.

В свою очередь, внутреннюю область пограничного слоя условно делят на три подобласти (рисунок 2.2). В наиболее близкой к стенке подобласти – «вязкий подслой», течение ламинарное, и молекулярная вязкость играет доминирующую роль в передаче импульса, теплоты или массы. В области развитого пограничного слоя (область логарифмического профиля скоростей), наоборот, турбулентные пульсации играют основную роль. Наконец, существует промежуточная область между вязким подслоем и полностью развитым турбулентным слоем, где эффекты молекулярной вязкости и турбулентности соразмерны.

Во внутренней области характерным масштабом скорости является так называемая динамическая скорость или скорость трения $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$, где $\tau_w = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_w$ (τ_w – напряжение на стенке), а линейным масштабом $l^* = \frac{\nu}{u_\tau}$ (соответствует минимальному размеру вихрей в пограничном слое). Переменные закона стенки (y^+, u^+) введены как безразмерные величины продольной скорости и расстояния до стенки по этим масштабам:

$$y^+ = \frac{y}{l^*} = \frac{yu_\tau}{\nu}, u^+ = \frac{u}{u_\tau}. \quad (2.48)$$

Структуру пристенной области иллюстрирует рисунок 2.2, на котором показан профиль скорости в пограничном слое в переменных закона стенки, построенный в полулогарифмических координатах. Так, изменение средней безразмерной скорости u^+ от расстояния до стенки y^+ в вязком подслое может быть аппроксимировано линейной функцией (2.49), в турбулентном подслое – логарифмом (2.50), аппроксимация в переходной области сложнее:

$$\text{вязкий подслой } u^+ = y^+ \left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} \gg -\overline{u'v'} \right), \quad (2.49)$$

$$\text{переходная область } \left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} \approx -\overline{u'v'} \right),$$

$$\text{логарифмическая область } u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+), \kappa = 0.41, E = 9.0,$$

$$\left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} \ll -\overline{u'v'} \right). \quad (2.50)$$

С учетом характера поведения потока вблизи твердой стенки при использовании полуэмпирических моделей турбулентности существует три подхода к моделированию турбулентного течения вблизи стенки:

- 1) использование пристеночных функций (*Wall functions*);
- 2) разрешение пограничного слоя (*Near Wall Treatment*);
- 3) гибридный подход (*Enhanced Wall Treatment*).

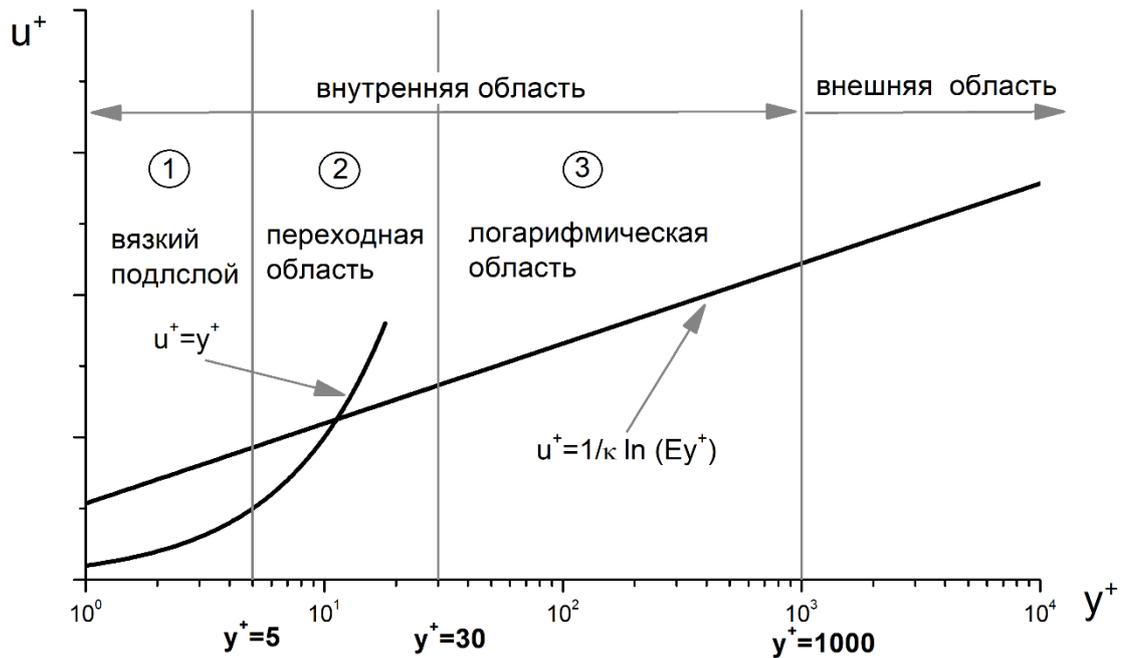


Рисунок 2.2 – Профиль безразмерной скорости u^+ от расстояния до стенки y^+

В первом подходе (метод пристеночных функций) уравнения Рейнольдса не решаются для подобласти пограничного слоя, в которой существенно влияние молекулярной вязкости (т.е. вязкий подслой и переходная область, рисунок 2.2). Вместо этого, для описания параметров течения в этой подобласти используются полуэмпирические формулы, называемые «пристеночными функциями».

Метод пристеночных функций предполагает, что пристеночные ячейки находятся внутри логарифмической области пограничного слоя, то есть центр ячейки расположен так, чтобы $y^+ > 30$ (рисунок 2.3). Таким образом, основным преимуществом использования пристеночных функций является значительная экономия количества пристеночных ячеек.

В случае, когда необходима более высокая, чем при использовании пристеночных функций, точность расчета параметров турбулентного течения вблизи стенок, необходимо использовать модели турбулентности, которые позволяют рассчитать характеристики потока вплоть до стенки, включая вязкий подслой и переходную область (*Near Wall Treatment*).

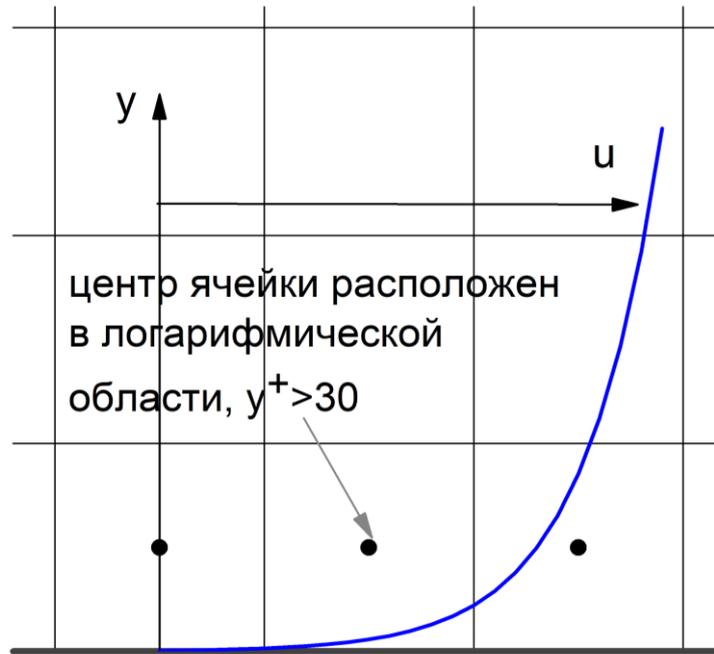


Рисунок 2.3 – Расчетная сетка при использовании пристеночных функций

В этом случае требуется расчетная сетка с достаточно большим числом элементов внутри пограничного слоя, в том числе внутри вязкого подслоя: необходимо, чтобы центр пристенной ячейки находился внутри вязкого подслоя, то есть $y^+ \leq 1$ (рисунок 2.4). Вычислительные затраты, связанные с таким подходом, могут быть значительными, особенно для потоков с большим числом Рейнольдса. Для таких течений вязкий подслой может быть очень тонким, а следовательно размер пристенных ячеек необходим очень малый.

При разрешении пограничного слоя возможны следующие подходы:

- использование двухслойных (зональных) моделей турбулентности;
- использование низкорейнольдсовых моделей турбулентности.

Двухслойная модель турбулентности предполагает, что для расчета параметров внутри пограничного слоя используется алгебраическая модель турбулентности, либо модель с одним дифференциальным уравнением для кинетической энергии турбулентности k (параметры течения рассчитываются вплоть до стенки), а вдали от стенки – двухдифференциальная.

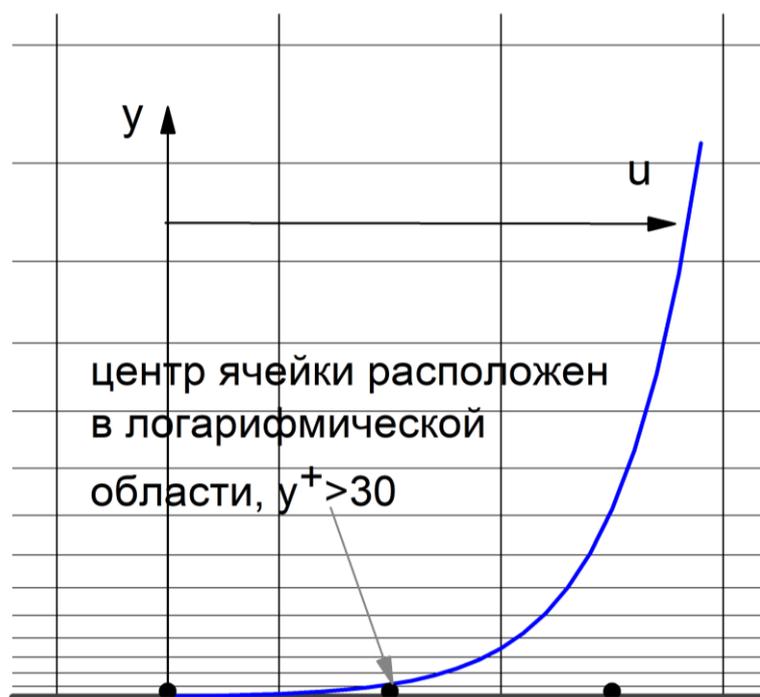


Рисунок 2.4 – Расчетная сетка при использовании низкорейнольдсовых моделей турбулентности

Низкорейнольдсовые модели турбулентности позволяют рассчитать характеристики потока в пристеночной области без привлечения алгебраических или однодифференциальных моделей вблизи стенок. Это достигается путём модификации моделей турбулентности так, чтобы учесть уменьшение интенсивности турбулентных пульсаций в пристеночной области и правильно воспроизвести асимптотическую зависимость скорости от расстояния до твёрдой поверхности при стремлении расстояния к нулю ($y \rightarrow 0$). Важно отметить, что уравнения, лежащие в основе этих моделей, остаются справедливыми как для пристеночной области, так и для области развитой турбулентности.

Отметим, что практически все модели, содержащие уравнение для ω , а также *S-A* модель турбулентности являются уже изначально низкорейнольдсовыми, то есть позволяют корректно рассчитывать параметры течения вплоть до твердых стенок без введения каких-либо модификаций.

Отметим, что в большинстве универсальных программных комплексов даже для моделей исходно являющихся низкорейнольдсовыми, предусмотрено

использование пристеночных функций, если количества ячеек внутри пограничного слоя недостаточно для его описания.

Различные версии k - ε модели турбулентности, в том числе стандартная [225] не являются изначально низкорейнольдсовыми.

В современных программных средствах распространено использование третьего гибридного подхода (*Enhanced Wall Treatment*). Данный подход подразумевает, что в зависимости от качества сетки около твердой стенки (рисунок 2.5) будет реализовываться высокорейнольдсовая модель с пристеночной функцией, низкорейнольдсовая или двухзональная. А в случае попадания первой ячейки расчетной сетки в буферную область, будут использоваться взвешенные функции (*blending function*) для нахождения скоростей, температур, характеристик турбулентности, как правило следующего вида:

$$A = e^{\Gamma} A_{lam} + e^{1/\Gamma} A_{turb}, \quad (2.51)$$

где A_{lam}, A_{turb} – параметры, определённые для полностью турбулентного пограничного слоя и вязкого подслоя, соответственно, а Γ – взвешенная функция (*blending factor*), позволяющая обеспечить плавный переход от одних параметров к другим.

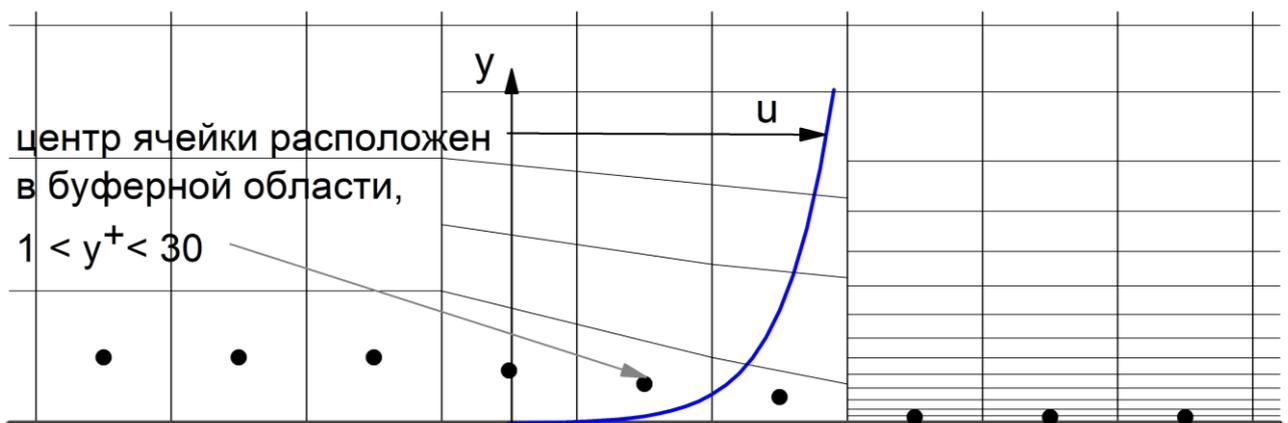


Рисунок 2.5 – Расчетная сетка при использовании гибридного подхода моделирования пристенного течения

Таким образом, при расчете турбулентных течений для инженерных задач, в т.ч. задач расчета воздухораспределения, современные программные средства позволяют использовать в одной расчетной области сетки с различным разрешением сеточной структуры у поверхности, автоматически переключаясь между подходами к разрешению пограничного слоя.

Для задач, требующих точное предсказание теплопередачи и отрыва следует использовать низкорейнольдсовы или двухзональные модели турбулентности, при этом необходимо сеточное разрешение вязкого подслоя призматическими ячейками ($y^+ \approx 1$).

Для использования высокорейнольдсовых моделей турбулентности необходимо, чтобы центры пристенных ячеек находились внутри логарифмической области пограничного слоя, то есть y^+ должен быть: $y^+ > 30$. При этом коэффициент роста размера ячеек по нормали следует принимать не выше 1.2.

2.2.2 Вихреразрешающие подходы

2.2.2.1 Метод прямого численного моделирования

Наиболее строгим из вихреразрешающих подходов является так называемое прямое численное моделирование турбулентности (*Direct Numerical Simulation* или *DNS* в англоязычной литературе). Суть этого подхода состоит в непосредственном (без какого-либо предварительного осреднения) численном интегрировании нестационарных трехмерных уравнений Навье-Стокса. Единственное используемое при этом допущение о применимости уравнений Навье-Стокса для описания турбулентности подтверждается многочисленными исследованиями и является в настоящее время общепринятым.

Однако практическое использование *DNS* требует огромных вычислительных ресурсов. Это органически связано с сутью данного подхода, подразумевающего достаточно точное разрешение всего пространственно-временного спектра турбулентных неоднородностей. Применение *DNS* для

решения сложных прикладных задач по существующим оценкам, основанным на весьма оптимистичных прогнозах развития вычислительной техники, станет возможным лишь через 50-60 лет [251].

2.2.2.2 Метод моделирования крупных вихрей

Вторым с точки зрения строгости и универсальности подходом к моделированию турбулентности является метод моделирования крупных вихрей (*Large Eddy Simulation* или *LES* [212]). Идея данного подхода состоит в предварительной "фильтрации" уравнений Навье-Стокса от коротковолновых (определяемых формой и размерами используемого фильтра) турбулентных неоднородностей.

Процедура фильтрации произвольной функции f состоит в ее умножении на функцию "фильтра", имеющую некоторый характерный линейный масштаб Δ , и в последующем интегрировании полученного произведения по всему рассматриваемому объему V . Таким образом, отфильтрованные и актуальные значения функции f определяются выражениями:

$$\bar{f}(r, t) = \int G(r, r') f(r', t) dr', f = \bar{f} + f', \quad (2.52)$$

где $G(r, r')$ – функция фильтра, r – координата рассматриваемой точки потока, f – актуальное значение функции, а \bar{f}, f' – ее отфильтрованное и пульсационное значения соответственно.

Процедура фильтрации, по существу, равносильна осреднению функции f по объемам с характерным размером Δ^3 . Поэтому вся информация о турбулентных структурах с размерами меньшими Δ при фильтрации теряется и для замыкания полученной системы приходится использовать различные полуэмпирические модели, получившие название подсеточных моделей турбулентности.

Таким образом, в рамках *LES* длинноволновые структуры ("крупные" вихри с размерами большими Δ) разрешаются "точно", а коротковолновые (подсеточные) структуры моделируются (см. рисунок 2.1 – в). Учитывая то, что коротковолновая часть спектра турбулентности является относительно универсальной (слабо зависит от конкретной геометрии рассматриваемого течения [156]), задача построения подсеточных моделей для *LES* является относительно простой. Однако, для получения с помощью *LES* удовлетворительных по точности результатов расчетные сетки должны быть достаточно мелкими, то есть обеспечивающими разрешение всех "крупных" вихревых структур лежащих вне инерционного интервала спектра турбулентности, удовлетворяющего закону " $-5/3$ " [76] (в противном случае, такие структуры будут моделироваться непригодными для этой цели подсеточными моделями). Вследствие этого вычислительные затраты необходимые для *LES* остаются достаточно большими и, также как в *DNS*, быстро возрастают с ростом числа Рейнольдса.

В отличие от *RANS*, при использовании *LES* подхода нет сеточной сходимости: чем мельче сетка, тем все более мелкие структуры турбулентного потока разрешаются впрямую. По мере измельчения расчётной сетки метод *LES* асимптотически приближается к методу *DNS*.

Для проверки достаточности размерности расчетной сетки необходимо строить спектр турбулентности и проверять наличие участка « $-5/3$ ».

2.2.2.3 Гибридные *RANS-LES* подходы. Метод моделирования отсоединенных вихрей

Идея *DES* состоит в использовании *RANS* только в тех областях потока, где локальный размер используемой вычислительной сетки Δ недостаточен для разрешения турбулентных структур с линейными масштабами порядка l_{turb} (характерный локальный масштаб турбулентности) и в применении *LES* в остальной области потока, где $\Delta < l_{turb}$. Конкретная реализация этой идеи,

предложенная в [253], базируется на использовании модели турбулентной вязкости Спаларта-Аллмараса (*S-A* модель) [250]. В частности, фигурирующее в диссипативном члене этой модели в качестве линейного масштаба турбулентности расстояние до стенки d предлагается заменить на величину, определяемую соотношением:

$$\tilde{d} = \min\{d, C_{DES}\Delta\}, \quad (2.53)$$

где C_{DES} – единственная новая константа модели *DES*, а размер сетки Δ определяется как максимальный из трех ее шагов Δ_x , Δ_y и Δ_z в рассматриваемой точке потока.

Гибридный характер метода *DES* вытекает непосредственно из его формулировки: в области присоединенного пограничного слоя метод функционирует в режиме *RANS*, а в области отрыва (“отсоединенных” вихрей) – автоматически переходит в *LES*.

Вычислительные ресурсы необходимые для получения с помощью *DES* достаточно точных результатов остаются весьма значительными.

Применение *DES* и других гибридных подходов, интенсивно развиваемых в последние годы (см., например, [249], [186], [39]), для решения инженерных задач ограничено в основном аэродинамическими приложениями, для которых принципиально важным является точное определение сил, действующих на обтекаемое тело и потерь на трение. Наряду с этим, продолжается поиск более экономичных и менее чувствительных к используемым сеткам подходов.

По мере измельчения расчётной сетки метод *DES* асимптотически приближается к методу *LES* и далее – к *DNS*.

2.3 Моделирование радиационного теплообмена

При решении задач ОВиК помещений, в т.ч. большого объема, существенную роль играет радиационный теплообмен.

Случаи, когда важен учет радиационного теплообмена, при решении численными методами задач воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях, в т.ч.:

- наличие систем напольного отопления/охлаждения;
- наличие холодных поверхностей наружного остекления;
- наличие инсоляции.

Кроме того, радиационный и конвективный тепловые потоки от человека оказываются близки ($q_{conv} = O(q_{rad})$, подробнее см. раздел 3.1) и, следовательно, радиационную компоненту также необходимо учитывать.

При учете радиационного теплообмена в уравнение сохранения энергии (2.7) добавляется источниковый член, учитывающей передаточный коэффициент излучения.

Существует несколько моделей для расчета радиационного теплообмена: диффузионная модель (P1, [196]), модель Росселанда (*Rosseland Radiation*, [247]), модель дискретных ординат (*Discrete Ordinate*, [244]), дискретная модель радиационного переноса (*Discrete Transfer Radiation Model*, [195]), модель поверхность-поверхность (*Surface-to-Surface*, [216]), модель Монте Карло (*Monte Carlo*). Однако часть данных методов подразумевает большую оптическую толщину среды (оптическая толщина: $a \cdot L$, где a – коэффициент поглощения излучения средой, $1/\text{м}$, L – характерный размер области, м). Другие модели могут быть применены только для расчета теплообмена поверхностей, степень черноты которых близка к абсолютно черному телу, и как следствие являются непригодными для решения задач, связанных с расчетом воздухораспределения и воздухообмена в общественных зданиях.

Два основных подхода, которые являются наиболее пригодными для моделирования радиационного теплообмена в задачах вентиляции и кондиционирования:

- модель поверхность-поверхность (*Surface-to-Surface*) (раздел 2.3.1);
- модель дискретных ординат (*Discrete Ordinate*) (раздел 2.3.2).

С точки зрения моделируемого спектра излучения можно выбрать один из двух подходов:

- 1) излучение серого тела. Подходит для моделирования задач, в которых свойства поверхностей не зависят от их температуры и длины волны излучения (коэффициенты поглощения и пропускания постоянны во всем диапазоне длин волн, а, следовательно, для всего диапазона волн излучающая способность поверхности равна ее поглощающей способности, т.е. так называемое «серое» тело). Излучение «серого» тела или поверхности называют серым излучением;
- 2) широкополосное тепловое излучение. В этом случае весь диапазон частот делится на различное число спектральных полос, каждой из которых соответствует свое значение коэффициента поглощения и пропускания.

Ярким примером необходимости использования модели широкополосного излучения являются задачи расчета микроклимата в помещениях со светопрозрачным фасадом. Это связано с тем, что в области высоких частот (видимое излучение, высокочастотная часть инфракрасного излучения) стекло пропускает излучение (в данном случае солнечное излучение), а в области низкочастотной части инфракрасного излучения оно непрозрачно, то есть коэффициент пропускания стекла в этом диапазоне частот равен 0 (рисунок 2.6, [83]).

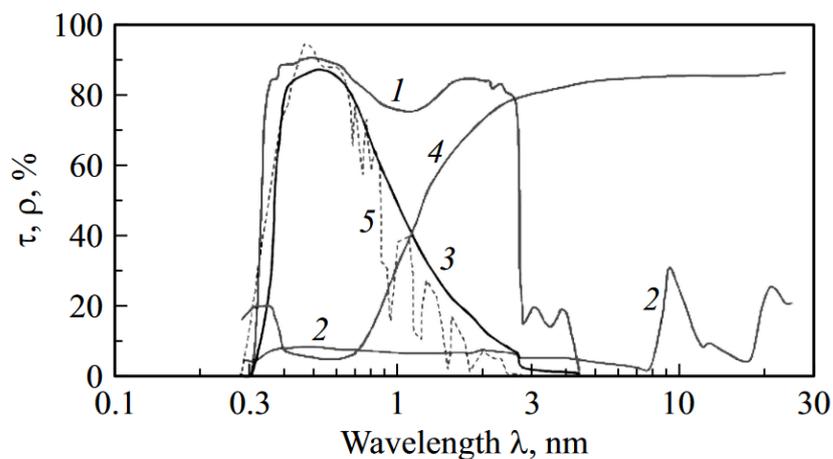


Рисунок 2.6 – Спектральные характеристики бесцветного стекла (1, 2) и стекла с мягким низкоэмиссионным покрытием (3, 4) в сравнении со спектром солнечного излучения [81]: 1 — спектр пропускания τ бесцветного стекла, 2 — спектр отражения ρ бесцветного стекла, 3 — спектр пропускания τ стекла с низкоэмиссионным покрытием, 4 — спектр отражения ρ стекла с низкоэмиссионным покрытием, 5 — спектр солнечного излучения на земной поверхности.

В результате, если поводить моделирование в приближении «серого» излучения, то через остекление будут учитываться как потоки солнечной радиации, так и тепловые потоки, выходящие из помещений. Для фасадов, выполненных из светопрозрачных конструкций, неучет выходящих из помещений тепловых потоков приводит к занижению общего количества теплоты, учитываемой в математической модели, до 20% (подробнее см. раздел 4).

Учет радиационного теплообмена весьма важен при моделировании формирования воздушного режима помещений, имеющих «нагретые» или «холодные» поверхности, например, ледовые арены, поскольку коэффициенты поглощения и отражения ледовой поверхности существенно зависят от частоты падающего излучения и не могут быть рассмотрены в рамках модели «серого» излучения (подробнее см. раздел 6).

2.3.1 Модель поверхность-поверхность (S2S)

Модель излучения «поверхность-поверхность» (*Surface-to-Surface, S2S*) позволяет анализировать радиационный теплообмен между поверхностями произвольной сложности, образующими замкнутые пространства. При этом предполагается, что среда, заполняющая пространство между поверхностями, не поглощает, не излучает и не рассеивает излучение. Такое ограничение модели S2S подходит для задач организации воздушного режима и воздухораспределения в помещениях, так как воздух можно считать прозрачным для излучения.

При реализации модели (S2S) используется радиационный баланс, который обеспечивается на всех поверхностях путем рассмотрения каждой поверхности и того, как она обменивается излучением со всеми другими поверхностями.

Модель S2S использует вычисление фактора видимости (*View factor*) для расчета радиационного обмена между поверхностями. Фактор видимости показывает, насколько хорошо видна поверхность A_j с поверхности A_i (рисунок 2.7) и описывается уравнением:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \iint_{A_i A_j} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_j}{\pi r_{ij}^2} \delta_{ij} dA_i dA_j, \quad (2.54)$$

где A – площадь поверхности, м²; δ_{ij} – коэффициент видимости от dA_j до dA_i ; θ_i , θ_j – углы между единичными нормальными к поверхности; r_{ij} – расстояние между поверхностями, м.

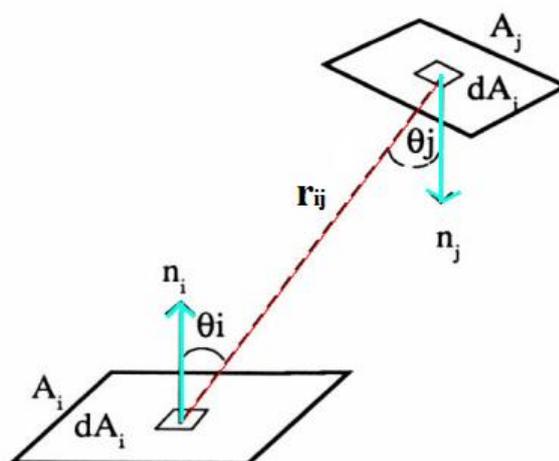


Рисунок 2.7 – Иллюстрация к вычислению фактора видимости

Радиационный поток энергии, исходящий от определённой поверхности, включает в себя как непосредственно излучаемую энергию, так и энергию, отражённую этой поверхностью. Величина отражённого потока энергии зависит от оптических свойств поверхности. Падающий поток энергии, в свою очередь, может быть выражен через сумму потоков энергии, исходящих от всех остальных поверхностей в рассматриваемой системе. Таким образом, тепловой поток, уходящий с некоторой поверхности k , будет равен:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k}, \quad (2.55)$$

где $q_{out,k}$ – радиационный тепловой поток с поверхности k , покидающий поверхность, ε_k – коэффициент излучения поверхности k ; σ – постоянная Стефана-Больцмана; $q_{in,k}$ – радиационный тепловой поток, который падает на поверхность k от окружающих поверхностей; ρ_k – коэффициент отражения поверхности k .

Радиационный теплообмен между поверхностями связан с фактором видимости F_{ij} (*View factor*) между поверхностями i и j , который представляет собой долю энергии, исходящей от поверхности j и достигающей поверхности i .

Поскольку в модели радиационного теплообмена (S2S) воздух рассматривается как прозрачная среда, то тепловой поток $q_{in,k}$, который падает на поверхность k , равен сумме тепловых потоков, которые излучают на нее все остальные поверхности в модели:

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j}, \quad (2.56)$$

где F_{kj} – фактор видимости между поверхностями k и j .

В результате энергия, уходящая с поверхности k , может быть рассчитана как:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j}. \quad (2.57)$$

Отметим, что вычисление фактора видимости необходимо для корректного учета радиационного теплообмена и должно быть выполнено только один раз в начале моделирования при условии неизменяющейся геометрии. При этом вычислительные ресурсы, в т.ч. требования к оперативной памяти, очень быстро возрастают по мере увеличения количества граней поверхности, т.е. с увеличением размерности расчетной сетки. Допускается объединять отдельные ячейки в группы при расчете фактора видимости (как правило такая возможность реализована во многих универсальных пакетах *CFD* программ), однако это понижает точность расчета радиационного теплообмена.

2.3.2 Модель дискретных ординат (DO)

В настоящее время модель дискретных ординат – это наиболее универсальная модель излучения, которая может быть использована как для прозрачной среды (воздух), так и при решении задач, где необходимо учитывать поглощение и отражение энергии. Модель дискретных ординат применима как для «серых» сред,

так и позволяет учитывать спектральные зависимости радиационных свойств среды, что важно для расчета задач микроклимата, в которых участвуют светопрозрачные поверхности.

Отметим, что модель дискретных ординат имеет наиболее высокие требования к вычислительным ресурсам по сравнению со всеми остальными моделями радиационного теплообмена.

Модель *DO* определяет источниковый член в уравнении сохранения энергии (2.7) с помощью решения интегрально-дифференциального уравнения переноса интенсивности излучения:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (2.58)$$

где I – полная интенсивность излучения, зависящая от радиус-вектора и направления излучения, Вт/м²; Ω' – телесный угол.

Второй член в левой части уравнения (2.58) отвечает за снижение интенсивности излучения в направлении \vec{s} вследствие процессов поглощения и рассеивания радиационной энергии, первый член в правой части уравнения описывает увеличение интенсивности излучения за счет излучения самой среды, второй описывает вклад радиационной энергии, которая приходит с других направлений s' в результате процессов рассеяния излучения.

Уравнение переноса (2.58) решается с использованием конечного числа дискретных телесных углов, которые связаны с направлением вектора \vec{s} . Количество выбранных телесных углов напрямую влияет на точность решения и объём необходимых вычислений.

Уравнения (2.58) записано в приближении «серого» тела, так как опущены индексы зависимости функций (интенсивности излучения, коэффициентов поглощения, функции рассеивания) от частоты излучения. Однако, как отмечалось ранее, модель дискретных ординат применима и в случае, когда необходимо учитывать спектральные зависимости радиационных свойств среды. При этом уравнение переноса интенсивности излучения сохраняет вид (2.58), но у

переменных, входящих в него, появляются индексы зависимости функций от частоты излучения.

2.4 Выводы по второй главе

1. Проанализированы теоретические основы гидродинамики, необходимые для разработки моделей для расчета воздухообменов и воздухораспределения общественных объектов с большим количеством зрителей.

2. Рассмотрены известные модели турбулентности, показано, что точность модели описания турбулентных течений зависит от воспроизведения в модели спектра турбулентности.

3. Отмечено, что в настоящее время нет возможности проводить прямое численное моделирование *DNS*, когда моделируется весь спектр турбулентности, так как это требует огромных вычислительных ресурсов.

4. Обосновано, что разработка моделей для численной реализации различных задач вентиляции с применением универсальных вычислительных кодов, таких как *Simcenter STAR-CCM+*, *ANSYS FLUENT*, *CFX*, *FlowVision*, *OpenFoam* и т.д., базирующиеся на численном решении уравнений Навье-Стокса требует трудоемких исследований по адаптации известных моделей турбулентности для замыкания уравнений Навье-Стокса.

5. Показано, что моделирование пристенных течений весьма важно для исследования вентиляционных процессов, поскольку распространение приточных струй происходит в ограниченном пространстве, где формируется воздушная среда и имеет место образование отрывных и циркуляционных течений.

6. Доказано, что при решении задач ОВиК для объектов с тепловыделениями, особенно для объектов со светопрозрачными фасадами, необходимо учитывать радиационный теплообмен.

3 РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

При реализации классического подхода в решении задач вентиляции предварительно определяли необходимый расход воздуха, а затем проводили расчет воздухораспределения (подробнее см. раздел 1.1, 1.2). Недостаток данного подхода – отсутствие влияния выбранной схемы воздухораспределения на величину воздухообмена. В результате, в зависимости от выбранной схемы расчётная величина воздухообмена может оказаться недостаточной или избыточной.

Использование более сложного подхода, предложенного Г.М. Позиним (подробнее см. раздел 1.3), позволяет уйти от недостатков классического метода и проводить совместный расчет задач воздухообмена и воздухораспределения. В этом случае величина воздухообмена определяется с учетом выбранной схемы воздухораспределения.

Однако основными недостатками данных подходов являются необходимость предварительного знания схемы циркуляции потоков и преобладание в объеме помещения либо вынужденной, формируемой приточными струями, либо свободной конвекции, формируемой конвективными потоками от нагретых источников. Именно данные обстоятельства не позволяют корректно решать задачи организации воздушного режима объектов в современных уникальных зданиях, характеризующихся сложной геометрической формой, большой площадью фасадных светопрозрачных конструкций (атриумы высотных зданий), большим массивом зрителей (ледовые арены, крытые футбольные стадионы), большой площадью влаговыведений (аквапарки), высокими теплопритоками от постановочного освещения (современные театры) и пр. Кроме того, в последнее время стало уделяться повышенное внимание к обеспечению комфортных условий в общественных зданиях.

Поэтому современный уровень решения задач воздухообмена и воздухораспределения – это использование «точных» методов, основанных на численном решении уравнений Навье-Стокса.

Однако для решения вопросов организации воздушного режима объектов различного назначения с источниками тепло-, влаго- и газовыделений численными методами требуется решить ряд методических задач, которые связаны с влиянием большого количества людей и их динамического воздействия на характеристики воздушной среды в общественных зданиях, например, крупные зрительные залы, ледовые арены. При этом для решения конкретных задач весьма важен выбор полуэмпирических моделей турбулентности, которые адекватно описывают структуру потоков, учет радиационного теплообмена при наличии источников тепловыделений от зрителей, освещение и др.

На рисунке 3.1 представлена структурная схема методологии решения задач организации воздушного режима объектов численными методами.

Каждый элемент представленной блок-схемы является частью общей математической модели и требует разработки математического описания.

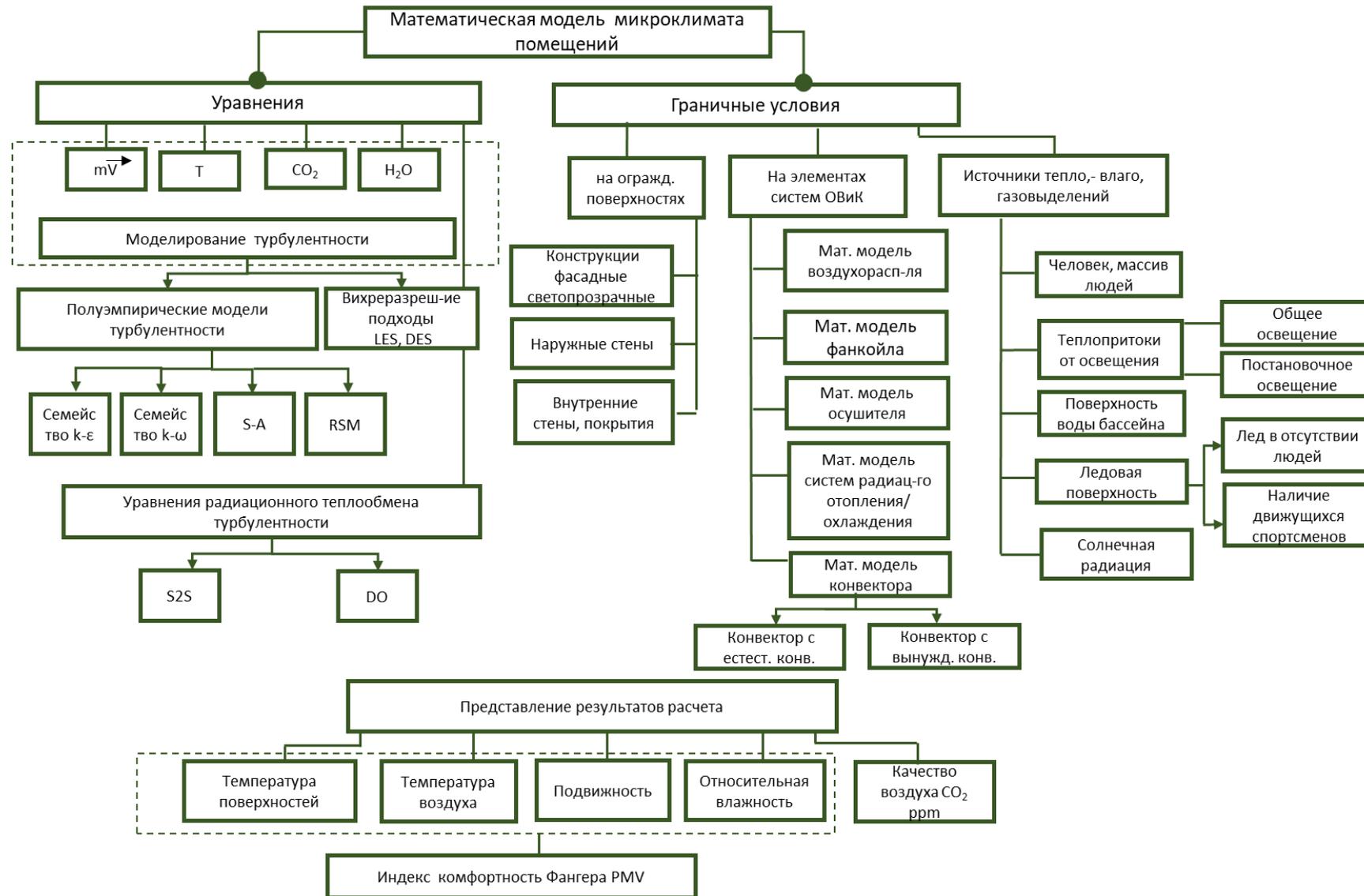


Рисунок 3.1 – Схема методологии решения задач воздухообмена и воздухораспределения численными методами

3.1 Математическая модель воздействия человека на внутреннюю среду

При решении задач воздухораспределения в общественных залах зрителей, сидящих на своих местах, можно рассматривать как стационарный источник тепло-, влаго- и газовыделений. Однако, для ряда объектов, где предъявляются повышенные требования к характеристикам потока, необходимо учитывать динамическое воздействие людей (спортсменов), так как вследствие их разного рода движений происходит локальная турбулизация потока, которая оказывает влияние на характеристики потока в общем объеме помещений.

К таким объектам можно отнести «чистые» помещения фармацевтической и электронной промышленности, медицинские центры, операционные, а также ряд промышленных предприятий с незначительными тепловыделениями.

Таким образом, для получения корректных результатов методом моделирования необходимо оценить степень воздействия радиационного теплообмена и динамического влияния человека в системе «человек-комната».

Основные результаты исследований опубликованы в [47, 48, 50].

3.1.1 Учет радиационного потока от человека

Для разработки математической модели человека необходимо задание граничных условий, позволяющих корректно описать воздействие теплопритоков от человека на параметры микроклимата и концентрацию углекислого газа, формируемые в вентилируемом объеме.

Задание граничных условий первого рода по температуре с одной стороны позволяет зафиксировать температуру поверхности человека, с другой стороны – приводит к тому, что получаемый в результате численного решения тепловой поток с поверхности человека зависит, например, от подвижности воздуха вблизи человека, а, следовательно, будет меняться при изменении схемы подачи приточного воздуха. Это затрудняет сравнение эффективности различных

проектных решений между собой. Второй отрицательный момент задания граничных условий первого рода – необходимость подробной расчетной сетки вблизи поверхности человека, позволяющей использовать низкорейнольдсовы версии моделей турбулентности ($y^+ < 1$, см раздел 2.2.1.7).

В связи с вышесказанным, для учета тепловыделений на поверхности человека следует задавать граничные условия 2-ого рода, а именно тепловой поток, равный явным теплопритокам человека, приведенным в справочных материалах и нормативных документах [132]. Отметим, что согласно [132], явные теплопритоки от людей зависят не только от их физической активности (состояние покоя, легкая работа), но и от температуры окружающей среды, в то время как сумма явных и скрытых теплопритоков для конкретной физической активности практически постоянна. В связи с этим, при расчете параметров микроклимата в ряде случаев следует итерационно корректировать величину явных теплопритоков от людей после получения распределения температуры по объему помещения. Такая необходимость, как правило, возникает в помещениях большого объема при наличии обслуживаемых зон на разных уровнях.

Человек отдает явную теплоту окружающей среде двумя путями: конвекцией и излучением [155]. При этом при характерных для задач вентиляции температуре воздуха в помещении и температуре внутренних поверхностей ограждающих конструкций, лучистый и конвективный потоки теплоты от человека близки между собой. Так, при невысоких температурах (к которым относятся температура поверхности человека и температура поверхностей в помещении) классическое выражение для радиационного теплового потока между поверхностями может быть линеаризовано [146] и сведено к виду $q_{рад} = \alpha_{рад}(t_{нов.чел.} - t_{стен})$, где $\alpha_{рад}$ принимает значения в диапазоне 3,2 – 4,8 Вт/(м²К) [182, 207, 243]. При этом конвективный поток от человека $q_{конв} = \alpha_{конв}(t_{нов.чел.} - t_{воздуха})$, где $\alpha_{конв}$ принимает значения в диапазоне 3 – 6 Вт/(м²К) [207, 243, 265, 235] и зависит в основном от подвижности воздуха в помещении, а в случае низкой подвижности от температуры воздуха в помещении.

При задании на поверхности человека величины теплового потока $q_{\text{явн}}$ в результате численного решения системы уравнения (2.1) – (2.7), включающей уравнение радиационного теплообмена, рассчитываются величины радиационного $q_{\text{рад}}$ и конвективного $q_{\text{конв}}$ потоков теплоты от человека. Доли получаемых в результате моделирования конвективных и радиационных теплопритоков по отношению к суммарным явным теплопритокам могут меняться, но сама величина $q_{\text{явн}} = q_{\text{конв}} + q_{\text{рад}}$ будет оставаться постоянной и соответствовать заданному в качестве граничного условия значению.

Отметим, что при проектировании систем ОВиК помещений общественных зданий, как правило, теплопритоки от человека не делятся на конвективную и радиационную составляющие: величина явных теплопритоков рассматривается как нагрузка для обслуживаемой зоны. Поэтому при создании численной модели воздухораспределения в помещении было бы целесообразно также выделять всю явную теплоту от человека в виде конвективной составляющей, а уравнение радиационного теплообмена убрать из решаемой системы уравнений Навье-Стокса. Такой подход позволил бы сократить вычисленные ресурсы при решении задач воздухообмена и воздухораспределения численными методами.

Для проверки возможности задания явной теплоты от человека только в виде конвективной составляющей были разработаны несколько математических моделей:

1) наиболее полная модель, включающая решение уравнения радиационного теплообмена и позволяющая рассчитывать значения радиационного и конвективного тепловых потоков в процессе моделирования (модель № 1);

2) модель, в которой из решаемой системы уравнений исключено уравнение радиационного теплообмена. При этом величина явных теплопритоков от человека задается только через конвективную составляющую (модель № 2).

Кроме того, была рассмотрена математическая модель (модель № 3), в которой, как и для модели № 3, уравнение радиационного теплообмена не решалось, но тепловой поток с поверхности человека задавался равным не явным теплопритокам, а только их конвективной части, т.е. примерно в 2 раза меньше. Конкретное значение $q_{\text{конв}}$ в этом случае следует выбирать согласно данным о конвективном и лучистом потоках теплоты от человека в зависимости от температуры помещения [5]. Остальная часть $q = q_{\text{явн}} - q_{\text{конв}}$ задавалась в объеме помещения в виде равномерного источника теплоты ($q_V = \frac{q}{V_{\text{пом.}}}$, Вт/м³).

Отметим, что общая величина тепlopоступлений от людей одна и та же для моделей № 1 – 3.

Для анализа влияния результатов моделирования с использованием моделей № 1 – 3 на параметры микроклимата, формируемые в помещении, была рассмотрена задача организации вентиляции помещения приточной струей, подаваемой в верхней части помещения через воздухораспределительную решетку АМН 300 x 100 мм (производство Арктос). Размеры помещения 6 x 6 x 3,5 м (рисунок 3.2). Приток осуществлялся с расходом 300 м³/ч и температурой 21 °С. В помещении находится 5 человек, суммарные явные теплопритоки заданы равными 300 Вт. Размерность расчетной сетки составила 2 100 тыс. ячеек, для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась k - ϵ модель турбулентности.

Результаты численного моделирования параметров воздушной среды в помещении при использовании моделей № 1 – 3 показали, что упрощенная постановка модели №2 приводит к искажению как средних, так и локальных значений параметров микроклимата в объеме помещения. Так, получено, что задание величины явных теплопритоков только в виде конвективной составляющей приводит к завышению скоростей в свободно-конвективных потоках теплого воздуха, формируемых над человеком (рисунок 3.5). При учете радиационного теплообмена (модель № 1) часть теплоты (конвективная составляющая) идет на нагрев воздуха около человека, теплый воздух затем

поднимается в верхнюю зону помещения, а часть (радиационная составляющая) рассеивается по помещению в результате радиационного теплообмена между поверхностями.

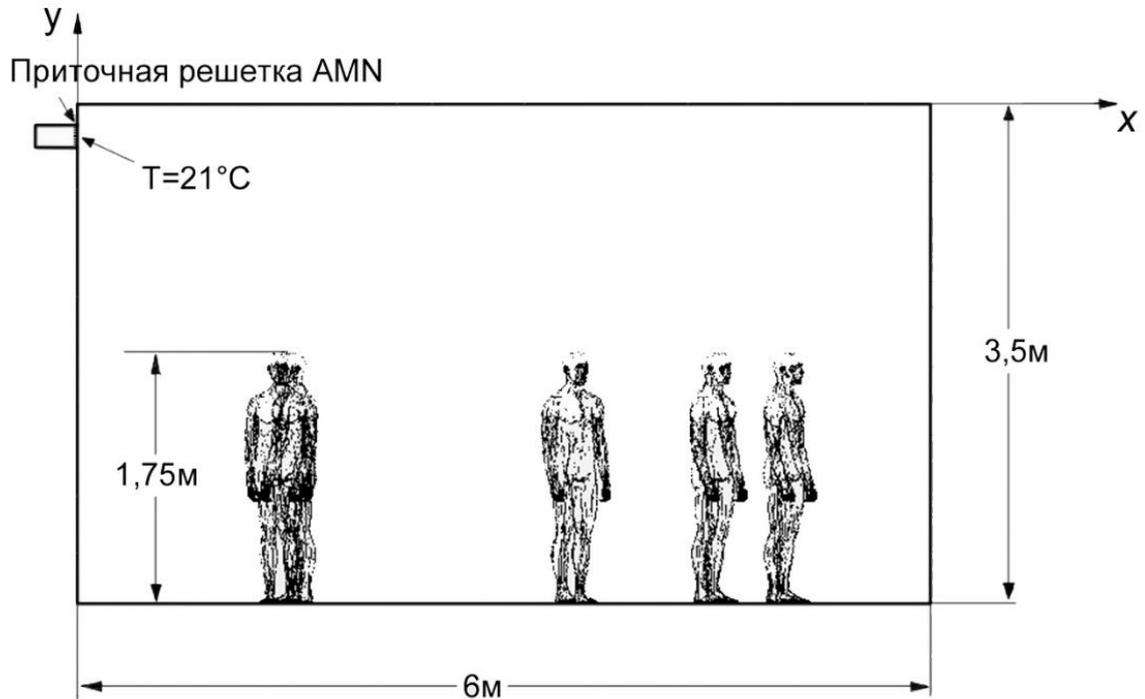


Рисунок 3.2 – Геометрия помещения

Получено, что модель №2 занижает средние температуры в объеме помещения, в частности температуру в обслуживаемой зоне (таблица 3.1). В рассмотренном случае как занижение средней температуры (на $\approx 0,2^{\circ}\text{C}$), так и завышение скоростей воздуха (на $\approx 0,1\text{ м/с}$) в конвективном потоке нагретого воздуха над человеком не значительно (таблица 3.1, рисунки 3.3, 3.4). Однако, чем больше людей будет в помещении, тем больше будет отличие результатов для моделей № 1 и 3. Для задач с массовым пребыванием людей это отличие будет максимальным, так как для таких задач формируемая схема циркуляции воздуха определяется свободно-конвективными потоками от людей. В этом случае, их неправильное представление будет оказывать существенное влияние на формируемое распределение параметров микроклимата.

Хорошо показавшим себя компромиссом между моделями № 1 и 2, является модель № 3, в которой конвективная часть явных теплопритоков зафиксирована и задается с поверхности человека, а оставшаяся часть явных теплопритоков равномерно распределяется по помещению с помощью задания источникового члена в уравнении энергии. При этом уравнение радиационного теплообмена не решается.

Получено, что и локальные, и средние характеристики воздушной среды, рассчитанные при использовании модели № 3 практически совпадают со значениями, полученными на модели № 1, в рамках которой решаются уравнения радиационного теплообмена.

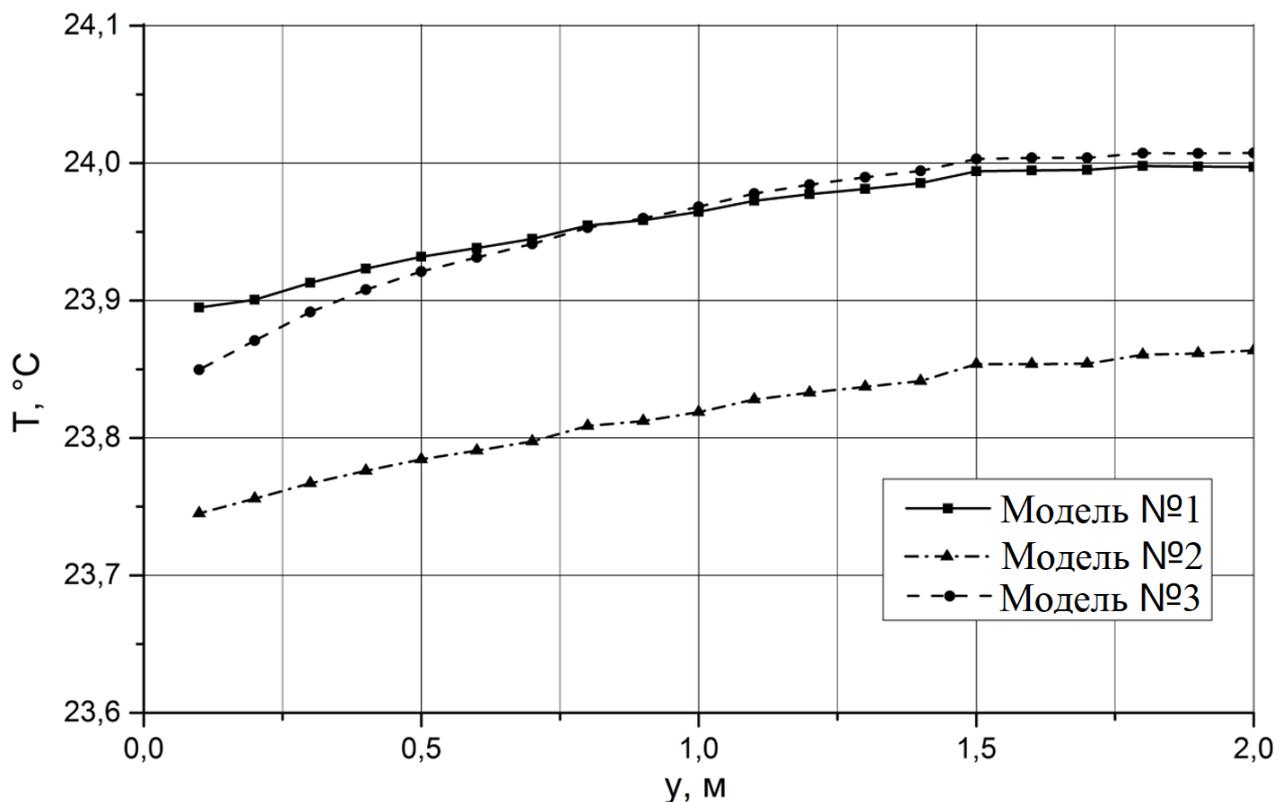


Рисунок 3.3 – Изменение среднего (по горизонтальному сечению) значения температуры по высоте обслуживаемой зоны при использовании различных моделей учета радиационного теплового потока от человека

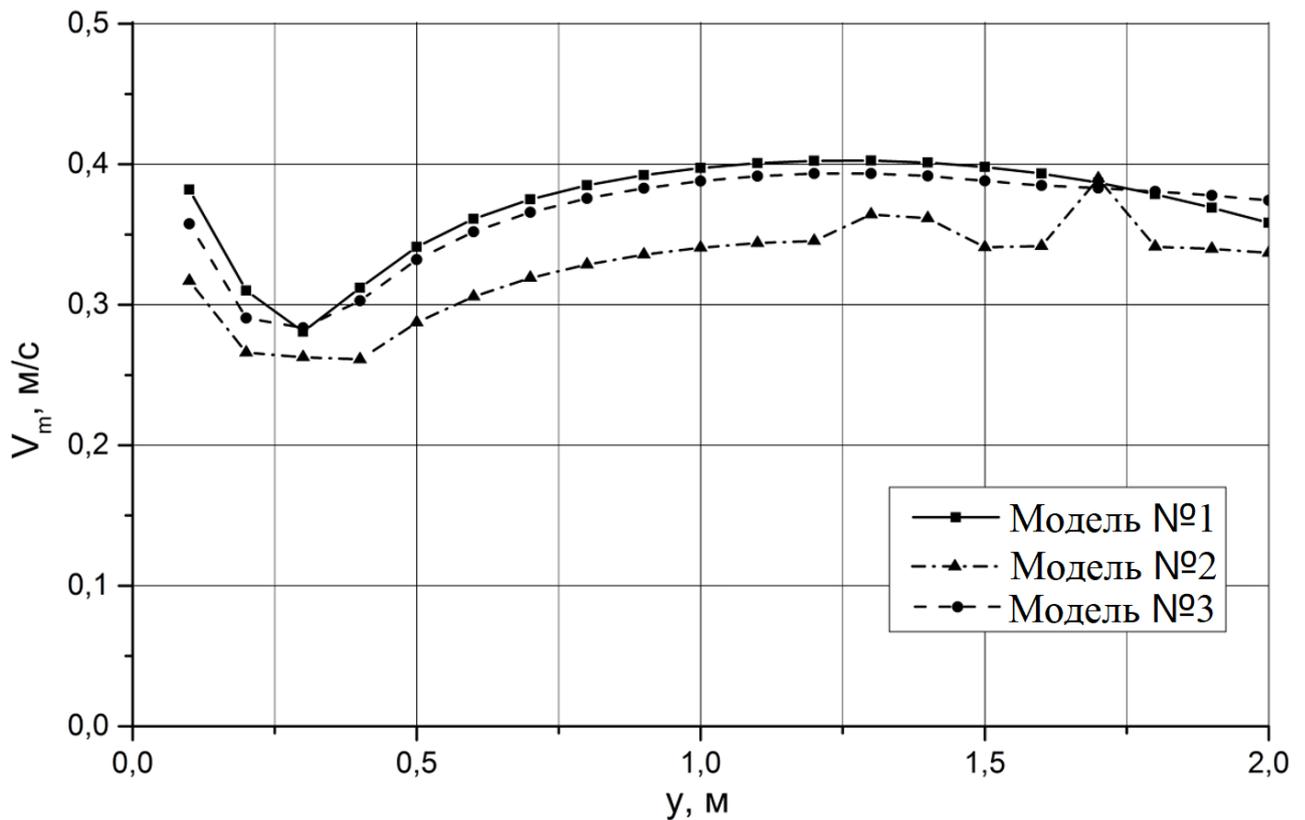


Рисунок 3.4 – Изменение максимальной скорости воздуха по высоте обслуживаемой зоны при использовании различных моделей учета радиационного теплового потока от человека

Таблица 3.1 – Влияние модели учета радиационных теплопритоков от человека на параметры воздушной среды в помещении

Модель учета радиационных теплопритоков от человека	$t_{\text{ср о.з.}}$, °C	$V_{\text{ср о.з.}}$, м/с	V_{max} , м/с	t_{min} , °C
Модель № 1	24,0	0,1	0,4	23,5
Модель № 2	23,8	0,1	0,5	23,6
Модель № 3	24,0	0,1	0,4	23,5

Таким образом, для задач, в которых нет необходимости учета радиационного теплообмена (подробнее см. раздел 3.2), допустимо для сокращения требуемых вычислительных ресурсов исключать уравнение радиационного теплообмена из системы решаемых уравнений, а радиационные теплопритоки от человека распределять равномерно в объеме помещения с помощью источникового члена в уравнении энергии.

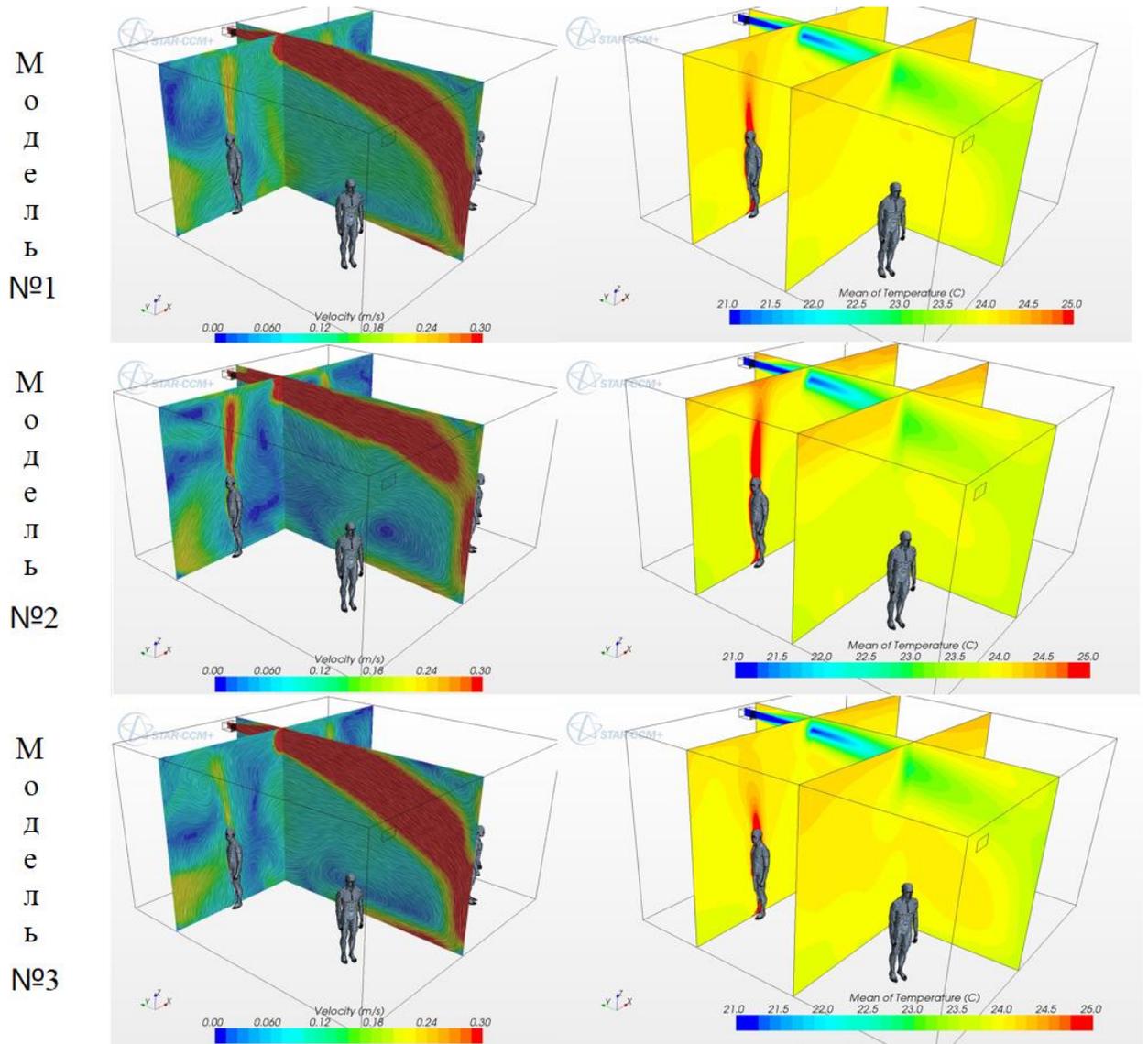


Рисунок 3.5 – Распределение модуля скорости и температуры в вертикальных сечениях помещения при использовании различных моделей учета радиационного теплового потока от человека

3.1.2 Определение условий комфортности, индекса PMV

Расчет индекса PMV был сделан на основе зависимостей, приведенных в разделе 1.5. Для получения полей PMV при расчете методами численного моделирования был разработан алгоритм на языке программирования C, который подключался к программе *Simcenter STAR-CCM+* в виде пользовательского кода.

Расчет индекса PMV производился для каждой расчетной ячейки области, в результате которого получено пространственное распределение индекса PMV

по объему помещения. Результаты математического моделирования параметров микроклимата были использованы при анализе трех различных схем воздухораспределения. Размеры помещения, расход и температура приточного воздуха и количество людей аналогичны данным, приведенным в разделе 3.1.1.

Результаты расчета параметров воздушной среды при подаче воздуха настилающейся на потолок струей (ВР №1, решетка АМН 300 x150, Арктос), закрученной струей (ВР№2, диффузор *OD-11-200, Hidria*) и динамическим потоком (ВР №3, ВГК 400x200, Арктос) представлены на рисунке 3.8.

При расчете поля PMV по формулам (1.19) – (1.25) приняты значения теплопродукции человека $M=58.2 \text{ Вт/м}^2$ и термического сопротивления одежды $R_{cl}=0.14 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$.

На рисунке 3.6 представлены графики изменения средних по горизонтальному сечению значений PMV по высоте обслуживаемой зоны, а на рисунке 3.7 – изменение минимального в горизонтальном сечении значения PMV по высоте помещения. Наибольший разброс величины PMV получен для схемы ВР №1, в то время как схемы ВР№2 и ВР№3 характеризуются более равномерным распределением PMV по высоте обслуживаемой зоны.

При анализе поля индекса PMV видно, что локально низкие его значения наблюдаются там, где поле температуры равномерно, но есть зоны с высокими скоростями, как например, это видно для схемы ВР№1 вблизи стен и пола помещения. А повышенные значения, там, где поле температуры равномерное, но присутствует локальная застойная зона с низкой подвижностью воздуха, как для схемы № 2.

Отметим, что для задач вентиляции и кондиционирования помещений большого объема, в т.ч. при наличии существенных теплопритоков от солнечного излучения, отличия в распределении индекса PMV в зависимости от выбранной схемы воздухораспределения будет еще более существенными.

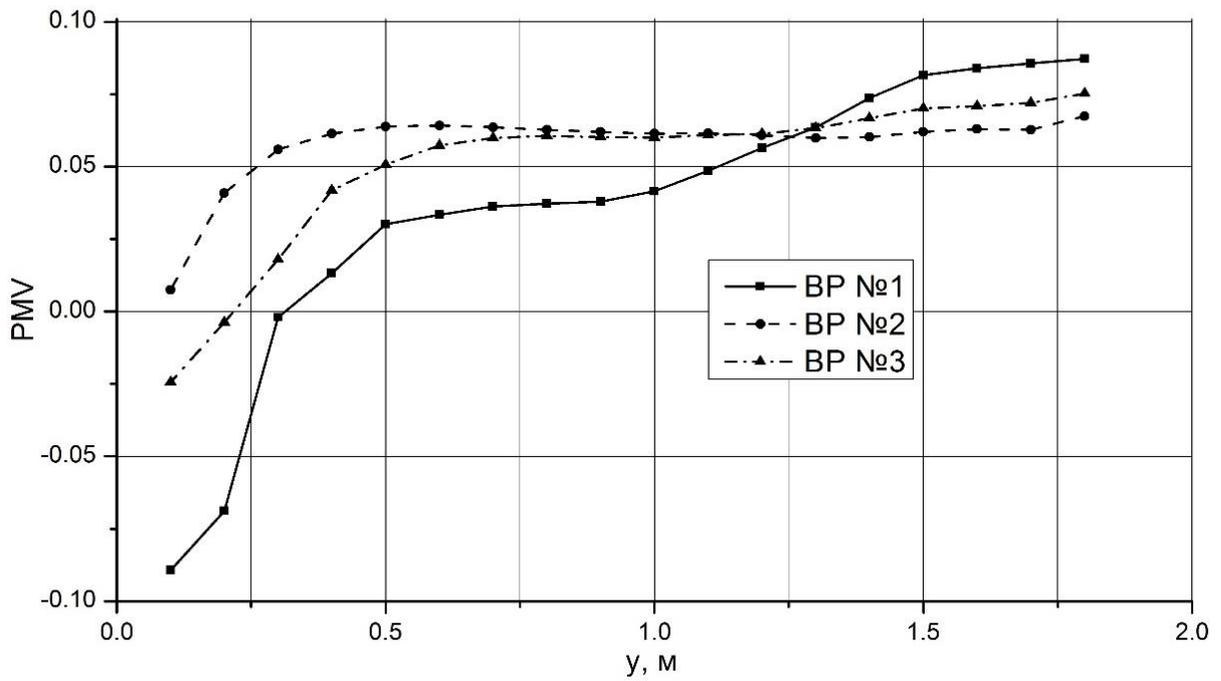


Рисунок 3.6 – Изменение среднего (по горизонтальному сечению) значения PMV по высоте рабочей зоны

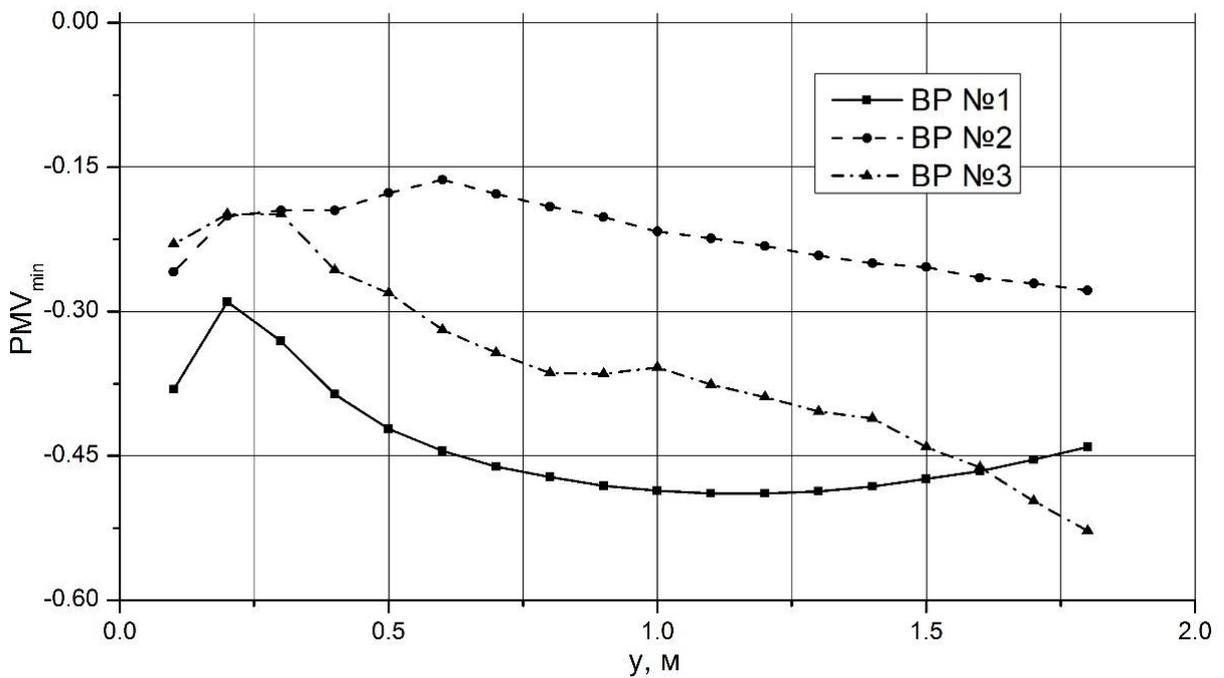


Рисунок 3.7 – Изменение минимального (по горизонтальному сечению) значения PMV по высоте рабочей зоны

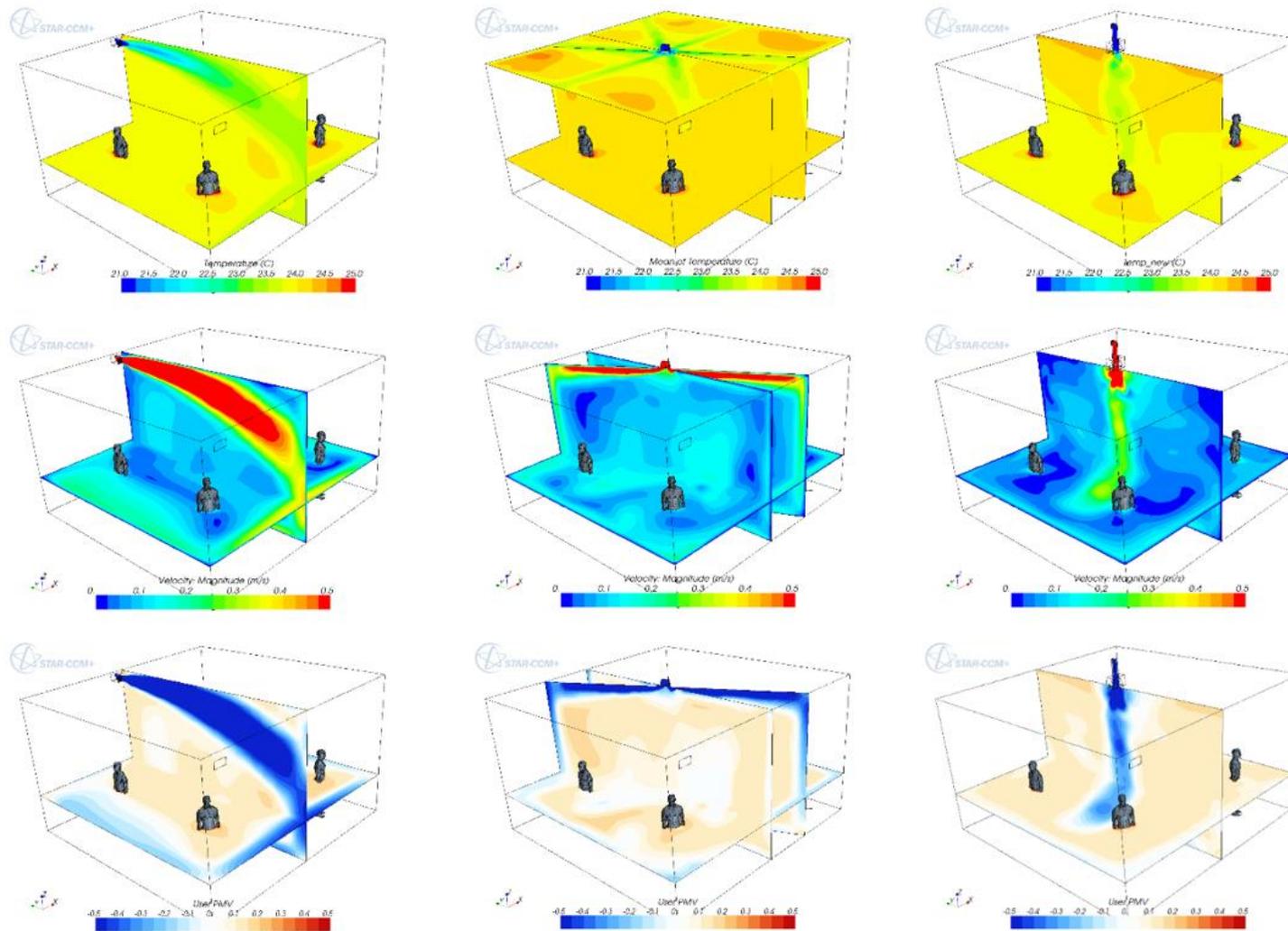


Рисунок 3.8 – Влияние схемы воздухораспределения: а) поле температуры; б) поле скорости; в) индекса PMV

3.1.3 Детализация описания человека

Разрабатываемые математические модели должны характеризоваться не только достоверностью получаемых на основе их решений, но и быть адаптированы с точки зрения затрачиваемых человеческих и вычислительных ресурсов. В противном случае численные методы будут применяться только для научно-исследовательских работ, посвященных воздухораспределению и воздухообмену (что тоже немаловажно), не смогут быть частью проектных работ сложных объемов общественных зданий.

Так как человек является неотъемлемой частью внутренней среды общественного здания, то при численном моделировании микроклимата помещений общественных зданий, для которых разрабатываются решения по организации воздухообмена, необходимо включать 3D модель человека. В зависимости от подробностей описания формы человека (головы, рук, ног и так далее), будет зависеть размерность расчетной сетки, а следовательно, и затраты времени на численные расчеты. Если в помещении находится 5 – 10 человек, то подробное описание формы человека не приведет к существенному увеличению общего времени, затрачиваемого на создание и численный расчет математической модели для анализа влияния человека на формирование микроклимата. Однако, для помещений с массовым пребыванием людей, к которым относятся зрительные залы, стадионы, ледовые арены, вестибюли, атриумы и другие, детальное описание поверхности людей приведет к существенным временным затратам для выполнения численного моделирования.

В связи с этим, необходимо разработать математическую модель человека, которая с одной стороны позволяла бы достоверно описывать вклад людей, находящихся в помещении, на формирующиеся поля микроклимата и CO₂, а с другой стороны максимально сократить детализацию описания поверхности человека с целью уменьшения времени создания и расчета численной модели.

Далее рассмотрено последовательное упрощение описания поверхности человека от модели № 1 к модели № 4 (рисунок 3.9).

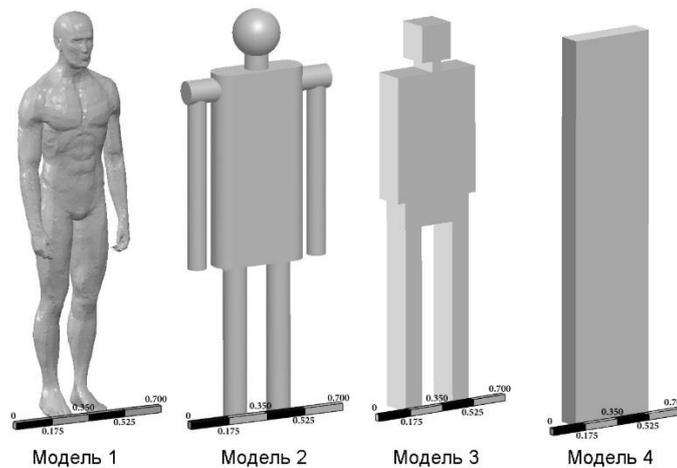


Рисунок 3.9 – Детализация описания поверхности человека для моделей №1- 4.

Для моделей № 1 – 4 сохранена общая площадь поверхности – $1,84 \text{ м}^2$, которая согласно исследованиям, является среднестатистической поверхностью тела взрослого человека [194]. При расчете нагрузок на системы кондиционирования воздуха принимаются среднестатистические данные потоков теплоты от человека, зависящие, согласно нормативным документам [132], от вида его деятельности. В связи с этим выбор постоянной площади для модели человека согласуется с подходом при проектировании систем ОВиКВ.

Количество ячеек расчетной сетки, построенной в объеме рассматриваемого помещения при использовании моделей № 1 – 4 изменялось от 2,3 млн. ячеек (для модели № 1) до 1,2 млн. ячеек (для модели № 4). Отметим, что 1 000 тыс. ячеек требуется для описания расчетной сетки приточной решетки и области распространения приточной струи. Поэтому количество ячеек для описания поверхности одного человека (всего в помещении 5 человек) и области в непосредственной близости от него изменялось от 260 тыс. ячеек (для модели № 1) до 40 тыс. ячеек (для модели № 4). То есть размерность расчетной сетки для описания геометрии человека отличалась более, чем в 6 раз.

Выбор допустимого упрощения описания поверхности человека при расчете параметров микроклимата произведен на основе сравнения средних и локальных параметров микроклимата и углекислого газа, формируемых в помещении, при использовании моделей № 1 – 4.

Параметры помещения, количество людей, расход и температура приточного воздуха, тепловыделения от человека аналогичные, приведенным в разделе 3.1.1. С поверхности людей задавался тепловой поток, при этом решались уравнения радиационного теплообмена. То есть в зависимости от подвижности воздуха у поверхности человека, температуры поверхностей в помещении в процессе итерационного расчета определялись доля конвективного и радиационного потока теплоты от общей величины явных тепловыделений человека.

Результаты численного моделирования параметров воздушной среды в помещении при использовании различной детализации поверхности человека показали (таблица 3.2, рисунки 3.10 – 3.12), что использование различных моделей человека не повлияло ни на средние значения температуры и подвижности воздуха, ни на локальное распределение параметров воздушной среды в помещении. Так, отличие в средних по объему значениях температуры составило менее 0,5%, скорости – мене 3%. Известно, что величина коэффициента конвективной теплоотдачи в общем случае зависит от подвижности воздуха вблизи поверхности, и в частности от режима конвективного теплообмена (естественный или вынужденный) [207, 235, 265], а также формы самой поверхности. Из таблицы 3.2 видно, для рассмотренных вариантов отличие в значениях коэффициента конвективной теплоотдачи с поверхности человека в среднем составило менее 10%.

Анализ средних и максимальных по горизонтальному сечению скоростей, средних и минимальных по горизонтальному сечению значений температуры (рисунки 3.10, 3.11) показал, что отличия по скорости не превышают 0,01 м/с, а по температуре 0,1 °С.

Таблица 3.2 – Средние по объему рабочей зоны параметры микроклимата и коэффициент теплоотдачи людей при различных способах его описания

Параметры	Температура воздуха, °С	Скорость воздуха, м/с	Коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)
Модель человека №1	23.9	0.111	5.6
Модель человека №2	23.9	0.109	5.6
Модель человека №3	23.9	0.108	5.1
Модель человека №4	23.9	0.109	5.1

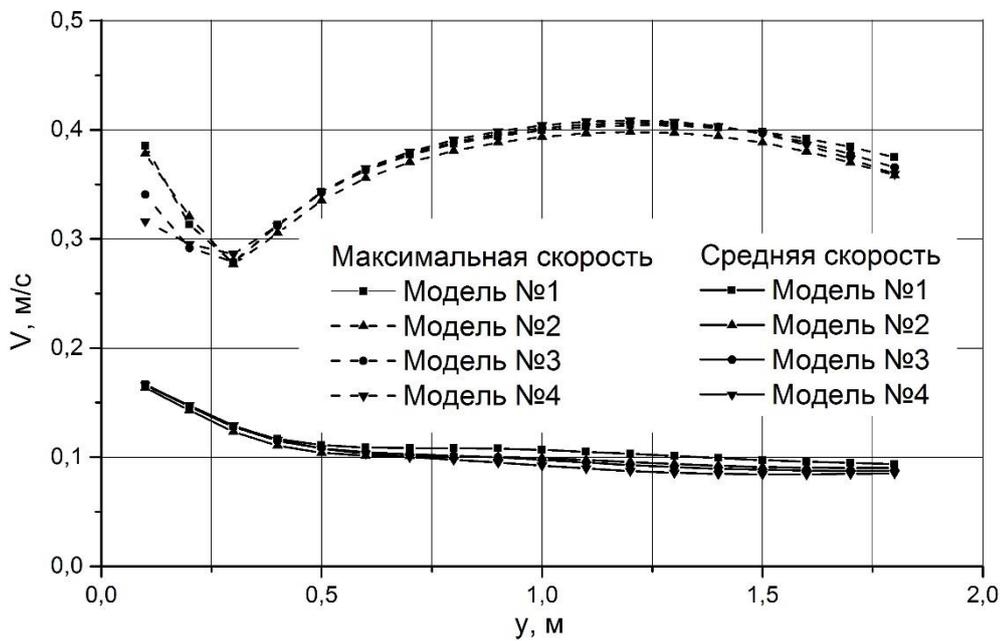


Рисунок 3.10 – Изменение подвижности воздуха по высоте рабочей зоны

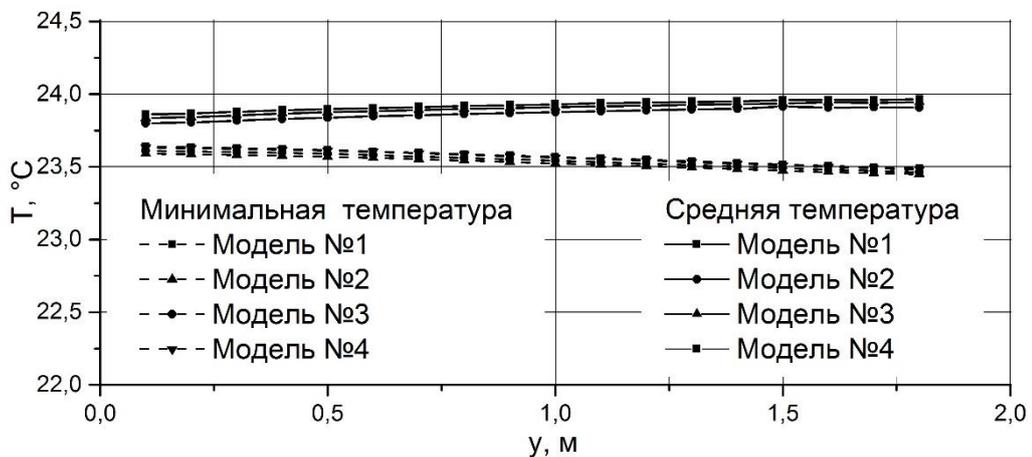


Рисунок 3.11 – Изменение температуры воздуха по высоте рабочей зоны

Распределение температуры и скорости воздуха по объему помещения для вариантов № 1 – 4, приведенные на рисунке 3.12, аналогичны для всех рассмотренных вариантов. В частности, близки значения скорости в свободно-конвективных потоках теплого воздуха, формирующихся над людьми.

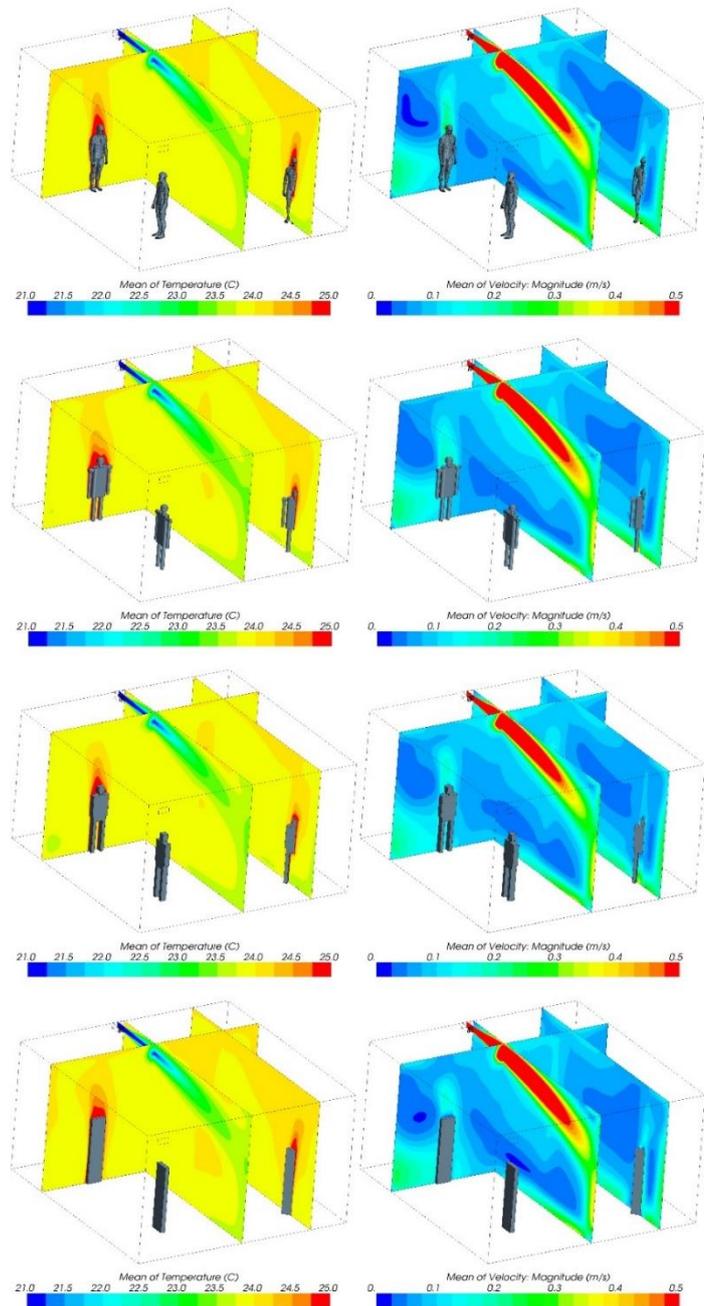


Рисунок 3.12 – Поля температуры и подвижности воздуха в вертикальных сечениях

Таким образом, получено, что при численном моделировании параметров микроклимата, формируемых при работе систем ОВиК в помещениях общественных зданиях, не требуется описание деталей тела человека,

достаточно использование схем №3 или №4, что позволяет обеспечить достаточную точность получаемых результатов. Использование детального описания поверхности человека в численных моделях не целесообразно также с точки зрения расходуемых человеческих и вычислительных ресурсов и может препятствовать интегрированию математического моделирования в проектно-исследовательские работы.

3.1.4 Учет закономерностей распространения в помещениях углекислого газа

Для управления качеством воздуха в помещениях большого объема с массовым пребыванием людей важно знать особенности распространения по объему углекислого газа, выдыхаемого людьми, для определения допустимых значений CO_2 в обслуживаемой зоне. Кроме того, определение области максимальных концентраций углекислого газа необходимо для выбора рациональных мест расположения вытяжных решеток при наличии или отсутствии рециркуляции в системах вентиляции.

Углекислый газ является тяжелым газом, так как его молярная масса в 1,5 раза больше молярной массы воздуха и, следуя такой логике, в помещениях, где основная вредность – это углекислый газ, выделяемый человеком, вытяжные решетки следовало бы располагать в нижней части помещения. Однако, как показывают результаты численного моделирования и натурных замеров [261], максимальная концентрация углекислого газа, как правило, наблюдается в верхней зоне помещения. В связи с этим, понимание механизма распространения по объему помещения углекислого газа, выдыхаемого людьми, поможет правильно прогнозировать места его максимальной концентрации.

Рассмотрено три фактора, которые могут влиять на распространение углекислого газа по помещению:

- 1) свободно-конвективные потоки, формируемые за счет всплывания нагретого вблизи поверхности человека воздуха;

2) температура выдыхаемого человеком воздуха, содержащего 4% углекислого газа;

3) схема организации воздухообмена: перемешивающая и вытесняющая.

Для анализа факторов № 1 – 3 были проведены численные расчеты для восьми математических моделей (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Отличия в задаваемых параметрах при проведении численного моделирования распространения углекислого газа от человека

Обозначение варианта расчета	Способ задания в модели тепловыделения от людей	Температура выдыхаемого людьми воздуха, содержащего 4% углекислого газа	Схема организации воздухообмена
Вариант №1.1	с поверхности людей	34	вытесняющая
Вариант №1.2	равномерно по обслуживаемой зоне	34	вытесняющая
Вариант №1.3	с поверхности людей	23	вытесняющая
Вариант №1.4	равномерно по обслуживаемой зоне	23	вытесняющая
Вариант №2.1	с поверхности людей	34	перемешивающая
Вариант №2.2	равномерно по обслуживаемой зоне	34	перемешивающая
Вариант №2.3	с поверхности людей	23	перемешивающая
Вариант №2.4	равномерно по обслуживаемой зоне	23	перемешивающая

Геометрия помещения, расход и температура приточного воздуха заданы аналогично разделу 3.1.1. Всего в помещении находится 5 человек, суммарные явные тепловыделения от людей заданы 300 Вт.

Расход выдыхаемого одним человеком воздуха, содержащего 4% CO₂, задан равным 0,6 м³/час.

Несмотря на то, что плотность углекислого газа в 1,5 больше плотности воздуха при той же температуре (температура выдыхаемого воздуха ≈34 °С, содержание углекислого газа 4%), плотность выдыхаемой смеси будет равна 1,08 кг/м³. При этом плотность воздуха в помещении при температуре, например,

24 °С равна 1,18 кг/м³. То есть, выдыхаемая человеком смесь будет легче окружающего его воздуха в помещении. Данные приведены для нормального атмосферного давления, что близко к значениям давления, которые могут быть в помещении с людьми.

Результаты численного моделирования вариантов №1.1 – 2.4 представлены в виде графиков зависимости безразмерных концентрации углекислого газа и температуры по высоте помещения (рисунки 3.13, 3.14).

Безразмерные концентрация CO₂ и температура учитывались таким образом (3.1), что их изменения по высоте помещения, в основном, находились в диапазоне от 0 до 1:

$$k_t^{-1} = \frac{t - t_{\text{пр}}}{t_{\text{выт}} - t_{\text{пр}}}, k_{CO_2}^{-1} = \frac{C - C_{\text{пр}}}{C_{\text{выт}} - C_{\text{пр}}} \quad (3.1)$$

где t , C – средние по горизонтальному сечению значения температуры, °С и концентрации углекислого газа.

Анализ результатов, полученных для восьми математических моделей, показал, что при перемешивающей схеме вентиляции (варианты №2.1 – 2.4) распределение температуры и углекислого газа практически равномерно по высоте помещения: значения их безразмерных величин близки к единице (рисунок 3.14). То есть интенсивный турбулентный тепломассообмен в помещении, имеющий место при перемешивающей схеме вентиляции, определяет распределение углекислого газа по его объему, делая второстепенным особенности формирования поля CO₂ вблизи человека.

При вытесняющей схеме вентиляции приточный воздух поступает в обслуживаемую зону помещения с низкими скоростями, «затапливая» её. В результате, условия формирования скоростей в свободно-конвективных потоках, формируемых вблизи человека, становятся значимыми и определяют распределение параметров воздушной среды по помещению.

Получено (рисунок 3.13), что без учета свободно-конвективных потоков теплого воздуха, поднимающихся от поверхности человека, выдыхаемый

человеком теплый воздух, содержащий 4% CO_2 (вариант № 1.2), вначале всплывает вверх, за счет более низкой плотности, по сравнению с воздухом в помещении, и соответственно, действия сил плавучести $\Delta\rho\vec{g}$. Плотность смеси воздуха с CO_2 постепенно увеличивается за счет уменьшения температуры всплываемого углекислого газа и на некоторой высоте становится равной плотности воздуха в помещении. После того, как температура поднимающегося вверх CO_2 и окружающего воздуха стали практически равны,, дальнейшее распространение углекислого газа в верхнюю часть помещения не происходит и максимальное значение его концентрации оказывается не под потолком, а на уровне 0,7 высоты помещения (рисунок 3.13).

Если принять, что температура выдыхаемого воздуха равна температуре окружающей среды (вариант №1.3), то распространение углекислого газа в помещении происходит за счет его вовлечения конвективными потоками, формируемые вблизи поверхности человека. В этом случае графики изменения безразмерных температуры и углекислого газа с высотой оказываются близки. Из-за того, что в зоне поступления углекислого газа его плотность оказывается выше плотности окружающего воздуха, присутствует локальная зона повышенного значения углекислого газа, формируемая ниже уровня головы за счет опускания газа с большей плотностью вниз. Затем смесь выдыхаемого воздуха нагревается теплыми потоками воздуха от человека, плотность ее снижается и CO_2 распространяется в верхнюю часть помещения.

Для варианта, когда явные теплопритоки от человека заданы с помощью равномерного тепловыделения по обслуживаемой зоне помещения и температура поступающего от человека углекислого газа принята равной температуре окружающего воздуха (вариант №1.4), CO_2 , поступая в помещение в районе головы человека, сначала распространяется вниз, а затем равномерно распределяется по всему его объему (рисунок 3.13).

Таким образом, получено, что на особенности распределения по объему помещения углекислого газа, выдыхаемого людьми, оказывает влияние как всплывание в области головы теплого газа с низкой плотностью, так и его

последующее вовлечение свободно-конвективным потоком теплого воздуха, формируемым близи нагретой поверхности человека.

С точки зрения разработки математической модели для расчета воздухообмена и воздухораспределения, получено, что при анализе проектного решения, основанного на вытесняющей схеме вентиляции, недопустимо в разрабатываемой модели заменять тепловыделения с поверхности людей на выделения в обслуживаемой зоне помещения, соответствующего значению суммарной величины явных теплопритоков. В противном случае, распределение углекислого газа по объему помещения, полученное в результате численного моделирования, будет существенно неверным.

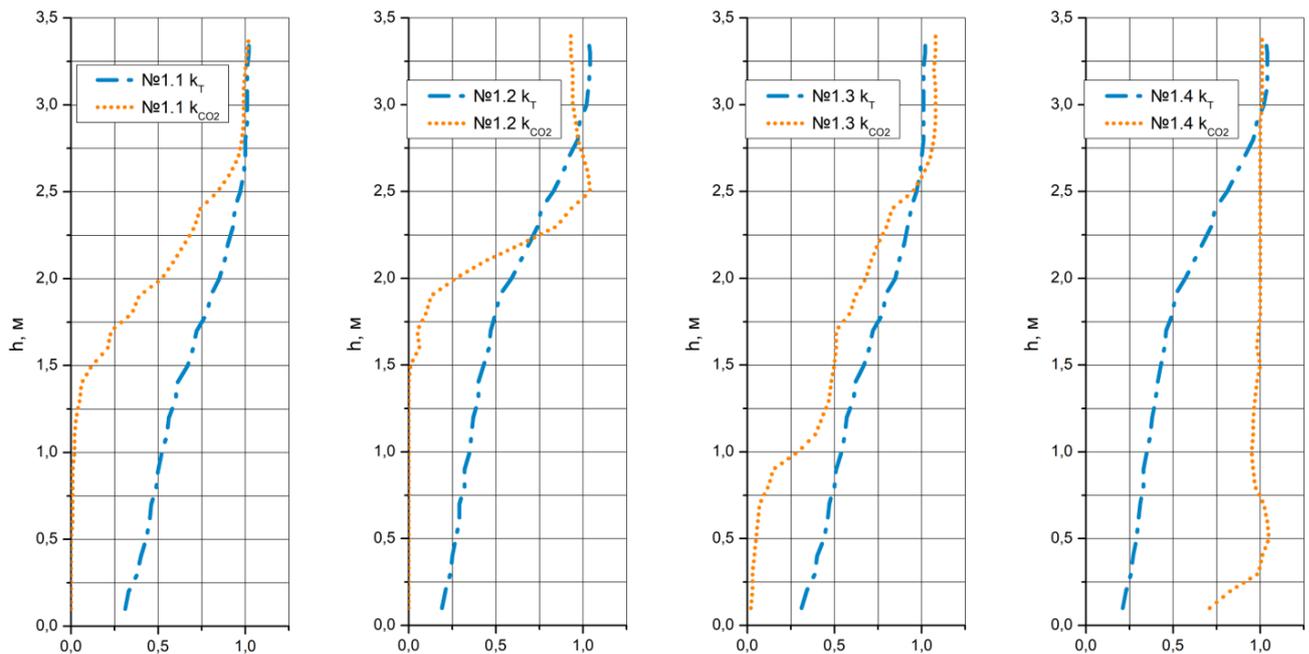


Рисунок 3.13 – Вытесняющая вентиляция

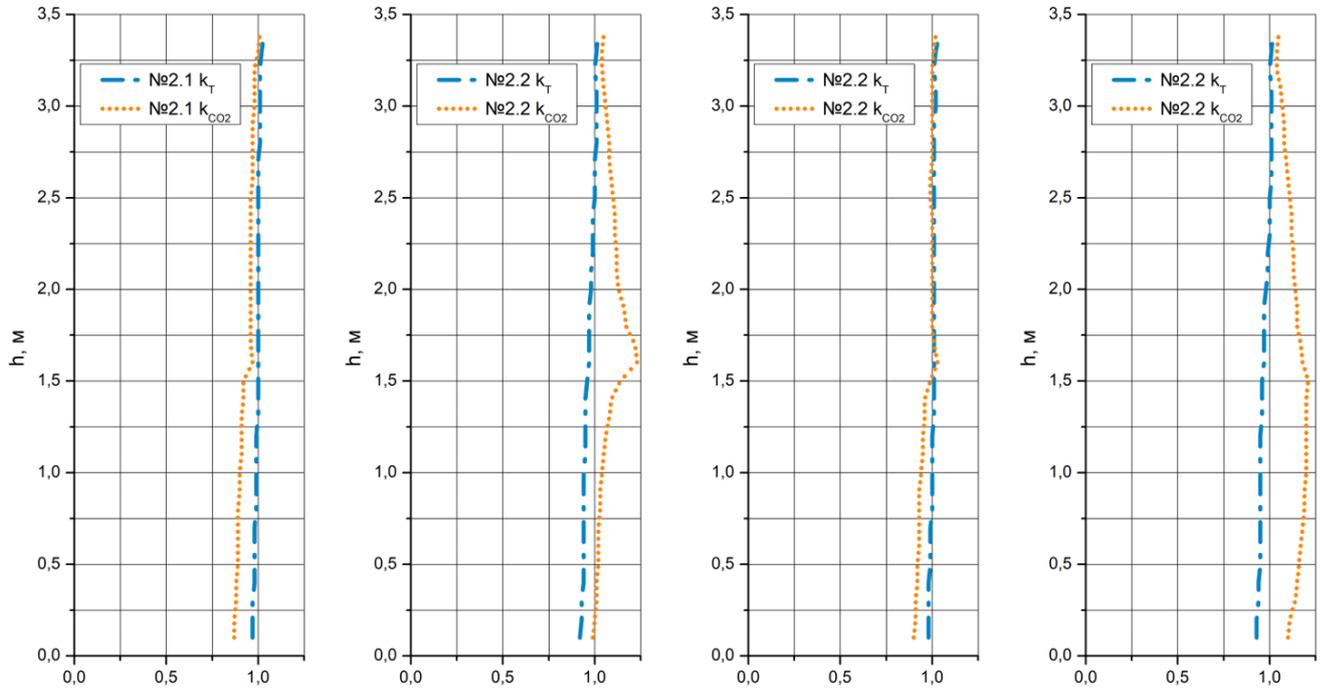


Рисунок 3.14 – Перешивающая вентиляция

Рассмотрено влияние на распространение по помещению углекислого газа, поступающего от людей, при следующих факторах:

- 1) схема организации воздухообмена: перемешивающая и вытесняющая;
- 2) наличие источника тепловыделения в верхней зоне помещения;
- 3) высота расположения вытяжного устройства.

Для анализа факторов № 1 – 3 были проведены численные расчеты для восьми математических моделей (таблица 3.4).

Источник тепловыделений в верхней зоне помещения был задан с помощью объемного источникового члена в уравнении энергии (2.7) для области под потолком 6 x 6 x 1 м:

$$q_V = \frac{360}{6 \cdot 6 \cdot 1} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}.$$

Наличие источника тепловыделений в верхней зоне характерно, например, для помещений с наличием оборудования сценического освещения.

Размер помещения в плане, расход и температура приточного воздуха, расположения и тепловыделения от людей аналогичны разделу 3.1.1. Высота помещения – 5,5 м.

Результаты численного моделирования вариантов № Б 1.1 – Б 2.4 представлены в виде графиков зависимости безразмерных концентрации углекислого газа и температуры от высоты помещения (рисунок 3.15). Безразмерные t и CO_2 введены согласно (3.1).

Таблица 3.4 – Отличия в задаваемых параметрах при проведении численного моделирования распределения углекислого газа и температуры в помещении

Обозначение варианта расчета	Расположение вытяжного устройства	Тепловыделения в верхней части помещения	Схема организации воздухообмена
Вариант № Б 1.1	непосредственно под потолком	нет	вытесняющая
Вариант № Б 1.2	на расстоянии 1 м от потолка	нет	вытесняющая
Вариант № Б 1.3	непосредственно под потолком	360 Вт	вытесняющая
Вариант № Б 1.4	на расстоянии 1 м от потолка	360 Вт	вытесняющая
Вариант № Б 2.1	непосредственно под потолком	нет	перемешивающая
Вариант № Б 2.2	на расстоянии 1 м от потолка	нет	перемешивающая
Вариант № Б 2.3	непосредственно под потолком	360 Вт	перемешивающая
Вариант № Б 2.4	на расстоянии 1 м от потолка	360 Вт	перемешивающая

Выводы о распределении углекислого газа при перемешивающей схеме вентиляции аналогичны, полученным вначале раздела 3.1.3: интенсивный турбулентный тепломассообмен в помещении, имеющий место при перемешивающей схеме вентиляции, определяет распределение углекислого газа по его объему. Распределение углекислого газа по объему помещения близко к равномерному и практически не зависит от наличия дополнительных источников теплоты, высоты расположения вытяжного устройства (рисунок 3.18).

При вытесняющей схеме вентиляции распределение углекислого газа по объему помещения оказывается чувствительным к наличию теплоступлений в верхней зоне помещения, а также к высоте расположения вытяжных устройств.

Задание теплопоступлений в верхней зоне помещения в математической модели описывает наличие, например, оборудования сценического освещения под потолком помещения, что характерно для многих объектов с массовым пребыванием людей. Получено, что при формировании под потолком помещения зоны с повышенными температурами («тепловой подушки»), углекислый газ, поднимающийся вместе со свободно-конвективными потоками от людей, распространяется вверх до начала области с высокими температурами (зона тепловыделений от оборудования освещения) и остается на этом уровне (рисунок 3.17). Дальнейшего всплывания углекислого газа не происходит: плотность смеси оказывается больше нагретого под потолком воздуха. Наиболее выражен данный эффект при расположении вытяжного устройства ниже зоны дополнительных тепловыделений (рисунок 3.15, вариант № Б 1.4). При этом значения концентрации CO_2 под потолком формируется за счет турбулентного обмена в помещении. Отметим, что при перемешивающей схеме вентиляции данный эффект расположения области с максимальной концентрацией углекислого газа на некотором расстоянии от потолка поймать не удалось. Последнее связано с интенсивным перемешиванием воздуха по всему объему помещения и соответственно разрушением стратификации по CO_2 .

Получено, что при отсутствии тепловыделений в верхней части помещения, высота расположенных вне обслуживаемой зоны вытяжных устройств не влияет на распределение температуры и углекислого газа по высоте помещения (рисунок 3.15, вариант № Б 1.1 и 1.2). То есть при расположении вытяжки выше уровня всех теплопоступлений в объеме помещения можно выбирать местоположение решеток руководствуясь удобством прокладки вентиляционных сетей, в этом случае это не повлияет на значения CO_2 и температуры на вытяжных устройствах, а также на распределение данных параметров по объему вентилируемого помещения.

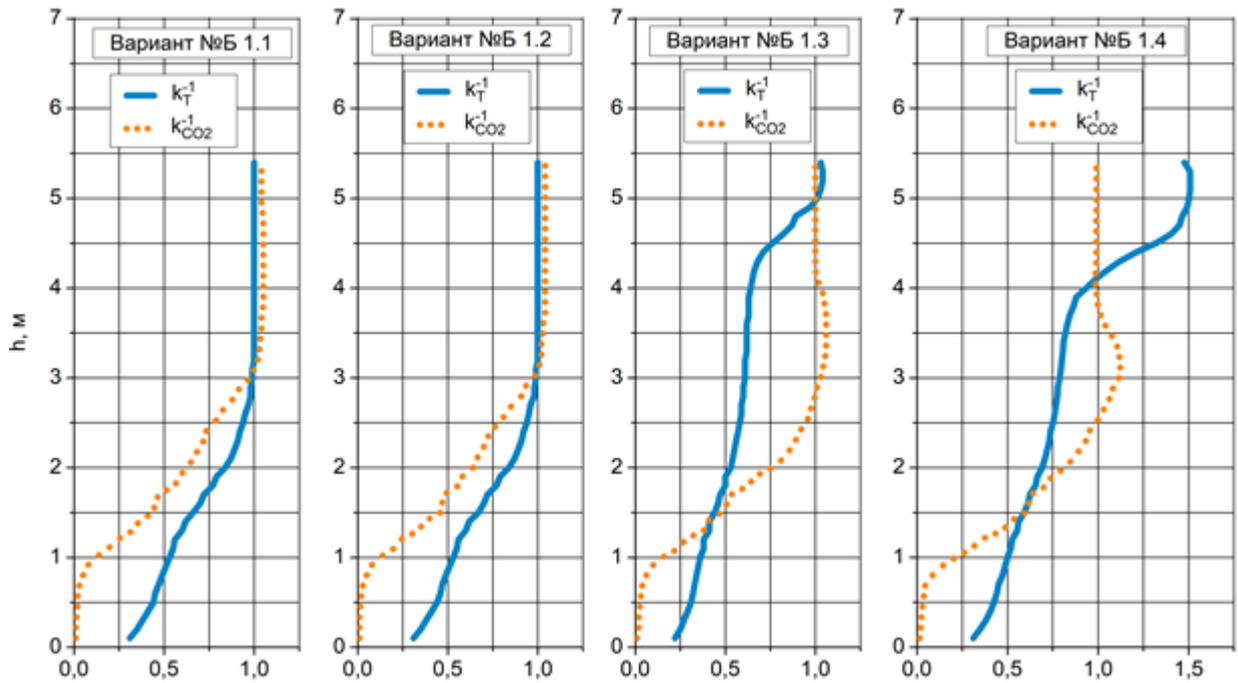


Рисунок 3.15 – Высота помещения 5,5 м. Вытесняющая вентиляция

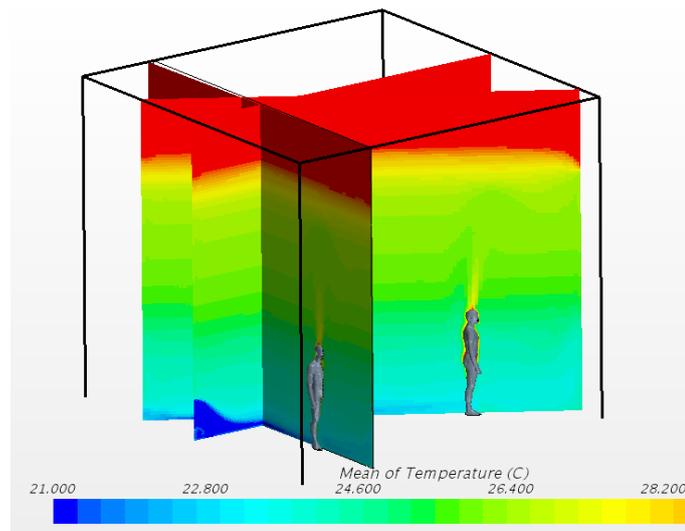


Рисунок 3.16 – Распределение температуры при наличии дополнительного источника теплоты в верхней зоне. Вытесняющая вентиляция

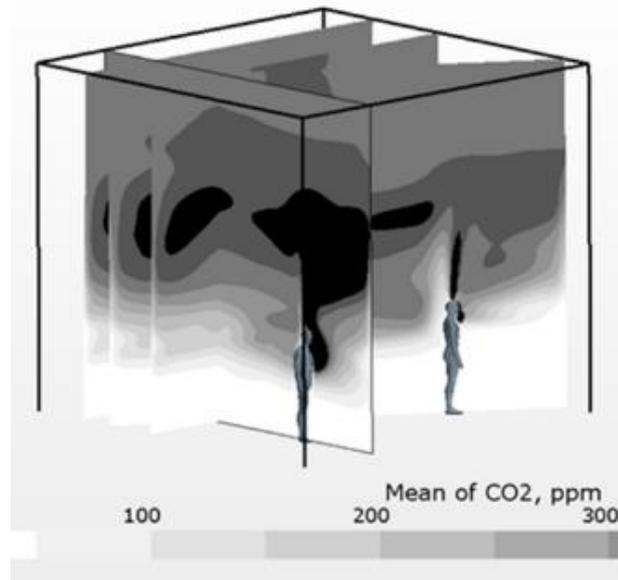


Рисунок 3.17 – Распределение CO₂ при наличии дополнительного источника теплоты в верхней зоне. Вытесняющая вентиляция

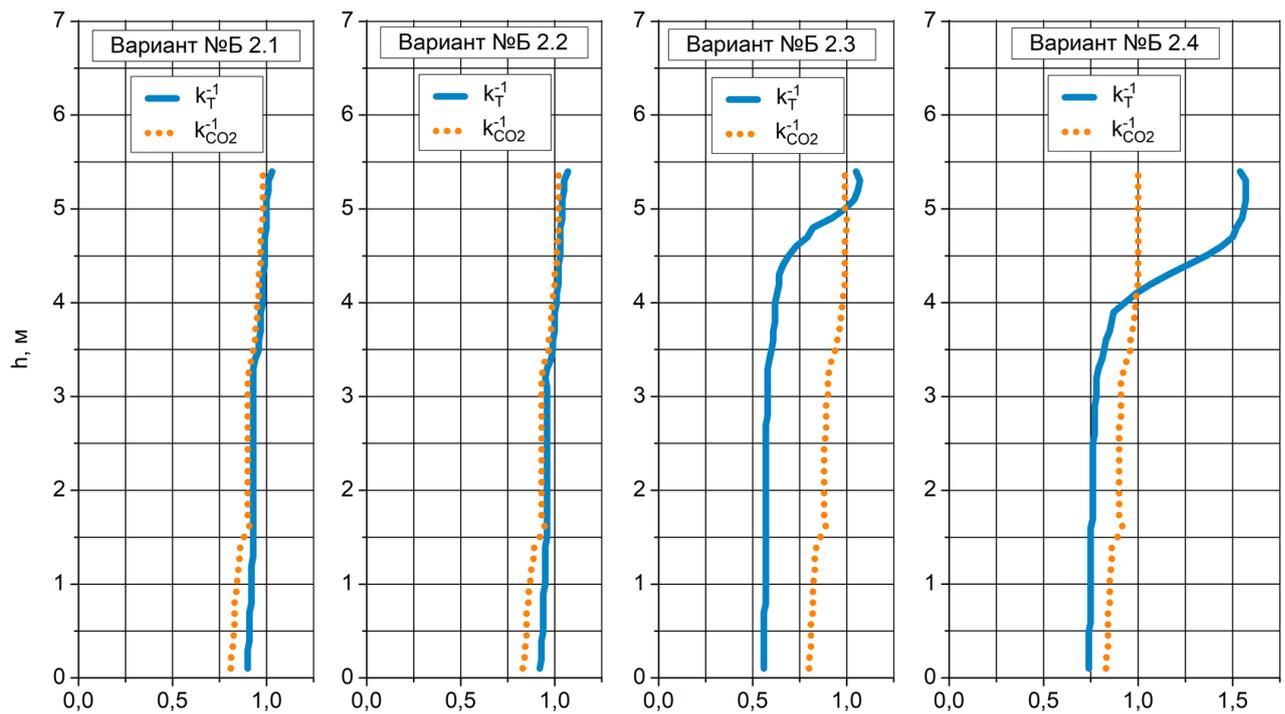


Рисунок 3.18 – Высота помещения 5,5 м. Перемешивающая вентиляция

Для рассмотренных вариантов № Б1.4 – 2.4 по распределениям температуры и углекислого газа, полученным в результате численного моделирования, были рассчитаны коэффициенты воздухообмена по температуре и углекислому газу согласно формулам (3.2):

$$k_t = \frac{t_{\text{выт}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{о.з.}} - t_{\text{пр}}}, k_{\text{CO}_2} = \frac{C_{\text{выт}} - C_{\text{пр}}}{C_{\text{о.з.}} - C_{\text{пр}}} \quad (3.2)$$

где $t_{\text{о.з.}}$, $C_{\text{о.з.}}$ – средние по объему обслуживаемой зоны значения температуры и углекислого газа, полученные в результате моделирования. Рассчитанные значения k_t и k_{CO_2} представлены в таблицах 3.5 и 3.6.

Получено, что характер распределения CO_2 и температуры по объему помещения зависит от многих факторов. Так при организации воздухообмена с помощью перемешивающей схемы вентиляции значения коэффициентов воздухообмена по температуре и углекислому газу близки между собой. В то время как при использовании вытесняющей вентиляции, коэффициент воздухообмена по углекислому газу чувствителен к условиям формирования воздушной среды в помещении и может существенно отличаться от коэффициента воздухообмена по температуре.

Таблица 3.5 – Коэффициенты воздухообмена по температуре и CO_2 для вытесняющей вентиляции

Коэффициент воздухообмена	Обозначение варианта расчета			
	№ Б 1.1	№ Б 1.2	№ Б 1.3	№ Б 1.4
k_t	1.84	1.83	2.73	2.00
k_c	3.7	3.67	3.40	2.8

Таблица 3.6 – Коэффициенты воздухообмена по температуре и CO_2 для перемешивающей вентиляции

Коэффициент воздухообмена	Обозначение варианта расчета			
	№ Б 2.1	№ Б 2.2	№ Б 2.3	№ Б 2.4
k_t	1.08	1.06	1.75	1.33
k_c	1.17	1.13	1.19	1.15

Кроме того, численные методы расчета позволяют обоснованно принимать решения при проектировании систем ОВиК конкретного объекта для тепловоздушного режима и качества воздуха помещений большого объема и высоты, например, определять высоту расположения решеток забора воздуха на рециркуляцию или удаление в зависимости от характера распределения по высоте температуры и концентрации CO_2 .

3.1.5 Учет движения людей в математической модели

При разработке математических моделей необходимо учитывать в той или иной степени влияние движущихся объектов. Это связано с формированием за движущимися спортсменами объектами турбулентного следа с повышенной интенсивностью турбулентности по сравнению с окружающим воздухом. Например, температурное поле, формирующееся над ледовой поверхностью, существенно зависит от того, есть на поле движение людей или нет. В крытых спортивных аренах в области ледовой поверхности при движении спортсменов имеет место интенсивное перемешивание воздуха, и как следствие, теплоотдача от ледовой поверхности увеличивается, а температура в зоне катания хоккеистов понижается.

При расчете и проектировании систем вентиляции и кондиционирования чаш ледовых арен одним из основных нормируемых параметров является температура воздуха на отметке 1 м над ледовой поверхностью. В связи с этим при использовании численных методов для расчета и анализа воздухораспределения ледовых арен в режиме «Матч», а именно этот режим как правило является основным при расчетах, необходимо учитывать в модели кроме наличия большого количества людей также и движущихся спортсменов.

Основная идея разработанного подхода (на примере k -е модели турбулентности) заключается в изучении на базе тестовых расчетов параметров кинетической энергии турбулентности и скорости ее диссипации, генерируемых в следе за движущимся спортсменом (рисунки 3.19 – 3.22). Далее в систему дифференциальных уравнений расчета кинетической энергии турбулентности k (2.14) и скорости ее диссипации ε (2.15) вводятся источники члены Q_k , Q_ε , генерирующие турбулентность в зоне над ледовой поверхностью тем самым имитируя движение спортсменов (3.3):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t(p + p_B) - \rho \varepsilon + Q_k \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t p + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t p_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + Q_\varepsilon,$$

Поля турбулентного течения, приведенные на (рисунках 3.19 – 3.22) получен при следующих условиях:

- размер расчетной области – 20 x 10 x 10 м;
- количество расчетных ячеек – 500 000;
- параметры на входной границе:
 - а) однородный профиль скорости $V_x = 45 \frac{m}{c}$;
 - б) отношение турбулентной вязкости к ламинарной $\frac{\mu_t}{\mu} = 10$;
 - в) интенсивность турбулентности $TE=5\%$.
- на выходной границе $p=0$.

При этом значения источниковых членов выбираются таким образом, чтобы обеспечить в зоне ледового поля параметры турбулентности, схожие с характерными для движущихся спортсменов.

Так как в реальных условиях при движении спортсмена неизвестна точная скорость движения, а, следовательно, и время затухания возмущений, то при наличии возможности следует проводить калибровку разработанной модели для конкретных условий движения спортсменов (например, хоккейный матч, тренировка по шорт-треку, массовое и фигурное катание и пр.).

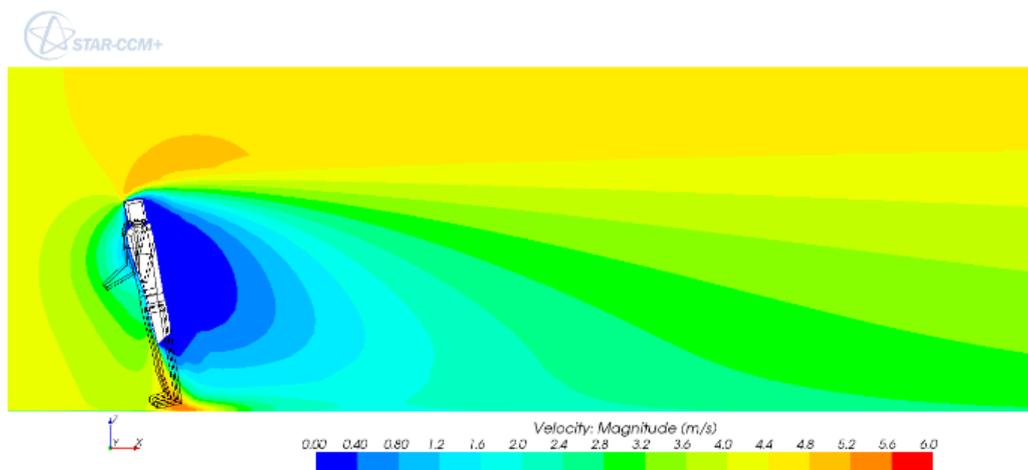


Рисунок 3.19 – Поле модуля скорости, формируемое при обтекании спортсмена, м/с

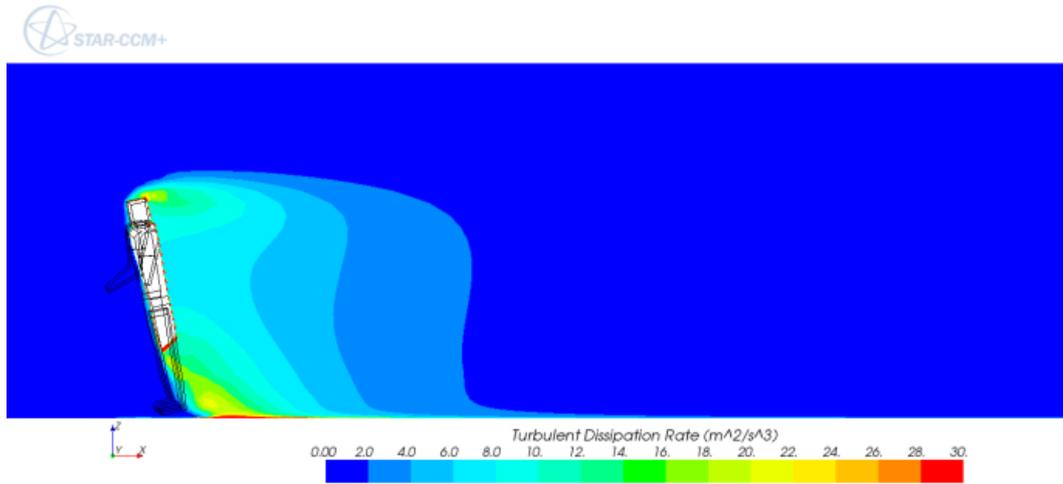


Рисунок 3.20 – Скорость диссипации кинетической энергии турбулентности, m^2/c^3

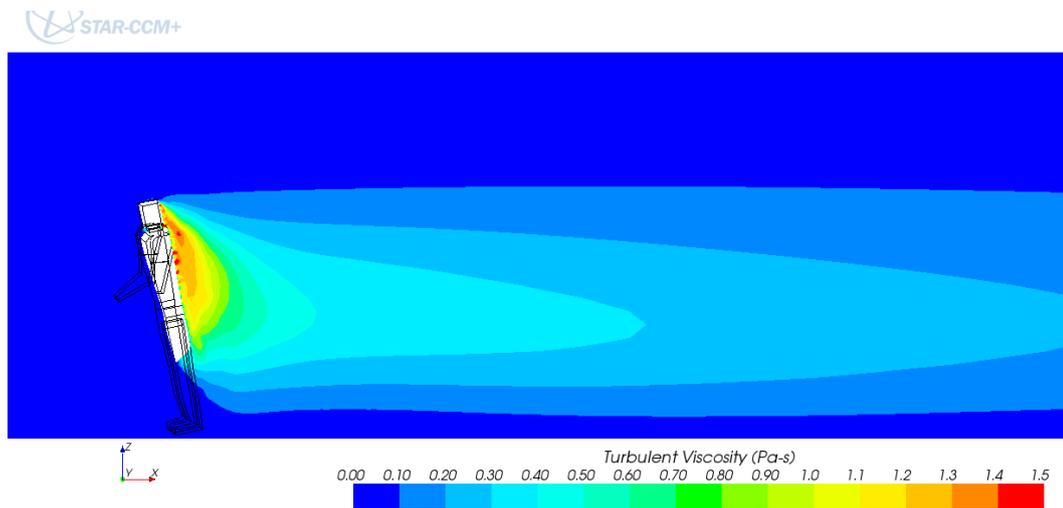


Рисунок 3.21 – Турбулентная вязкость, m^2/c

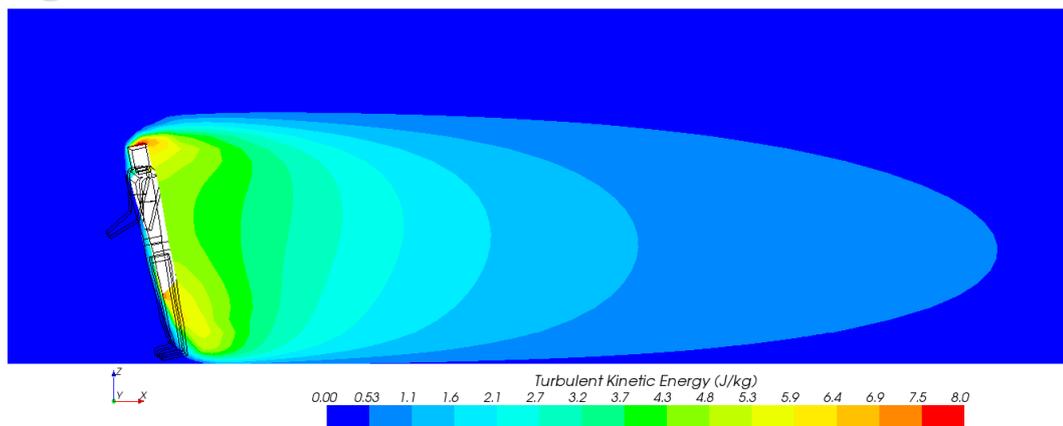


Рисунок 3.22 – Кинетическая энергия турбулентности, m^2/c^2

Такая калибровка была проведена в настоящей работе для ледовой арены «Айсберг» в условиях тренировки по шорт-треку. Были получены следующие результаты: $Q_k = 1.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}\cdot\text{с}^3}$, $Q_\varepsilon = 22 \frac{\text{кг}}{\text{м}\cdot\text{с}^4}$. Результаты замеров и расчетов при указанных выше источниках турбулентности приведены в Таблица 3.7.

Таблица 3.7 – Калибровка модели на расстоянии 0,5 м от поверхности льда

Условия проведения испытаний	Натурный эксперимент	Математическая модель
Спокойный лед	17,0 °С	17,2 °С
Тренировка по шорт-треку	15,1 °С	15,2 °С

Аналогичный подход применим при расчете «чистых» помещений, операционных и других помещений, где возмущение характеристик воздушной среды, связанное с движением людей, является основной проблемой при обеспечении стационарных условий.

Использование разработанного подхода позволяет при анализе проектного решения по системам ВКВ получать достоверные значения температуры и влажности воздуха не только в зоне трибун, но и над поверхностью льда.

3.2 Математические модели с учетом радиационного теплообмена

Как отмечалось выше дополнение системы уравнений (2.1) – (2.7) уравнениями радиационного теплообмена (2.58) заметно увеличивает трудоемкость решения численными методами задач вентиляции, связанных с обеспечением нормируемых параметров микроклимата. Поэтому, при исследовании воздушного режима зачастую исследователи не учитывают при моделировании наличие радиационного теплообмена между поверхностями помещений. Как показали исследования, неучет радиационного теплообмена при расчете воздухообмена и воздухораспределения для широкого круга задач приводит к недопустимо большим ошибкам в прогнозировании полей температуры в помещении и на его внутренних поверхностях.

В разделах 3.2.1 - 3.2.3 приведены результаты моделирования общественных зданий, выполненные с использованием двух вариантов математической модели: с учетом решения уравнения радиационного теплообмена и без учета. Часть результатов опубликована в [55].

3.2.1 Модель постановочного освещения для объектов культурно-зрелищного назначения

Излучение осветительных приборов, в отличие от излучения человека, компьютеров, бытовых приборов, происходит не только в длинноволновом диапазоне инфракрасного излучения ($\lambda=50 - 2000$ мкм), но и в диапазоне видимого ($\lambda=380 - 780$ нм) и коротковолновой части инфракрасного ($\lambda=0,74 - 2,5$ мкм) излучения.

Моделировать излучение осветительных приборов в указанных диапазонах длин волн при решении задач воздухораспределения не представляется возможным, так как это требует значительных вычислительных ресурсов и настолько подробных геометрических и теплофизических описаний самих светильников, что сделало бы невозможным применение подобных математических моделей на практике.

В математической модели следует провести отдельный учет узконаправленного высокочастотного излучения светильника (видимого и коротковолнового инфракрасного) и низкочастотного инфракрасного рассеянного излучения от осветительной арматуры, в том числе от корпусов светильников.

Техническая документация к осветительным приборам, как правило, содержит сведения о светоотдаче $\eta = \Phi_v/P$ (где Φ_v – световой поток на 1 Вт потребляемой мощности P). При разработке моделей кроме величины η необходимо знать освещенность поверхностей с учетом частотного спектра, а также для концертных и театральных залов необходимо учитывать общее количество энергии, падающее на освещаемую поверхность.

Помимо КПД самого источника света, осветительная арматура также поглощает часть светового потока, излучаемого источником света. Итоговая доля энергии, падающая на освещаемую поверхность (КПД светильника), может варьироваться в диапазоне 0,2 – 0,9.

Тогда плотность потока на освещаемую поверхность сцены в диапазонах видимого и коротковолнового инфракрасного излучения будет составлять $P \cdot \text{КПД}_{\text{светильника}} \cdot \zeta$, где ζ коэффициент поглощения материала поверхности сцены. Отразившееся от сцены излучение в количестве $P \cdot \text{КПД}_{\text{светильника}} \cdot (1 - \zeta)$ будет в конечном счете перераспределено по поверхностям зала. Теплоотдача светильника в длинноволновой части инфракрасного диапазона за счет конвекции и излучения составит $P \cdot (1 - \text{КПД}_{\text{светильника}})$.

В математической модели теплопоступления от постановочного освещения следует задавать на поверхности, куда направлены источники света (с учетом пятна освещения), в следующем виде:

$$\begin{aligned} q &= q_{\text{видимый диапазон}} + q_{\text{инфр. коротков. диапазон}} = \\ &= \sum_{i=1}^{N_{\text{светильников}}} P_i \cdot \text{КПД}_{\text{светильника},i} \cdot \zeta, \end{aligned} \quad (3.4)$$

где q – суммарные теплопоступления от постановочного освещения, приходящиеся на освещаемую поверхность, например, на сцену.

Оставшиеся теплопритоки от осветительных приборов задаются в виде теплового потока с поверхности i -ого светильника:

$$q_i = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} = P \cdot (1 - \text{КПД}_{\text{светильника},i}) \quad (3.5)$$

Чем выше подвижность воздуха в зоне светильников, тем больше теплоотдача с их поверхности будет происходить за счет конвекции и распространяться в верхней зоне объема помещения.

В объеме зала и сцены следует учитывать теплопоступления с помощью объемного источникового члена в уравнении энергии в размере (2.7):

$$S_Q = \sum_{i=1}^{N_{\text{светильников}}} P_i \cdot \text{КПД}_{\text{светильника},i} \cdot (1 - \zeta) \quad (3.6)$$

3.2.2 Модель помещения со светопрозрачными фасадами в холодный период года

Широкое применение в последние годы фасадных светопрозрачных конструкций (КФС) требует, в свою очередь, обоснование на стадии проектирования для зимнего периода ожидаемых значений температуры на внутренней поверхности конструкций. Ограничение значения температуры внутренней поверхности КФС [136] предотвращает выпадение на ней конденсата, что особенно важно для помещений со значительными влаговыделениями.

Следовательно, важным параметром, требующим определения при расчете численными методами параметров микроклимата, является температура внутренней поверхности фасадных конструкций. Примером таких помещений общественных зданий служат помещения бассейнов и аквапарков.

При разработке модели для таких объектов рассматривалось помещение бассейна с водной поверхностью площадью 391 м². Суммарный расход приточного воздуха, подаваемого с потолка через щелевые решетки, составил 26 000 м³/ч, температура приточного воздуха – 28 °С. Суммарные влаговыделения с поверхности зеркала бассейна и водных дорожек составило 198 кг/ч. Для поддержания в зале бассейна влажности 50% влагосодержание на притоке задано 4,6 г/кг.

Результаты расчета показали существенное отличие в значениях температуры на внутренней поверхности фасадных конструкций, получаемых при численном моделировании параметров микроклимата в помещении бассейна с учетом уравнения радиационного теплообмена и без него (рисунки 3.23 – 3.25). Сравнение результатов расчета приведено в таблице 3.8.

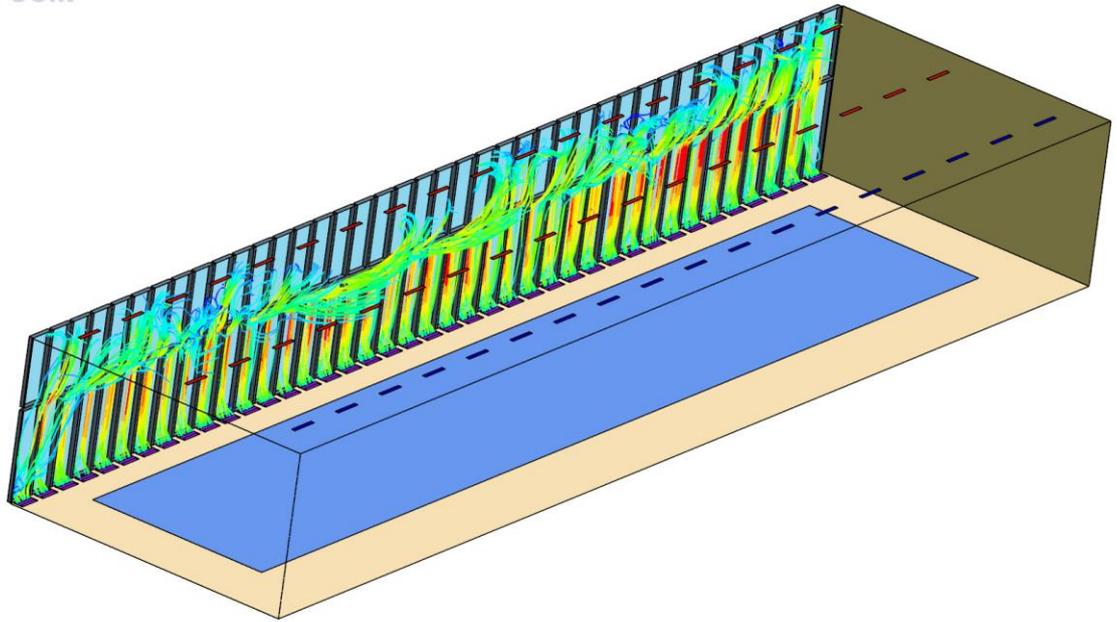


Рисунок 3.23 – Линии тока от конвекторов с принудительной подачей

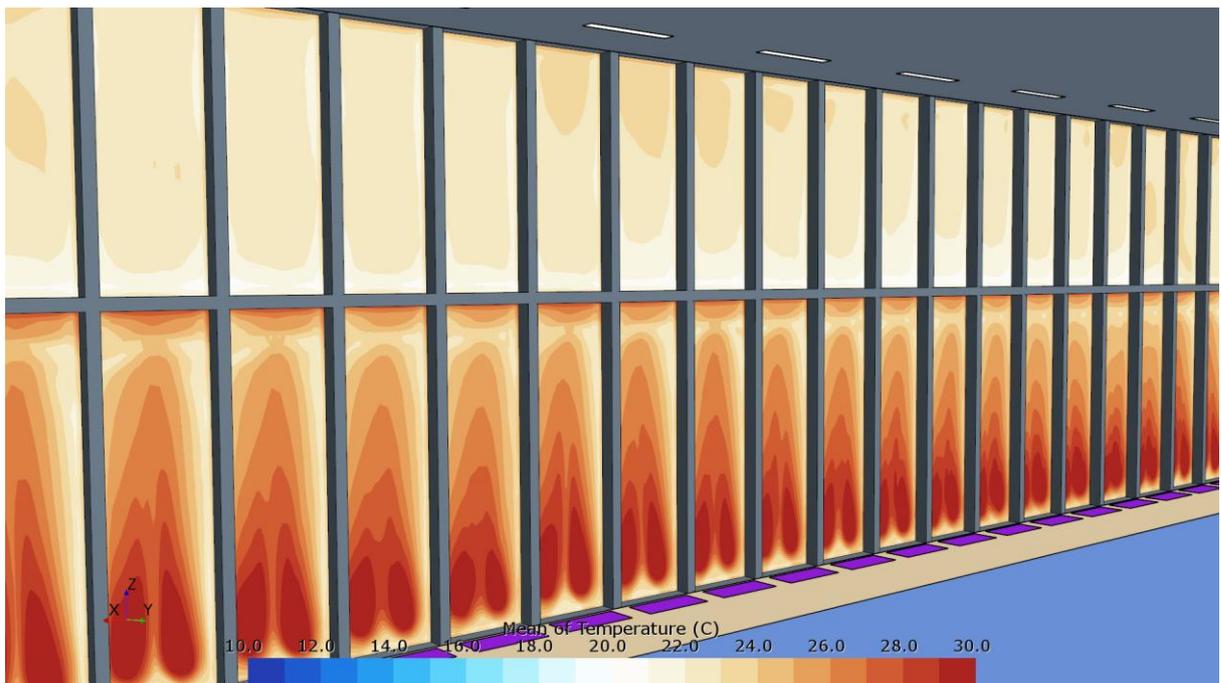


Рисунок 3.24 – Поле температуры на поверхности фасадной светопрозрачной конструкции. Математическая модель включает решение радиационного теплообмена

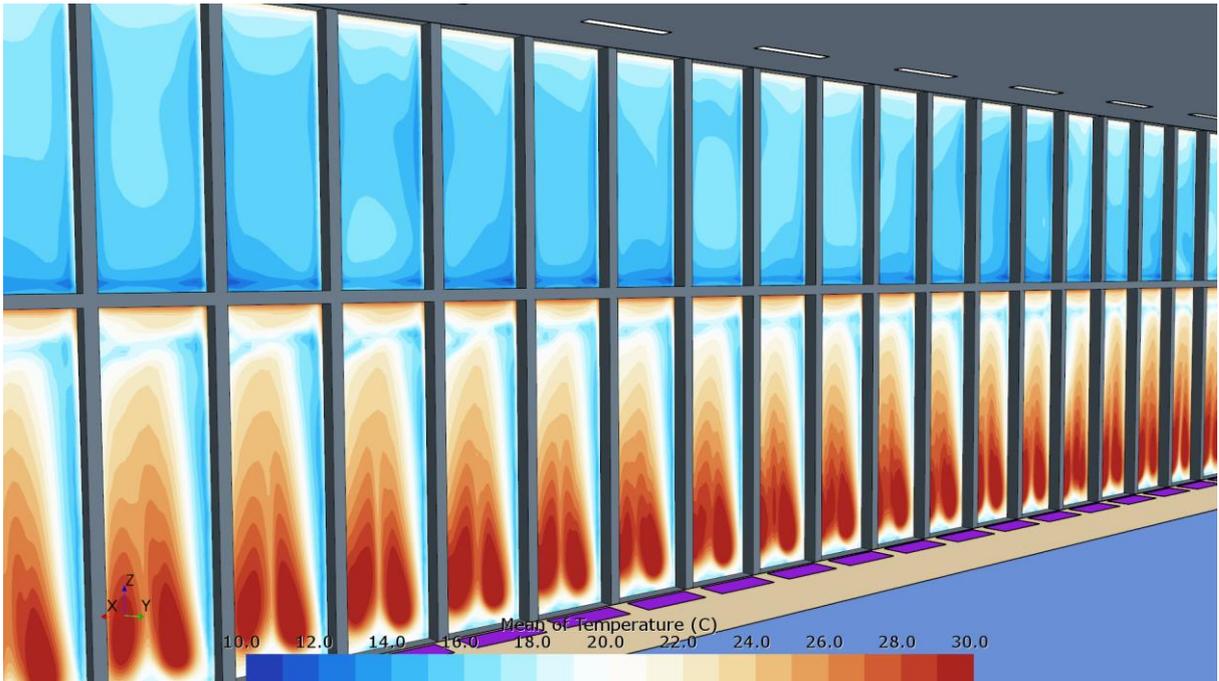


Рисунок 3.25 – Поле температуры на поверхности фасадной светопрозрачной конструкции. Математическая модель не включает решение радиационного теплообмена

Таблица 3.8 – Влияние радиационного теплообмена

Наименование варианта	температура фасада ниже ригеля, °С	температура фасада выше ригеля, °С	температура обслуживаемой зоны, °С
С учетом радиационного теплообмена	25,7	22,2	29,9
Без учета радиационного теплообмена	21,9	15,4	29,7

Результаты, приведенные в таблице 3.8, свидетельствуют, что в случае действия внутрипольных конвекторов непосредственно у поверхности конструкций нижняя часть имеет более высокую температуру за счет действия теплых струй. Температура внутренней конструкции при учете радиационного теплообмена оказалась выше на 3,8 °С для зоны ниже ригеля и на 6,8 °С выше для верхней зоны. Температуры в обслуживаемой зоне для сравниваемых вариантов практически одинаковы. Это связано с тем, что несмотря на более низкую температуру светопрозрачной конструкции, теплотери не увеличились, поскольку в модели учитывалась только конвективная часть

коэффициента внутренней теплоотдачи и не учитывается его радиационная часть (вследствие отсутствия решения уравнений радиационного теплообмена):

$$q = \alpha_{\text{вн.конв.}} (t_{\text{пом.воздух}} - t_{\text{фасада}}) + \alpha_{\text{вн.рад.}} (t_{\text{стенки помещ.}} - t_{\text{фасада}})$$

(при небольшой разнице в температуре поверхностей выражение для радиационного теплового потока приводят к линейному виду).

Такое отличие в температурах недопустимо при определении температуры на светопрозрачных конструкциях с целью оценки опасности возникновения конденсата. Поэтому в задачах со светопрозрачными конструкциями для оценки тепловлажностного режима требуется применение математической модели с учетом уравнения радиационного теплообмена.

3.2.3 Модель помещения с системой водяного напольного охлаждения

При разработке модели исследовалось влияние учета радиационного теплообмена на параметры микроклимата для 2 вариантов:

- 1) в объеме помещения есть источники тепловыделений, не связанные с прямым солнечным излучением, падающим на поверхности помещения;
- 2) основным теплопритоком в помещение является солнечное излучение, падающее на поверхность пола помещения.

В обоих случаях для охлаждения помещения предусмотрена система напольного водяного охлаждения и воздушное охлаждение.

Расчеты выполнены при следующих параметрах.

Размер помещения 20 x10 м, высота 6,7 м. Расход приточного воздуха $L=3\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$, температура приточного воздуха $t_{\text{пр}}=18\ \text{°C}$, подача приточного воздуха и вытяжка через решетки AMN (Арктос), размером 700 x 300 мм.

Вариант №1: теплопритоки в помещении составляют 11 кВт и не являются теплопритоками от солнечного излучения.

Вариант №2: теплопритоки в помещении составляют 24,3 кВт и обусловлены солнечным излучением, падающим на поверхность пола (Санкт-

Петербург, 15 июля, 15:00, светопрозрачный фасад помещения ориентирован на юг, учтен общий коэффициент солнечного пропускания).

Моделирование системы напольного охлаждения выполнено согласно разделу 3.4.3 Средняя температура воды задана – 19°C. Термическое сопротивление условного покрытия – 0,1 (м² К)/Вт.

Поля температуры в объеме помещения для Варианта № 1, рассчитанные на основе математической модели, включающей уравнение радиационного теплообмена, и на основе математической модели без учета радиационного теплообмена, представлены на рисунках 3.26, 3.27 соответственно.

На рисунке 3.28 представлены графики изменения температуры по высоте помещения для Варианта № 1 и Варианта № 2. Видно, что при отсутствии теплопритоков от солнечной радиации (Вариант № 1) неучет радиационного теплообмена в математической модели приводит к завышению температуры по объему помещения $\approx 1 - 1,5$ °С. При наличии солнечной радиации, падающей на поверхность покрытия с системой напольного охлаждения, неучет в модели радиационного теплообмена приводит к завышению получаемой в результате численного моделирования температуры воздуха в помещении на 5 – 10 °С.

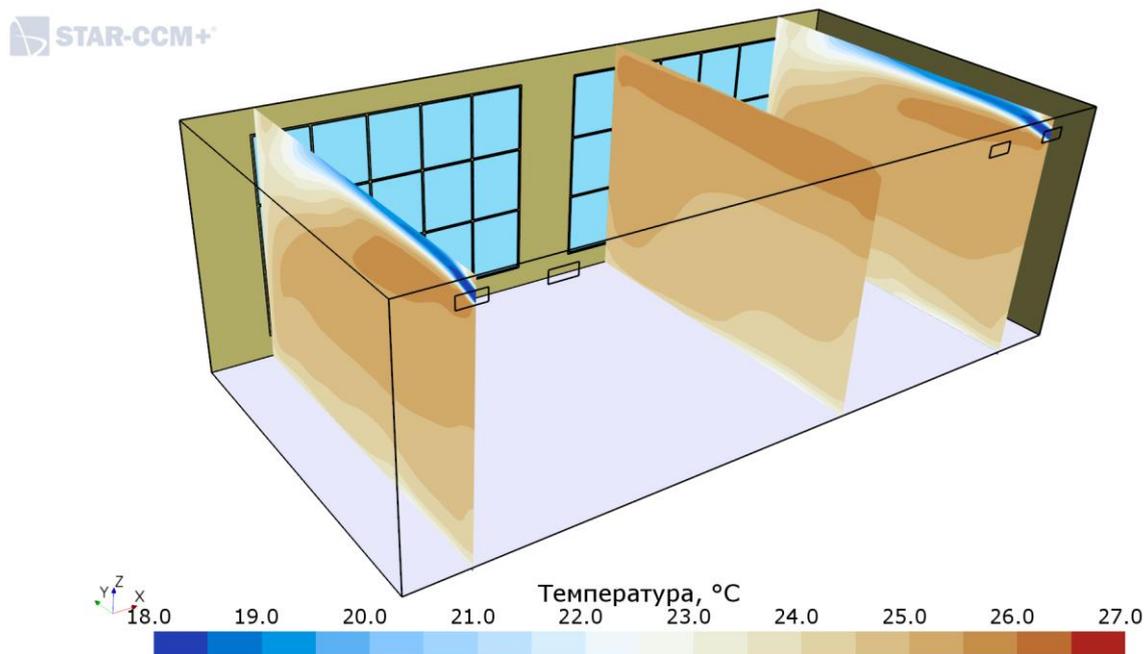


Рисунок 3.26 – Поле температуры в объеме помещения. Математическая модель включает решение радиационного теплообмена

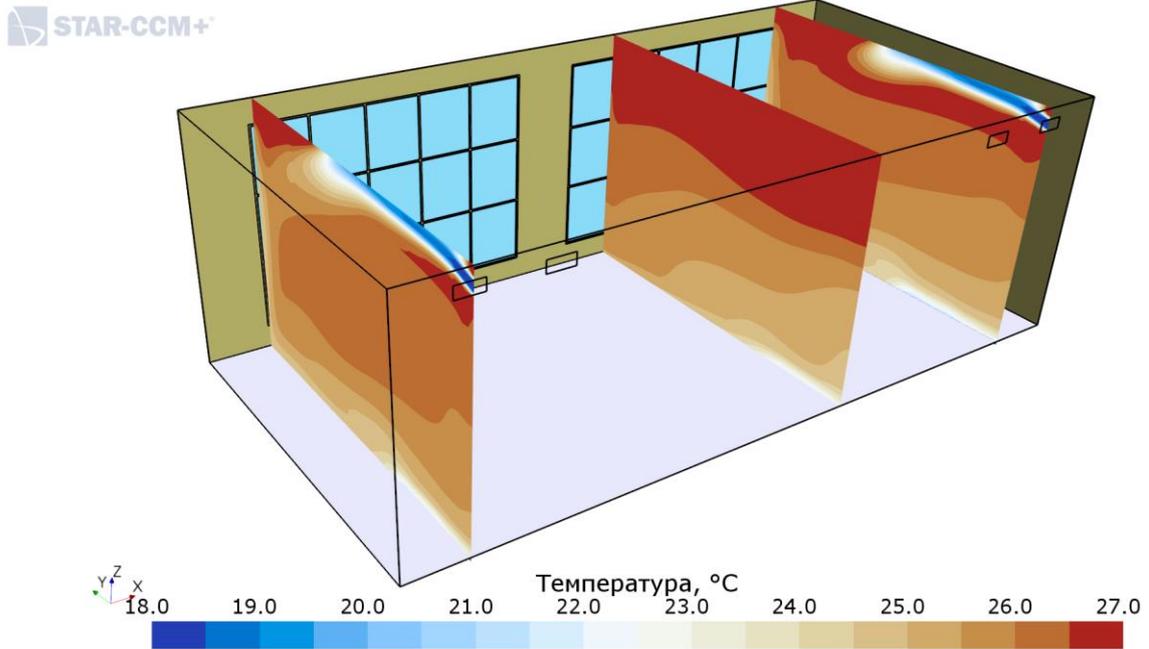


Рисунок 3.27 – Поле температуры в объеме помещения. Математическая модель не включает решение радиационного теплообмена

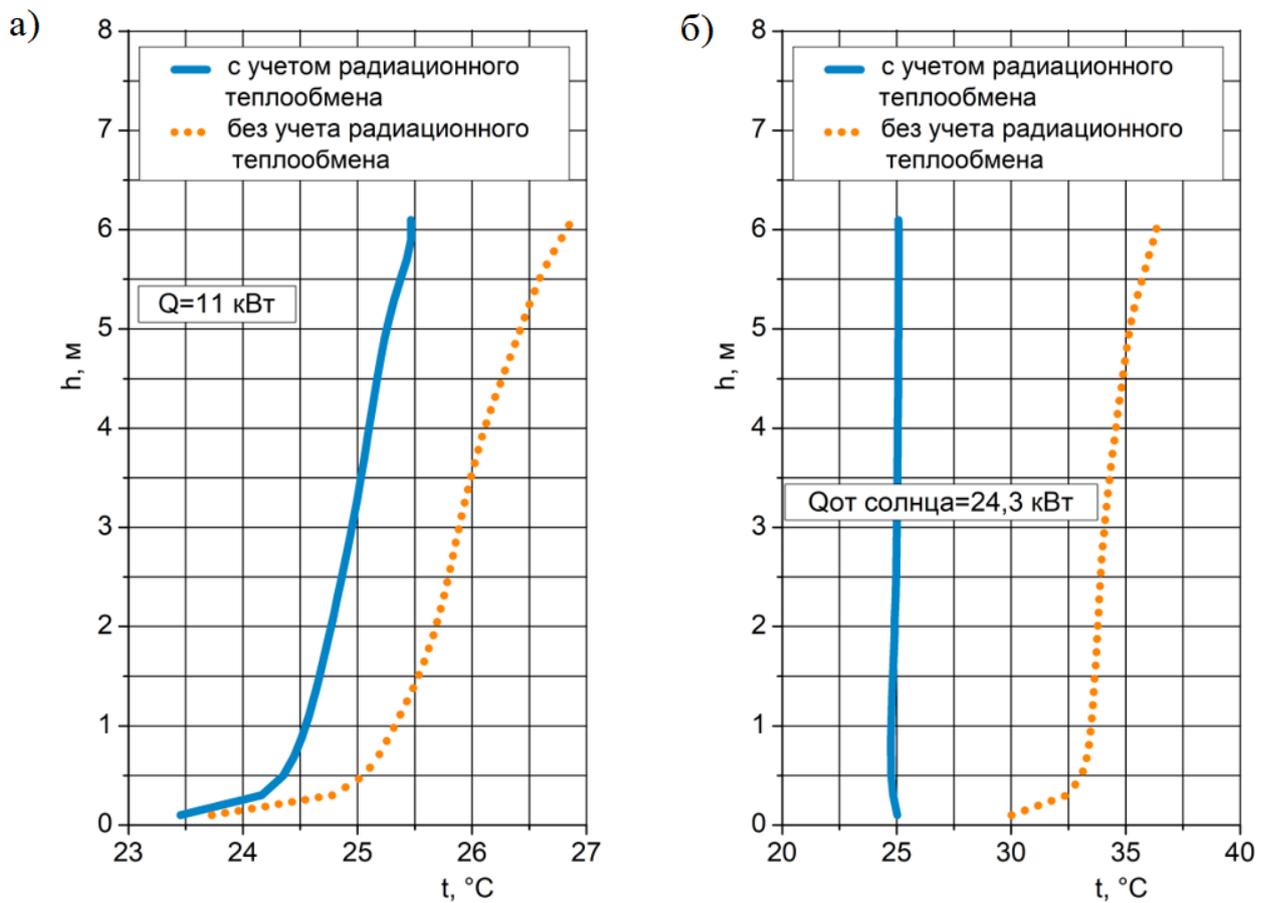


Рисунок 3.28 – Изменение температуры по высоте помещения: а – в помещении отсутствуют нагрузки от солнечного излучения; б – в помещении есть нагрузки от солнечного излучения

3.2.4 Модель для ледовой арены

Проведен анализ влияния учета в математической модели радиационного теплообмена на поля температуры, формируемые в объеме чаши ледовой арены с массивом зрителей (12 тыс. зрителей и более).

Подробная постановка задачи, в том числе граничные условия для рассматриваемого случая приведены в разделе 5.1.

Результаты, полученные с помощью математической модели, включающей уравнение радиационного теплообмена, и с помощью математической модели без учета радиационного теплообмена приведены на рисунках 3.29 – 3.31.

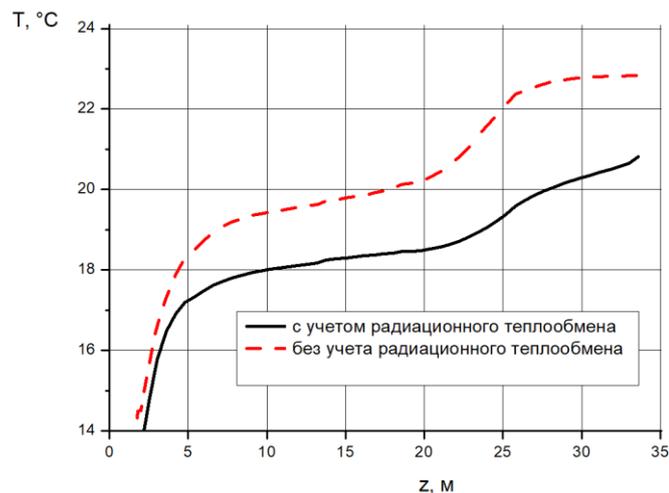


Рисунок 3.29 – Изменение температуры воздуха по высоте помещения ледовой арены

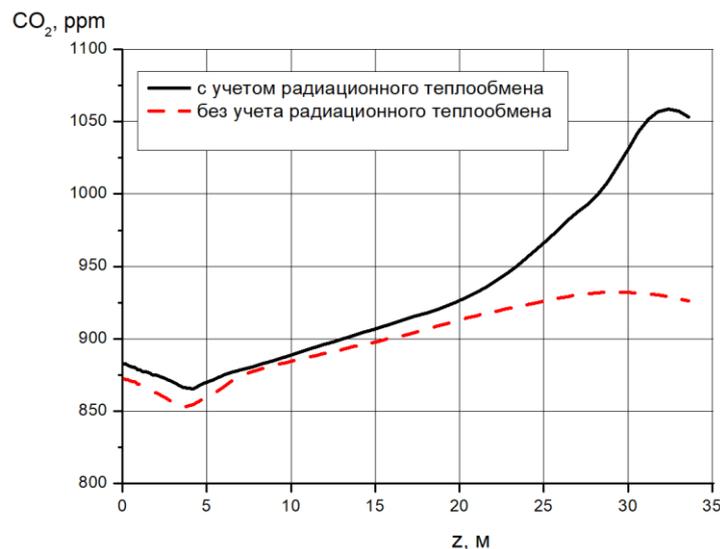


Рисунок 3.30 – Изменение концентрации CO₂ по высоте помещения ледовой арены

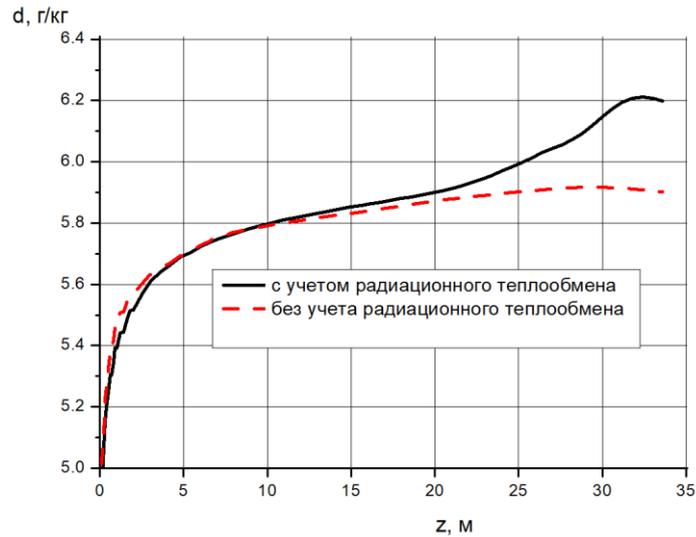


Рисунок 3.31 – Изменение влагосодержания высоте помещения ледовой арены

Получено, что отсутствие в математической модели уравнения радиационного теплообмена приводит к завышению температуры воздуха в объеме чаши ледовой арены до $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, а также к искажению характера изменения влагосодержания и CO_2 по высоте помещения арены (рисунки 3.30, 3.31).

3.3 Математическая модель влагопоступлений в помещениях бассейнов, аквапарков, спа-зон

Отличительной особенностью математической модели для расчета воздухораспределения в помещениях с водной поверхностью является задание влаговыделений с ее поверхности [58].

В настоящее время существует много полуэмпирических методик ([183, 192, 259]) для определения влагопоступлений с поверхности зеркала воды. Общее для всех методик — зависимость количества влаги от разницы парциальных давлений водяных паров в воздухе помещения бассейна и в насыщенном слое воздуха вблизи поверхности воды, а также от коэффициента, учитывающего интенсивность использования бассейна.

Анализ показал, что при одинаковой температуре в помещении и температуре воды разброс в значениях влаговыделений с поверхности воды,

вычисленных с помощью различных методик, может составлять более 30%. Поэтому при разработке математической модели поступления пара в расчетную область учитывалась возможность выбора формулы для расчета потока влаги.

Для моделирования испарения с поверхности зеркала воды в правую часть уравнения (2.5) добавляется объемный источниковый член S_h :

$$\frac{\partial \rho c_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_i \vec{V}) = -\nabla \cdot (\vec{J}_i + \vec{J}_{it}) + S_h, \quad (3.7)$$

Уравнение для переноса пара записывается при решении системы уравнений Навье-Стокса в терминах массовой концентрации. Поэтому источник S_h является источником массовой концентрации пара в воздухе и, следовательно, известные полуэмпирические зависимости должны быть переформулированы в терминах разности массовой концентрации пара вблизи поверхности воды и в помещении γ_a , γ_w , а не в разности парциальных давлений. Такая переформулировка для основных известных методик дает следующие формулы для расчета влаговыделений с 1 м² поверхности воды:

$$\text{ASHRAE: } W = 4 \times 10^{-8} A_1 (\gamma_w - \gamma_a) \times C, \quad (3.8)$$

$$\text{Бязина-Крумме: } W = \frac{1}{3600} \left[0.118 + \frac{0.01995 A_2 (\gamma_w - \gamma_a) \times C}{133.3} \right] \quad (3.9)$$

$$\text{VDI2089: } W = \frac{1}{3600} \times \frac{A_3 (\gamma_w - \gamma_a) \times C}{461.52 \times (T_w + T_a)/2}, \quad (3.10)$$

где W – влаговыделения, кг/(с м²); A_1, A_2, A_3 – константы моделей, отвечающие за различные назначения, режимы функционирования бассейнов; $C=159653$ – константа перехода в математической модели от разности парциальных давлений к разности массовых концентраций; $\gamma = \frac{d \times 10^{-3}}{1+d \times 10^{-3}}$ – массовая концентрация пара в смеси; d – влагосодержание воздуха, г/кг.

На рисунке 3.32 приведена зависимость плотности потоков влаги W ($\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$) с поверхности воды, рассчитанных по разным методикам в их исходной формулировке и для формулировок (3.8) – (3.10).

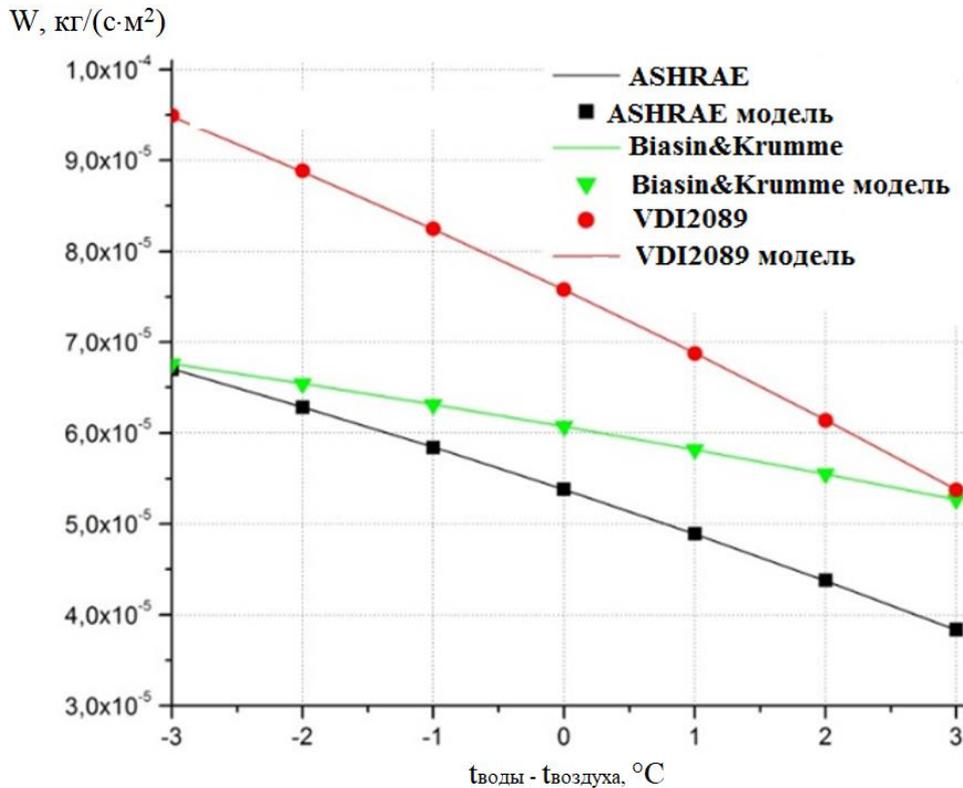


Рисунок 3.32 – Плотность потока влаги W с поверхности воды, $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$. График построен для значений констант моделей A_1, A_2, A_3 , соответствующих общественным бассейнам

Источниковый член S_h должен быть включен в модель только для тонкого слоя, непосредственно прилегающего к зеркалу воды – в первых рядах ячеек расчетной сетки у водной поверхности.

Так как источниковый член S_h – объемный, то его значение рассчитывается по формуле:

$$S_h = \frac{W}{\Delta h},$$

где Δh – высота слоя ячеек, для которых активирован источниковый член массовой концентрации, м.

Распределение влагосодержания по объему бассейна может быть неравномерным, что связано с работой местных осушителей, расположения приточно-вытяжных устройств, чаши бассейна и т.д. Поэтому влагосодержание воздуха в области над водной поверхностью может заметно отличаться от значений влагосодержания на вытяжке, а, следовательно, заранее неизвестно и определяется особенностями циркуляции воздуха в помещении бассейна. Поэтому значение влагосодержания воздуха в рабочей зоне следует определять в процессе численного расчета и это значение подставлять в формулы (3.8) – (3.10). Такая процедура позволит учесть поступление влаги в процессе численного расчета

3.4 Математические модели элементов систем вентиляции

3.4.1 Моделирование работы конвекторов

Одними из самых распространённых приборов для отопления помещений общественных зданий являются конвекторы. При этом в помещениях могут устанавливаться:

- напольные конвекторы;
- настенные конвекторы;
- внутрипольные конвекторы;
- фасадные конвекторы.

Наиболее часто используются для общественных зданий с высокой степенью остекления внутрипольные конвекторы, монтируемые в пол вдоль окон. При этом для данного типа конвекторов распространены модели как с естественной конвекцией, так и с принудительной конвекцией (со встроенным вентилятором). В последнем случае теплопроизводительность прибора может увеличиваться в несколько раз за счет изменения расхода вентилятора.

При разработке математической модели с учетом отопительных приборов принципиально может рассматриваться 2 подхода, обеспечивающие одинаковую теплоотдачу.

Подход № 1. Детальное описание конструкции конвектора, включающее в себя расчет течения воды в трубках теплообменника, температурное поле в объеме и на поверхности ребер теплообменника, процесс теплоотдачи от поверхности теплообменника и трубок к воздуху.

Подход № 2. Замена реальной конструкции конвектора упрощенной моделью, позволяющей адекватно описать основные характеристики результирующего течения.

Подход № 1 прост с точки зрения задания граничных условий, так как в данной модели минимум упрощений и предположений. На входе в конвектор задается расход и температура подаваемой воды. В случае конвектора с принудительным движением воздуха, дополнительно задается расход воздуха на выходе из вентилятора с учетом параметров воздухозабора (температуры, влагосодержания, концентрации CO_2). В остальных областях решается сопряженная задача тепломассобмена.

Поскольку температура воды в трубках существенно отличается от температуры стандартных условий, поэтому в математической модели необходимо задать значения динамической вязкости и теплопроводности воды, соответствующие средней температуре воды в теплообменнике.

Основной недостаток подхода № 1 – большая размерность расчетной сетки, не позволяющая использовать такую математическую модель для реальных задач анализа проектных решений по системам ОВиКВ помещений общественных зданий. Так, при подробном математическом описании отопительных приборов размерность расчетной сетки составляет около 15 – 25 млн. ячеек для описания одного отопительного прибора. Для реального проекта помещения общественного здания количество отопительных приборов может быть 10 – 200 штук. В этом случае общая размерность расчетной сетки составила бы 200 млн.– 4 млрд. ячеек.

Основной недостаток подхода № 2 – необходимость предварительной разработки и настройки упрощенной модели, позволяющей адекватно описывать вклад работы отопительного прибора в параметры микроклимата, формирующиеся в исследуемом помещении, температуры на поверхности светопрозрачных конструкций.

В настоящее время для моделирования реальных задач микроклимата помещений, в которых предполагается установка 10 и более конвекторов, единственным подходом их учета в математической модели является подход №2.

3.4.1.1. Математическая модель конвектора с естественной конвекцией

Для разработки упрощенной метаматематической модели конвектора с естественной конвекцией предварительно была разработана подробная модель внутрипольного конвектора, установленного вблизи светопрозрачного ограждения, и выполнено численное моделирование его работы.

Подробная 3D модель внутрипольного конвектора включала следующие области: вода в трубках, диаметром 15 мм, медные трубки толщиной 3,5 мм, алюминиевые пластины теплообменника, алюминиевая решетка конвектора, воздух в помещении. В рассматриваемой модели пластины теплообменника были плоскими. Общая длина конвектора – 1,5 м, длина теплообменника – 1,2 м. Внешний вид разработанной 3-D модели представлен на рисунках 3.33 и 3.34.

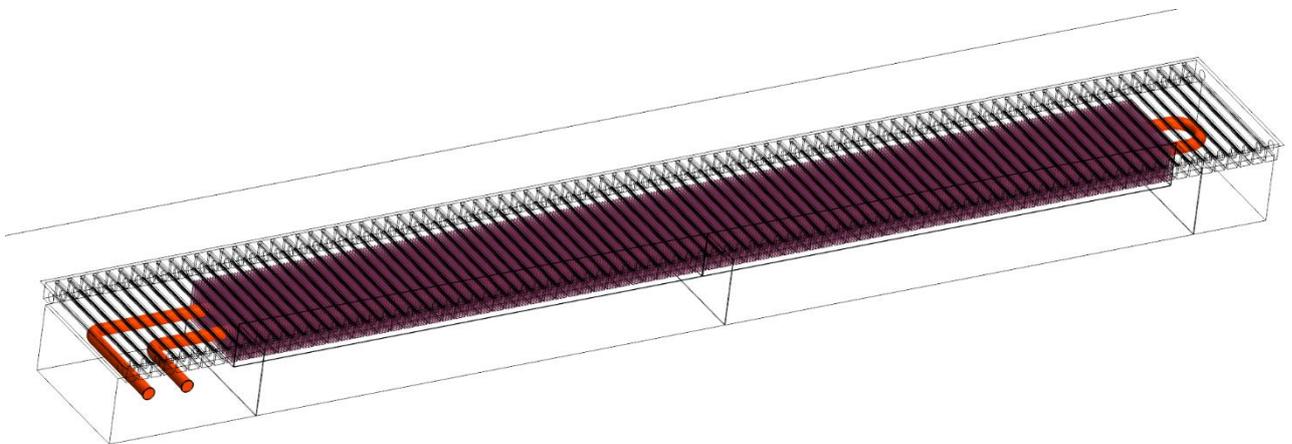


Рисунок 3.33 – 3-D модель конвектора с естественной конвекцией, использовавшаяся при проведении моделирования

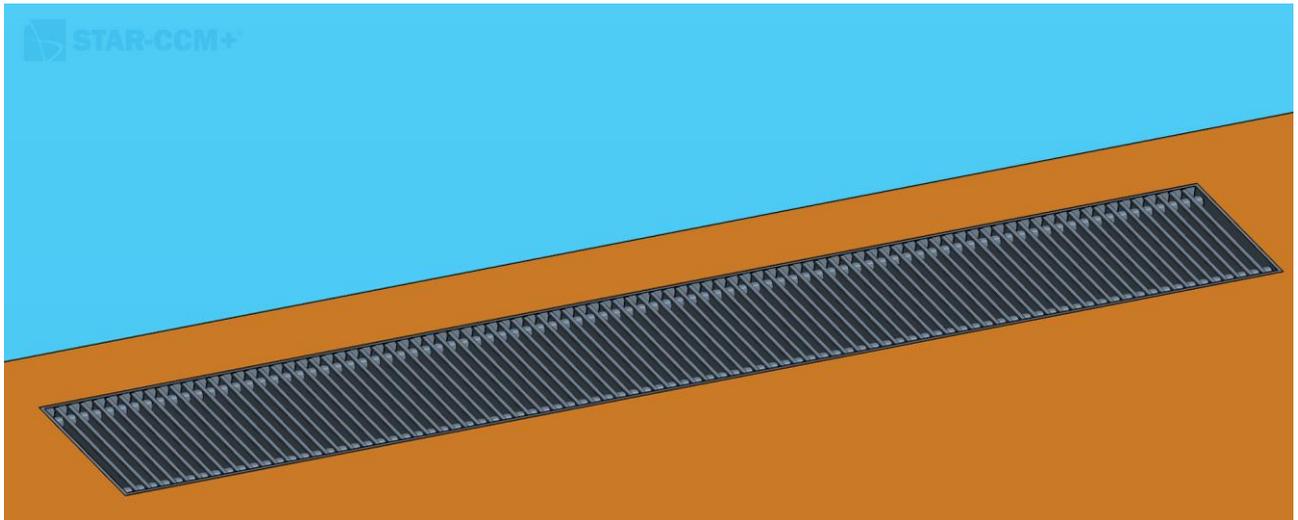


Рисунок 3.34 – 3-D модель решетки конвектора в помещении

Для численного моделирования тепломассообмена была построена неструктурированная конечно-объемная сетка. Общее число расчетных ячеек составило 20,2 млн. ячеек. Фрагмент расчетной сетки представлен на рисунке 3.35. Для корректного расчета теплообмена размер пристенных ячеек подбирался таким образом, чтобы значения y^+ не превышали 1.

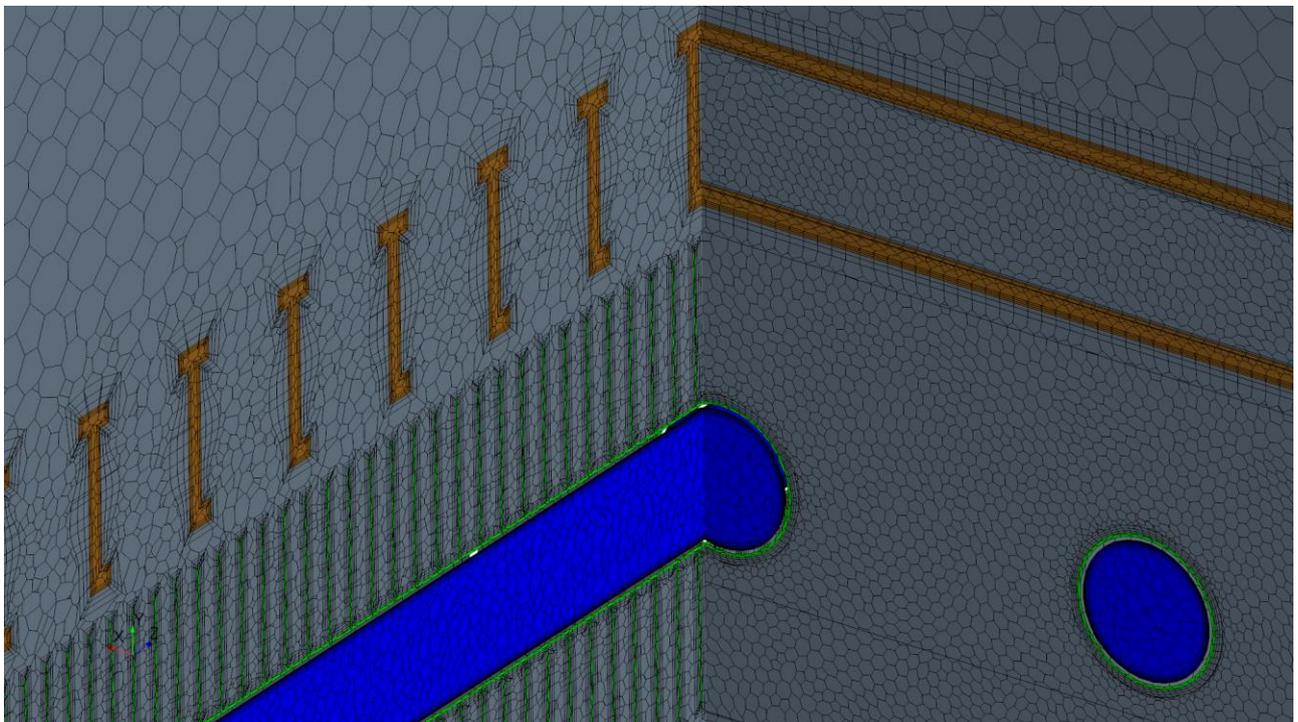


Рисунок 3.35 – Фрагмент расчетной сетки, использовавшейся при проведении численного моделирования. Различными цветами представлены области воды, трубы, пластин теплообменника, решетки конвектора, воздуха в помещении

Для расчета были заданы следующие граничные условия:

- температура воды на входе в трубку задана $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход воды $0,1\text{ кг/с}$, $\text{TE}=10\%$, масштаб турбулентности $0,1 d_{\text{трубки}}$;
- предполагается, что корпус конвектора находится во внутривольном пространстве и достаточно хорошо изолирован, поэтому на границе корпуса конвектора задано граничное условие $q_w = \frac{1}{R} (T_w - T_a)$, при $R = 2,0 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$ и $T_a = 25^{\circ}\text{C}$. Стоит отметить, что фактическое значение теплового потока будет зависеть от конкретных условий в месте установки конвектора;
- сопротивление теплопередаче светопрозрачной конструкции $1,0 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$;
- температура наружного воздуха $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- остальные внутренние поверхности помещения заданы адиабатными (стены, пол, потолок)
- расход общеобменной вентиляции $360\text{ м}^3/\text{ч}$, температура на выходе из приточной решетки $200 \times 200 - 19^{\circ}\text{C}$.

Площадь светопрозрачного фасада составила 6 м^2 , высота фасада 3 м .

Отметим, что кроме большого количества расчетных ячеек и времени расчета использование подробной модели конвектора связано с долгой сходимостью рассматриваемой задачи сопряженного теплообмена.

Так для выхода на постоянное значение величины теплового потока от воды к поверхности трубки (и соответственно от поверхности пластин теплообменника к воздуху в помещении) потребовалось ≈ 10 тысяч итераций. Величина теплоотдачи рассматриваемого прибора по результатам моделирования составила 316 Вт .

Так как конвектор с естественной конвекцией не имеет вентилятора, следовательно расход воздуха, протекающий через его теплообменник, заранее неизвестен и зависит не только от конструкции теплообменника, но также от разности между температурой воздуха в помещении и температурой

теплоносителя, подвижности воздуха, создаваемой работой общеобменных систем вентиляции.

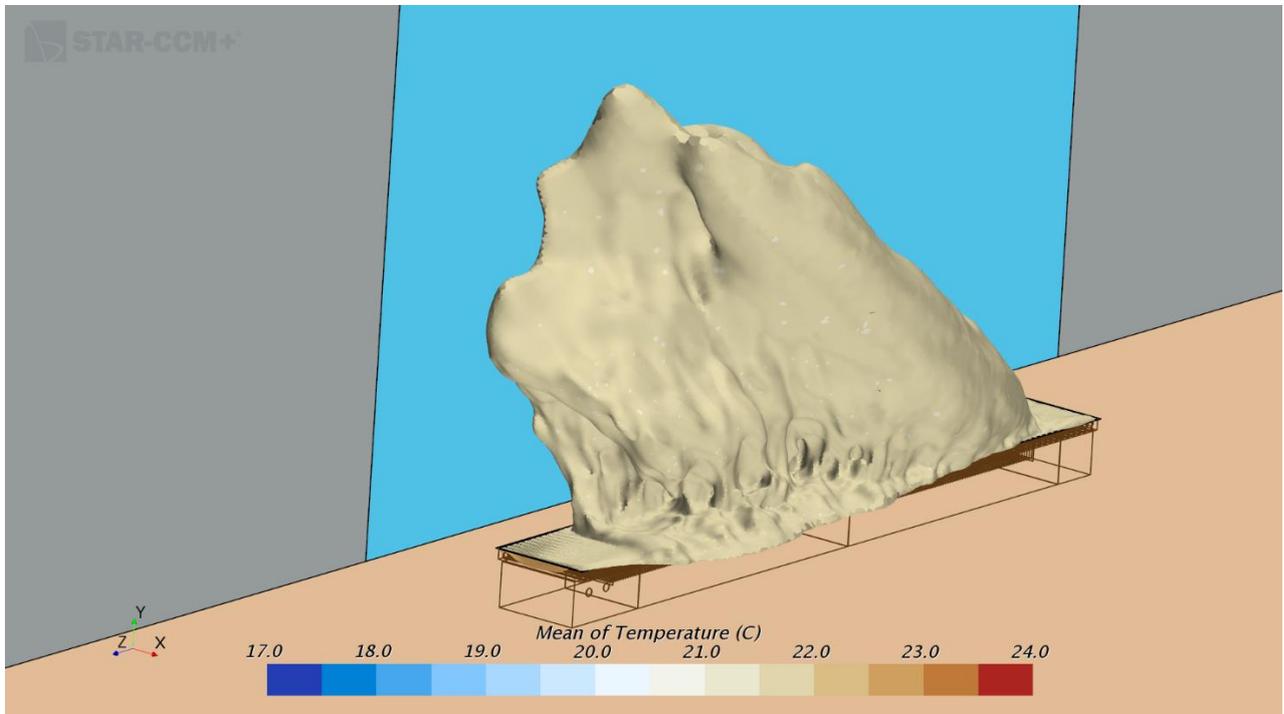


Рисунок 3.36 – Изоповерхность поля температуры по значению 21,5 °С

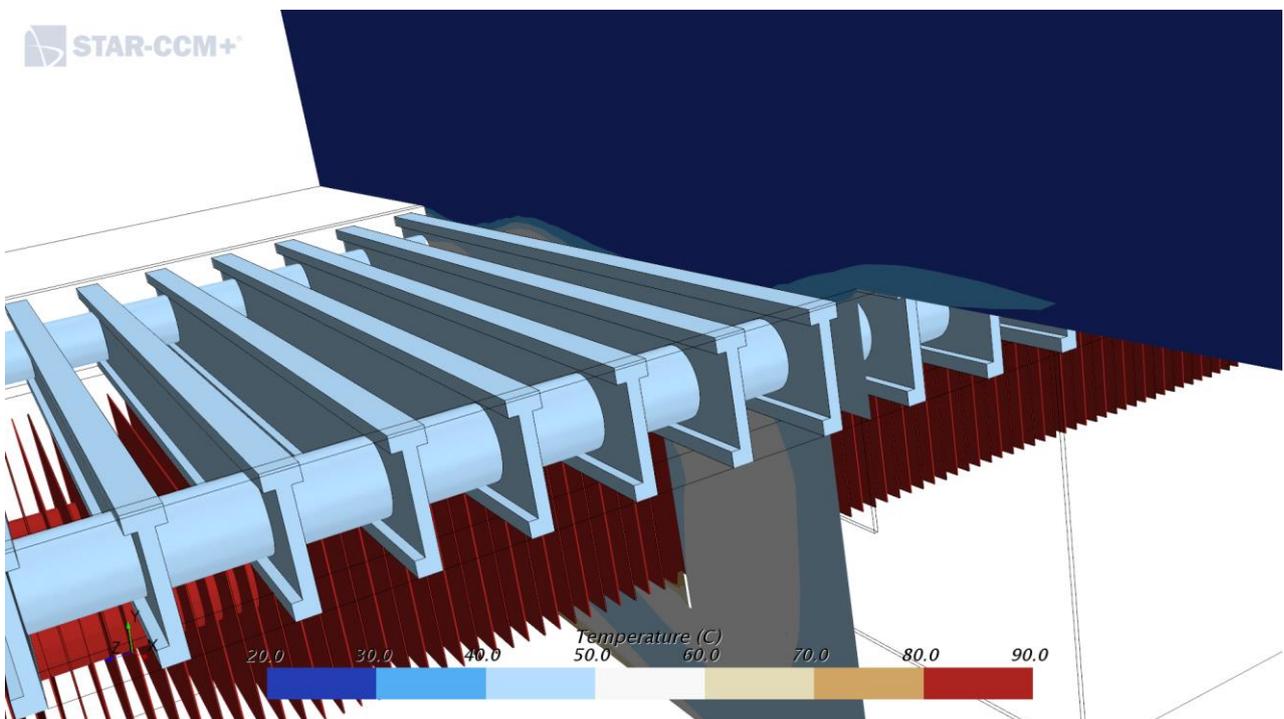


Рисунок 3.37 – Фрагмент распределения температуры на поверхности пластин теплообменника, алюминиевой решетки и в вертикальном сечении, проходящем через корпус конвектора

То есть расход через конвектор является величиной, получаемой в результате его работы, и не может быть, в отличие от конвектора с принудительной конвекцией, заранее задан при разработке упрощенной модели конвектора.

Разработка упрощенной модели внутривольного конвектора состоит в замене геометрии реального теплообменника (рисунок 3.33) областью пористого тела, в объеме которого должно происходить нагревание воздуха, затекающего в корпус конвектора и вытекание нагретого воздуха в помещение (рисунок 3.38).

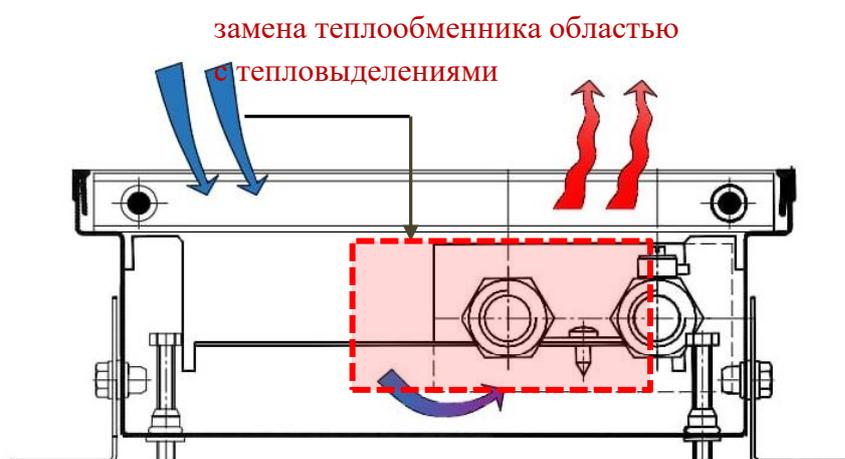


Рисунок 3.38 — Схема движения воздуха во внутривольном конвекторе с естественной конвекцией

Отметим, что наиболее очевидный и удобный вариант – задание для расчетной области, имитирующей теплообменник, объемного источникового члена в уравнении энергии (2.7) (равного теплопроизводительности конвектора согласно каталогу конкретного производителя). Однако в этом случае в численной модели в процессе итерационного расчета появляются высокие значения температуры воздуха, приводящие к плохой сходимости задачи и искажению получаемого результата. Высокие значения температуры появляются в областях с низкими скоростями, например, в зоне углов, которые и приводят к росту температуры из-за фиксированного значения заданного теплового потока в расчетных ячейках. Поэтому при использовании подобного способа задания

теплопроизводительности необходимо разработать дополнительные численные мероприятия по нормализации температуры в области теплообменника.

В работе предложен вариант упрощенной модели конвектора, для которой в указанной на рисунке 3.38 области фиксируется значение температуры, подбираемое таким образом, чтобы в основную область вносилась величина теплового потока, соответствующая фактической теплопроизводительности конвектора в соответствии с техническим каталогом. Такой подход позволяет уйти при численном расчете от проблемы, связанной с появлением в ходе расчета физически не обоснованных высоких значений температуры, однако, это занимает несколько итераций для подбора необходимого значения температуры.

Так как при разработке упрощенной математической модели необходимо было убедиться в том, что результирующее течение нагретых потоков от конвектора, а также формируемые поля температуры в помещении будут схожи с теми, что формируются при детальном 3D моделировании работы внутривольного конвектора. Для этого потребовалось создание и расчет предварительной модели. При разработке предварительной расчетной модели теплопроизводительность конвектора была взята не из каталога реальных современных конвекторов, имеющих высокую теплоотдачу за счет искривлённых поверхностей теплообменника и дополнительных направляющих элементов внутри корпуса, а получена при расчетах модели с прямыми пластинами.

Задания граничных условий для поверхностей помещения, в том числе сопротивление теплопередаче наружной светопрозрачной конструкции, температура наружного воздуха, параметры общеобменной вентиляции заданы аналогично варианту расчета с подробной геометрией внутривольного конвектора. В объеме, имитирующем нагрев воздуха теплообменником, задана температура 72,5 °С. Данная величина была подобрана таким образом, чтобы величина теплового потока от конвектора в упрощенной постановке расчета была близка по теплопроизводительности, полученной при расчете подробной модели внутривольного конвектора.

Отметим, что использование модели пористой среды при разработке упрощенной модели конвектора необходимо для того, чтобы задать заведомо большое сопротивление в направлении, перпендикулярном поверхности пластин теплообменника. В этом случае внутри области, имитирующей теплообменник, формируется течение, параллельное плоскости пластин, как это имеет место в реальном приборе.

Одной из особенностей работы внутрипольного конвектора является доля теплоты от конвектора, поглощаемая корпусом конвектора и передаваемая в объем внутрипольных конструкций. В рассматриваемом примере эта величина составила всего 5% от общей теплопроизводительности конвектора (рассчитано по результатам моделирования исходя из получаемой температуры воды на выходе из теплообменника). Однако в зависимости от конкретных условий установки внутрипольных конвекторов эта величина может быть больше.

При использовании разработанной модели конвектора для анализа формирования параметров микроклимата в помещениях следует обеспечить, чтобы поток теплоты, выделяемый от прибора и поступающий в помещение был равен теплопроизводительности конвектора из технического каталога за вычетом уходящего потока теплоты во внутрипольные конструкции. В этом случае поле температуры вблизи конвектора и в восходящем потоке от нагретого конвектора будет близко к фактическому.

Если предварительная детальная проработка 3D модели конвектора невозможна, то при использовании упрощенной модели следует задавать тепловыделения, равные 90% от теплопроизводительности, взятой согласно каталогу производителя. В противном случае, результаты моделирования могут показать для холодного периода года завышенные значения температуры воздуха в помещении и на светопрозрачных конструкциях.

На рисунках 3.39 и 3.40 приведены поля скорости и температуры, полученные для внутрипольного конвектора с естественной конвекцией для двух моделей: подробная и упрощенная.

б)

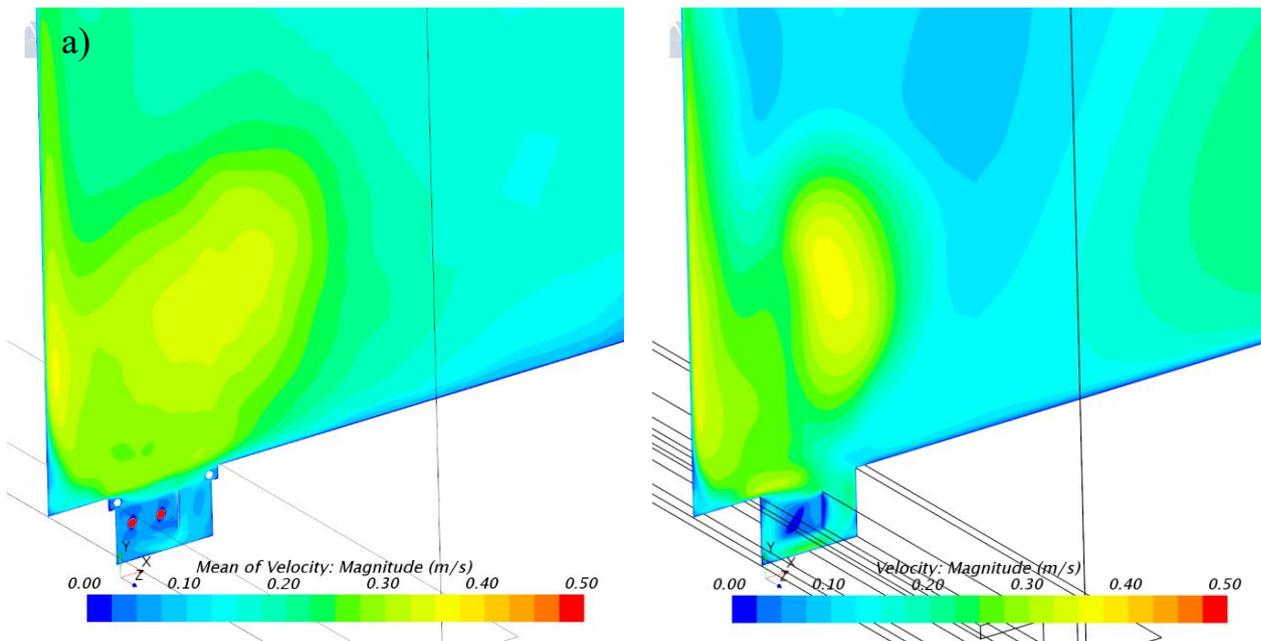


Рисунок 3.39 — Поле модуля скорости в вертикальном сечении, проходящем через внутрипольный конвектор с естественной конвекцией: а) подробная модель; б) упрощенная модель

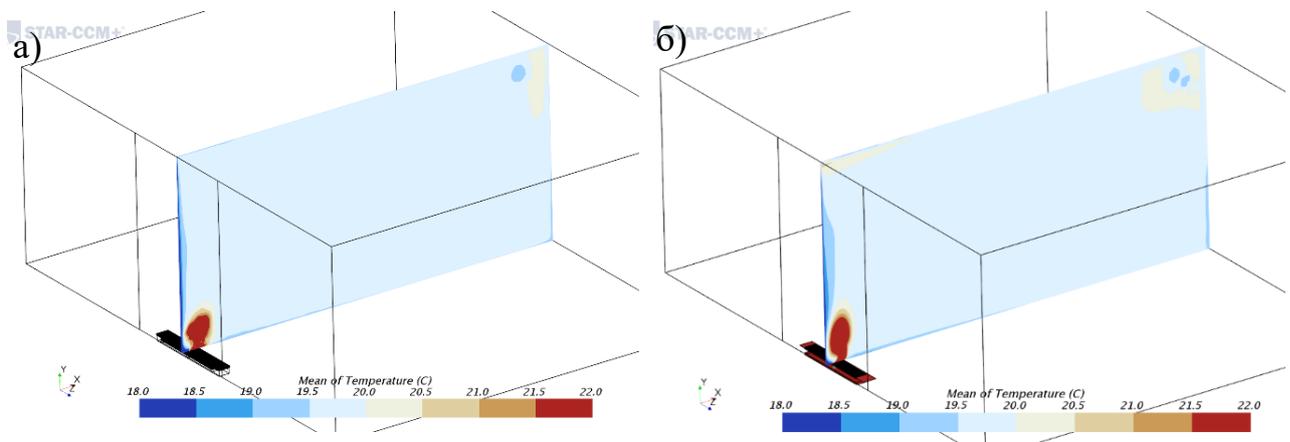


Рисунок 3.37 — Поле температуры в вертикальном сечении, проходящем через внутрипольный конвектор с естественной конвекцией: а) подробная модель; б) упрощенная модель

В таблице 3.9 представлены результаты сравнения значений температуры, полученные при численном расчете работы внутрипольного конвектора с использованием подробной и упрощенной моделей.

Таблица 3.9 – Сравнение численного моделирования с помощью подробной и упрощенной моделей внутрипольного конвектора с естественной конвекцией

Наименование варианта	Расчетная сетка, млн. ячеек	Теловой поток от конвектора в помещение, полученный в модели, Вт	Средняя температура в помещении, °С	Средняя температура внутренней поверхности светопрозрачного фасада, °С
Подробная модель внутрипольного конвектора	20,2	301	19,8	14,2
Разработанная упрощённая модель	1,8	303	19,9	14,6

Таким образом показано, что разработанный способ задания в численной модели *внутрипольного конвектора с естественной конвекцией* позволяет с хорошей точностью описывать вклад работы конвекторов в результирующие поля температуры и скорости в помещении на расчетных сетках, пригодных для моделирования микроклимата помещений общественных зданий с большим числом установленных отопительных приборов.

3.4.1.2. Математическая модель конвектора с принудительной конвекцией

Основное отличие при разработке упрощенной модели внутрипольного конвектора с принудительной конвекцией от конвектора с естественной конвекцией – известная величина расхода воздуха, проходящего через конвектор и нагреваемого им (рисунок 3.41).

Аналогично разделу 3.4.1.1 для моделирования работы внутрипольных конвекторов были разработаны как подробная, так и упрощенная модель.

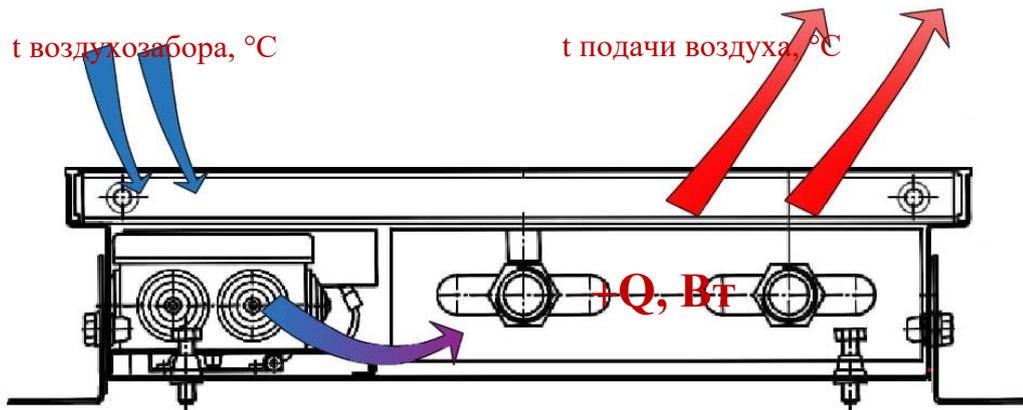


Рисунок 3.41 — Схема движения воздуха во внутрипольном конвекторе с принудительной конвекцией

Подробная 3D модель внутрипольного конвектора включала те же области, что модель конвектора с естественной конвекцией (вода в трубках, медные трубки, алюминиевые пластины теплообменника, алюминиевая решетка конвектора, воздух в помещении) и дополнительно границы, описывающие вход и выход из вентилятора. Размеры теплообменника также совпадали, но размеры самого корпуса были изменены с учетом наличия вентилятора.

Площадь наружной светопрозрачной конструкции, а также размеры помещения приняты аналогично разделу 3.4.1.1. Однако сопротивление теплопередаче остекления уменьшено до значения $0,63 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$, а значение температуры наружного воздуха изменено с минус 20°C на минус 26°C .

В модели принято, что конвектор работает на средней скорости с расходом воздуха $150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Параметры воды на входе в теплообменник, а следовательно, и задаваемые граничные условия, аналогичны разделу 3.4.1.1.

Так как теплопроизводительность конвектора с принудительной конвекцией в несколько раз выше, чем с естественной, то помимо уменьшения сопротивления теплопередаче светопрозрачной конструкции и температуры наружного воздуха по сравнению с разделом 3.4.1.1, для всего объема помещения был задан отрицательный источниковый член в уравнении энергии

(2.7) такой, чтобы средняя температура в помещении при расчете подробной модели конвектора была $\approx 20^\circ\text{C}$. Эта величина составила 1200 Вт. Аналогичная величина была задана и при разработке упрощенной модели.

Для подробной модели расчетная сетка по своим характеристикам аналогична, описанной в разделе 3.4.1.1. Общее количество ячеек составило 20 млн. ячеек.

Так как расход воздуха через отопительный прибор известен (определяется выбранной скоростью вентилятора), то в упрощенной математической модели работа конвектора задается с помощью граничных условий 1-го рода. На выходе конвектора задается соответствующий расход воздуха, температура, влагосодержание.

Значение температуры подачи воздуха из конвектора рассчитывается из теплопроизводительности прибора, приведенной в каталоге

$$t|_{\text{подача воздуха}} = t|_{\text{воздухозабор}} + \frac{Q_{\text{конвектора}}}{MC_p}, \quad (3.11)$$

где $Q_{\text{конвектора}}$ рассчитывается исходя из номинальной производительности конвектора $Q_{\text{н}}^*$ и ее пересчета на фактические условия согласно (3.12), [84]. Альтернативно, можно использовать данные непосредственно из технических каталогов, если там приведены значения теплопроизводительности для различных условий.

Так как величина $Q_{\text{конвектора}}$ будет зависеть от фактических значений температуры, формирующихся в помещении, то может потребоваться несколько итерационных изменений фактической теплопроизводительности прибора в процессе моделирования. Другой вариант – для расчета фактической теплопроизводительности прибора создать пользовательскую функцию, которая в процессе численного расчета автоматически пересчитывает величину $Q_{\text{конвектора}}$. Но, отметим, что такой подход, может привести к ухудшению сходимости стационарного решения и потому его использование зачастую неоправданно.

$$Q_{\text{конвектора}} = Q_{\text{ну}} \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_{\text{ну}}} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{M_{\text{пр}}}{M_{\text{ну}}} \right)^m \cdot b, \quad (3.12)$$

$$\theta = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} - t_{\text{п}}$$

где θ – фактический температурный напор, °C; $\theta_{\text{ну}} = 70$ °C – нормированный температурный напор; $M_{\text{ну}} = 0,1$ кг/с – нормированный массовый расход теплоносителя через конвектор, b – безразмерный поправочный коэффициент на расчетное атмосферное давление (при 760 мм р.т. $b=1$, а также для конвекторов с принудительной конвекцией принимается равным 1).

Отметим также, что при проведении моделирования с использованием упрощенной модели конвектора необходима проверка на отклонение температуры, которое может иметь место с учетом параметров теплоносителя. Другими словами, необходима проверка, что температура воздуха на выходе из конвектора, рассчитанная по уравнению (3.11) не получается выше температуры прямой воды, указанной в проекте теплоснабжения. В этом случае необходимо задать температуру на выходе не превышающую фактическую температуру подаваемой воды.

Значения влагосодержания и концентрации CO_2 снимаются с воздухозабора конвектора и переносятся на границу подачи воздуха:

$$d|_{\text{подача воздуха}} = d|_{\text{воздухозабор}}, \text{CO}_2|_{\text{подача воздуха}} = \text{CO}_2|_{\text{воздухозабор}}.$$

На рисунках 3.42 – 3.44 приведены поля скорости и температуры, полученные для внутривольного конвектора с естественной конвекцией для двух моделей: подробная и упрощенная.

В таблице 3.10 представлены результаты сравнения разработанных подробной и упрощенной моделей для расчета работы внутривольного конвектора с принудительной конвекцией.

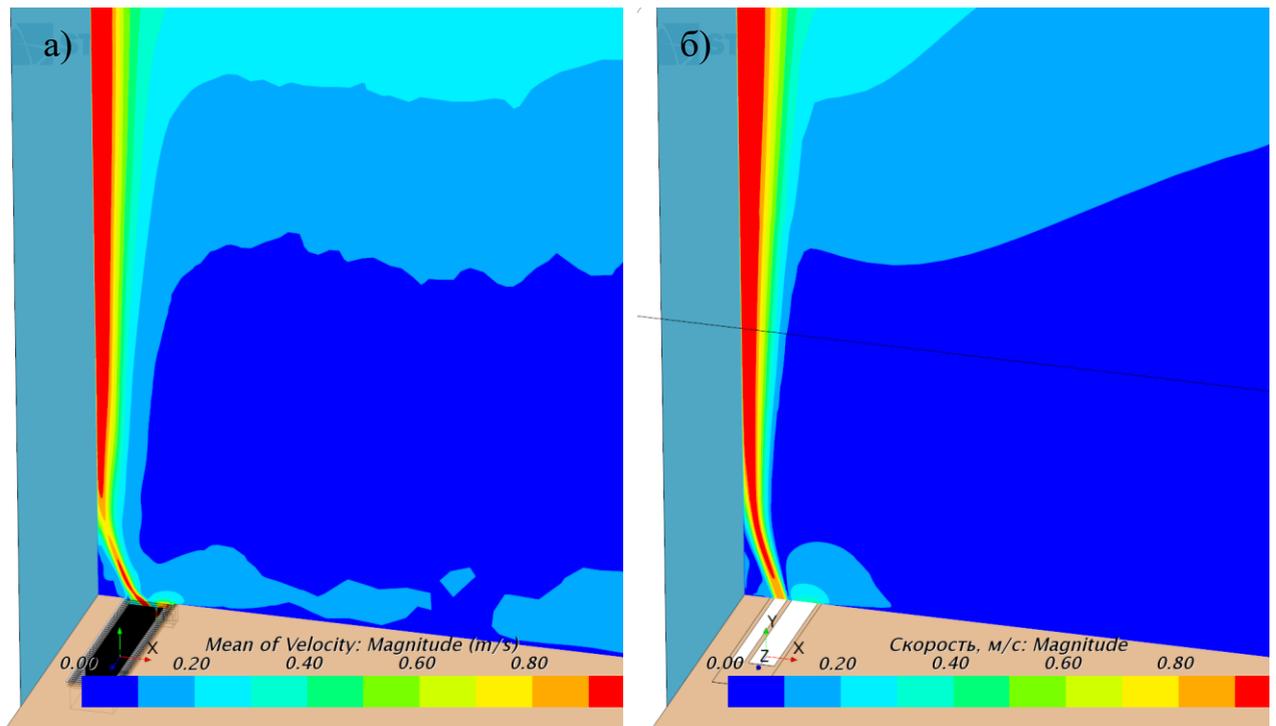


Рисунок 3.42 — Поле модуля скорости в вертикальном сечении, проходящем через внутрипольный конвектор с принудительной конвекцией: а) подробная модель; б) упрощенная модель

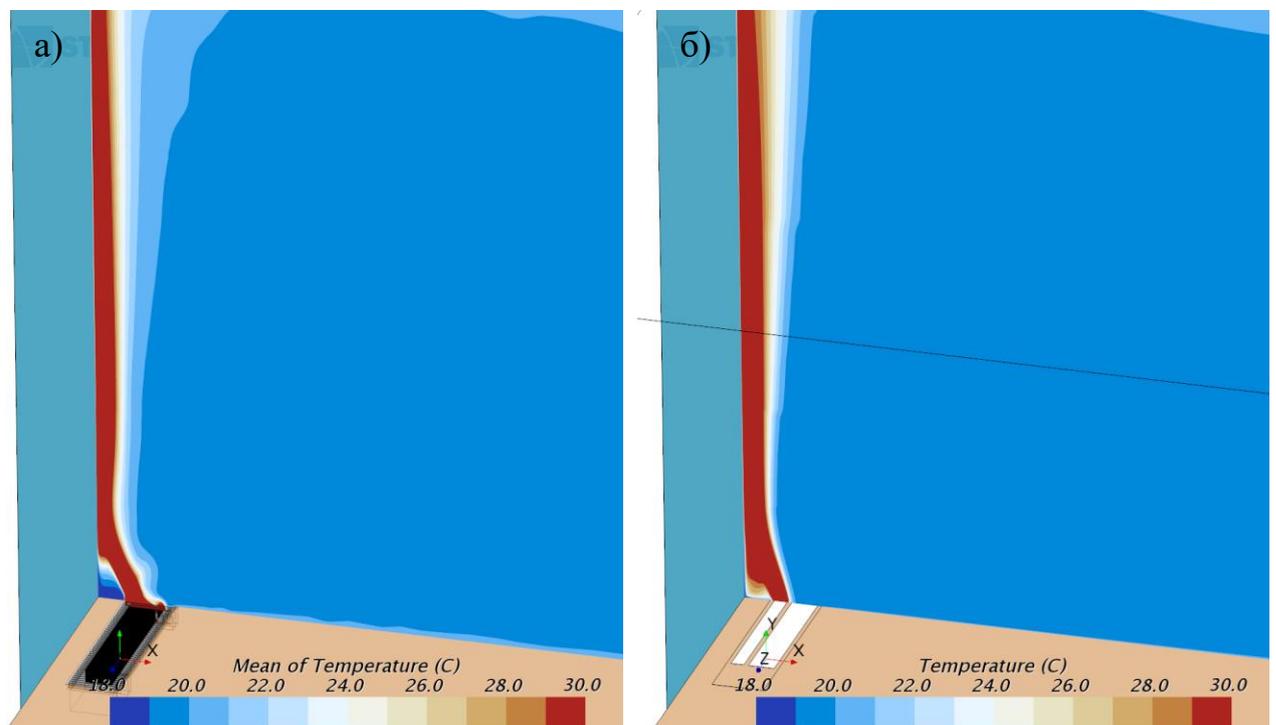


Рисунок 3.43 — Поле температуры в вертикальном сечении, проходящем через внутрипольный конвектор с принудительной конвекцией: а) подробная модель; б) упрощенная модель

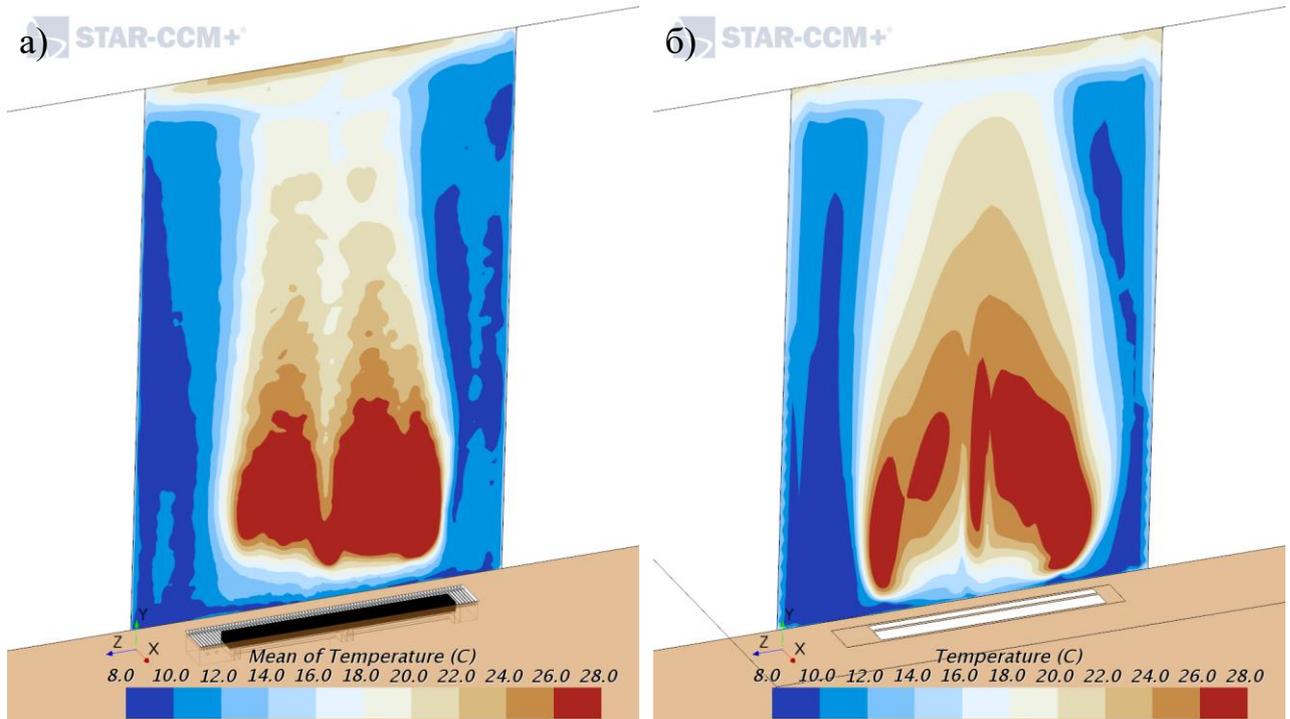


Рисунок 3.44 — Поле температуры на внутренней поверхности наружной светопрозрачной конструкции: а) подробная модель; б) упрощенная модель

Таблица 3.10 – Сравнение численного моделирования с помощью подробной и упрощенной моделей внутрипольного конвектора с принудительной конвекцией

Наименование варианта	Расчетная сетка, млн. ячеек	Теловой поток от конвектора в помещение, Вт	Средняя температура в помещении, °С	Средняя температура внутренней поверхности светопрозрачного фасада, °С
Подробная модель	20,0	1 960	20,1	16,9
Упрощённая модель	1,6	1 960	19,8	17,2

Таким образом показано, что разработанный способ задания в численной модели *внутрипольного конвектора с принудительной конвекцией* позволяет с хорошей точностью описывать вклад работы конвекторов в результирующие поля температуры и скорости в помещении на расчетных сетках, пригодных для

моделирования микроклимата помещений общественных зданий с большим числом установленных отопительных приборов.

3.4.2 Математическая модель осушителя

Разработка математической модели для описания работы осушителей необходима в тех случаях, когда они не входят в состав приточно-вытяжной установки, а располагаются отдельно в объеме помещения, например, для таких объектов, как бассейны и ледовые арены.

Граничное условие для массовой концентрации водяного пара следует задавать в виде $\gamma_1 = \gamma_1(M_{\text{производ}}, \gamma_2)$, т.е. значение концентрации на выходе будет зависеть от производительности осушителя и массовой концентрации на входе в осушитель:

$$\gamma_1 = \frac{\gamma_2 G_2 - M_{\text{производ}}}{G_1}, \quad (3.13)$$

где γ_1 - массовая концентрация пара на выходе из осушителя $\gamma = \frac{d \times 10^{-3}}{1 + d \times 10^{-3}}$, d - влагосодержание, г/кг.

Массовый расход воздуха на выходе из осушителя находится из соотношения:

$$G_1 = G_2 - M_{\text{производ}}, \quad (3.14)$$

При этом производительность осушителя $M_{\text{производ}}$ в общем случае является функцией температуры и влажности воздуха на входе в осушитель: $M_{\text{производ}} = M_{\text{производ}}(\phi, T)$. Если вид функции $M_{\text{производ}}(\phi, T)$ для конкретного осушителя неизвестен, то его производительность следует определить по диаграммам производителя и подставить значение в (3.13).

В процессе расчета, полученные значения массовой концентрации пара на входе в осушитель используются для расчета значения на его выходе в соответствии с формулой (3.13). Полученное значение массовой концентрации (не влагосодержания) задается на выходе из осушителя.

Аналогичным образом задаются граничные условия при работе в помещении фанкойлов.

При этом температура воздуха на выходе, в зависимости от конкретного устройства, может задаваться равной получаемой в процессе расчета на его входе (в случае если предполагается, что процесс идет без изменения температуры), либо пересчитываться из получаемых на входе, аналогично формуле (3.11).

Расход воздуха следует задавать на входных и выходных границах устройств величиной массового расхода, так как объемный расход или скорости будут меняться в зависимости от температуры на их входе и выходе. Направление истечения определяется конкретной моделью осушителей, фанкойлов и задается в математической модели согласно описанию в каталоге производителя, либо на основе предварительного численного моделирования подробной модели устройства.

Концентрация углекислого газа как в осушителях, так и фанкойлах, других местных доводчиков не меняется. То есть значения на выходной границе устройств задаются равными получаемым в процессе итерационного расчета на их входной границе.

3.4.3 Модель системы водяного напольного охлаждения

Системы напольного охлаждения становятся в настоящее время популярными для охлаждения помещений общественных зданий с большой площадью остекления, то есть при наличии существенных теплопритоков от солнечной радиации.

Система напольного охлаждения состоит из полимерных труб, которые размещаются под напольным покрытием. В трубы подается холодная вода (в рассматриваемом случае 15°C), которая снижает температуру напольного покрытия, позволяя частично или полностью убрать теплоизбытки в помещениях. В условиях инсоляции поверхности покрытия пола

холодопроизводительность системы напольного охлаждения должна увеличиваться.

Как и для рассмотренной в разделе 3.4.1 математической модели внутрипольного конвектора, наиболее простым и точным с точки зрения задания граничных условий является подход, предполагающий детальное описание конструкции системы напольного охлаждения (трехмерное описание трубок, заданной толщины, воды в трубах, бетонной стяжки, в которой уложены трубы, покрытия).

В этом случае единственным граничным условием, описывающим условия работы системы охлаждения, является температура и расход подаваемой воды, при этом на разделах сред решается задача сопряженного теплообмена. Недостаток подхода – большая размерность расчетной сетки, не позволяющая использовать подробную модель для реальных задач анализа проектных решений по системам ОВиКВ помещений общественных зданий. Так, размерность расчетной сетки для разработанной подробной модели системы напольного охлаждения (рисунок 3.45) составила 17 млн. ячеек. При этом площадь пола в модели – 200 м². Для реальных задач, в которых используются системы напольного охлаждения, площадь пола может быть в разы больше, а соответственно, в разы больше будет размерность расчетной сетки.

Для анализа параметров микроклимата в помещениях, где проектом предусмотрено снятие теплоизбытков системой водяного напольного охлаждения, необходима разработка упрощенной математической модели, позволяющей получать, аналогичные подробной модели температуры поверхности покрытия, фактическую холодопроизводительность системы напольного охлаждения.

Разработка упрощенной модели состояла в замене геометрии труб, воды, стяжки, покрытия условным материалом. Значение термического сопротивления материала было подобрано на основе сравнения результатов расчета с

полученными на подробной модели и составило $0,1 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$. При этом на внешней поверхности условного материала задавалось значение температуры, равное средней температуре воды в трубах, полученное при подробном моделировании ($19 \text{ }^\circ\text{C}$).

В таблице 3.11 представлены значения фактической холодопроизводительности системы напольного водяного охлаждения, полученный с помощью разработанных подробной и упрощенной математических моделей.

Отличие в производительности упрощенной и подробной математической модели составило менее 1%, а отличие в температуре поверхности пола – менее $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$. На рисунках 3.46 и 3.47 представлены распределения теплового потока, снимаемого системами напольного охлаждения, а на рисунках 3.48 и 3.49 – распределение поля температуры поверхности напольного покрытия. Получено хорошее количественное и качественное согласование результатов расчетов с использованием подробной и упрощенной моделей.

Таблица 3.11 – Сравнение математических моделей

Наименование варианта	Размерность расчетной сетки, тыс. ячеек	Q пола, Вт/м ²	T поверхности. пола, °C
Подробная модель с трубами	17 002	75,04	30,5
Упрощенная модель	327	74,50	30,3

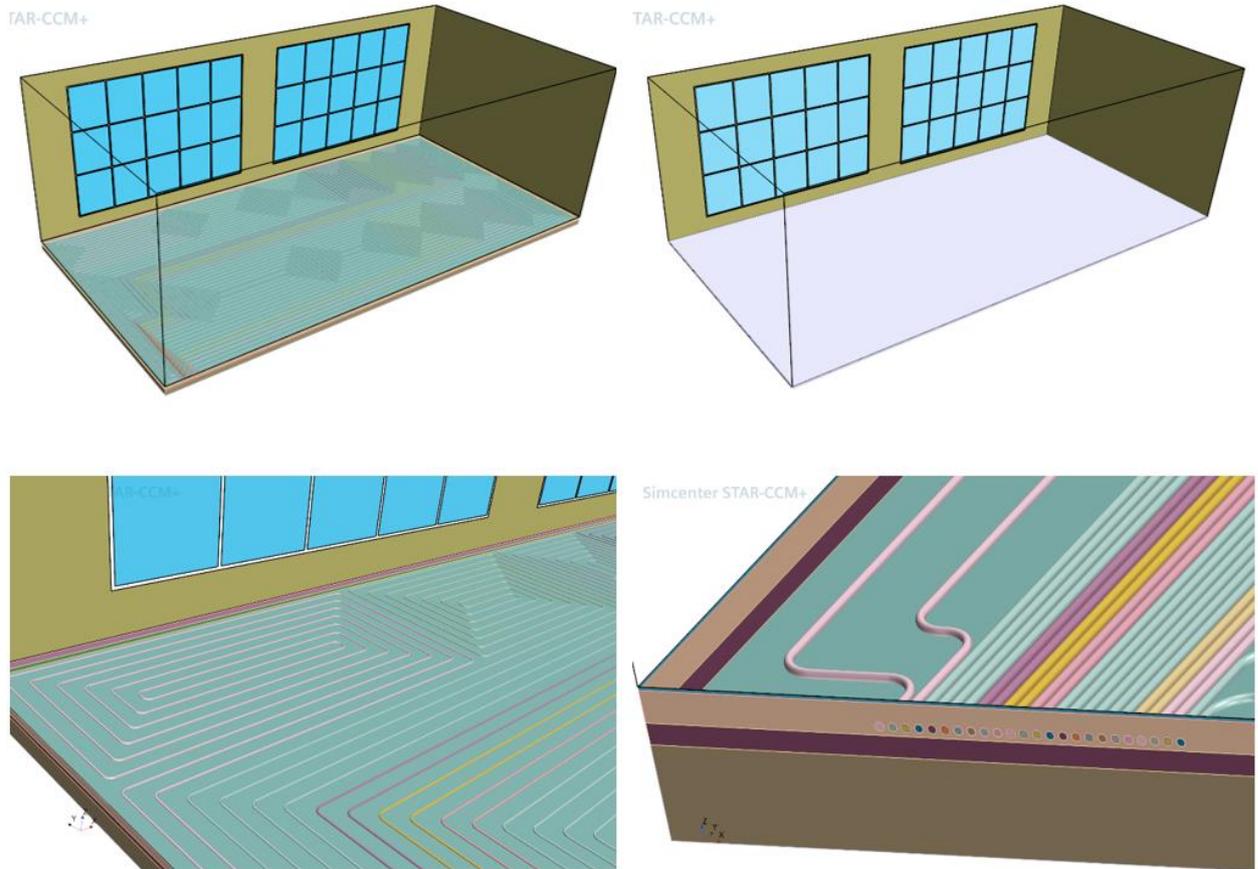


Рисунок 3.45 – Геометрия помещения и фрагменты укладки полимерных труб в стяжке

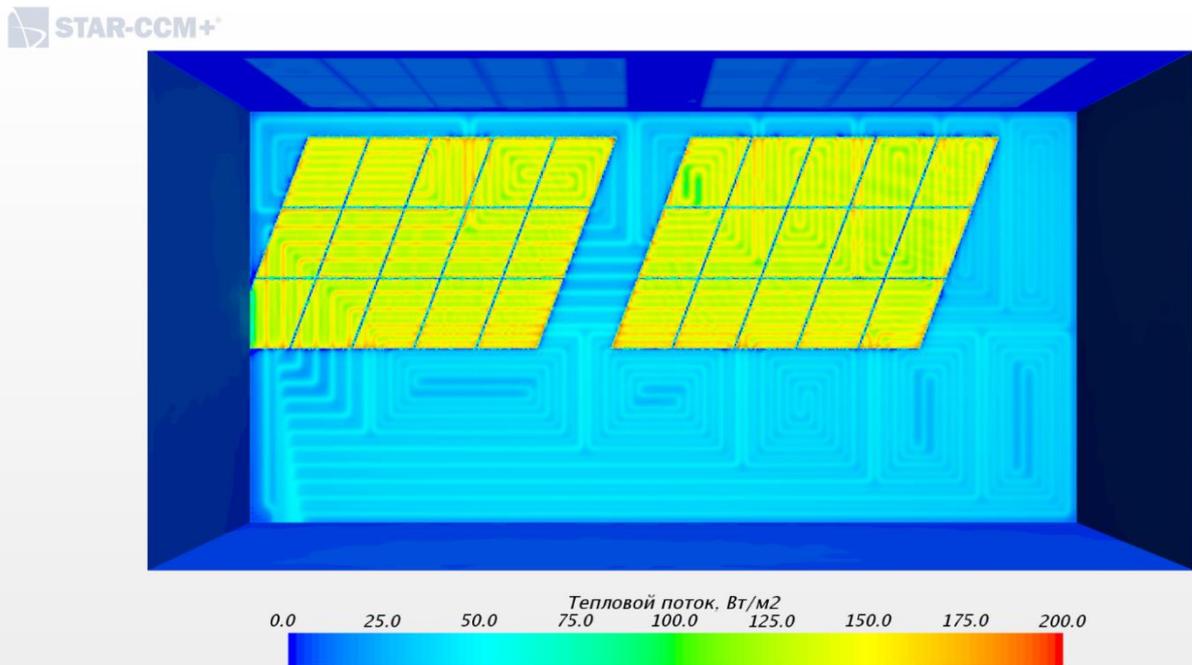


Рисунок 3.46 – Тепловой поток, в т.ч. от солнечной радиации, поглощаемый системой водяного напольного охлаждения. Подробная постановка. Расчетная сетка 17 млн. ячеек

STAR-CCM+

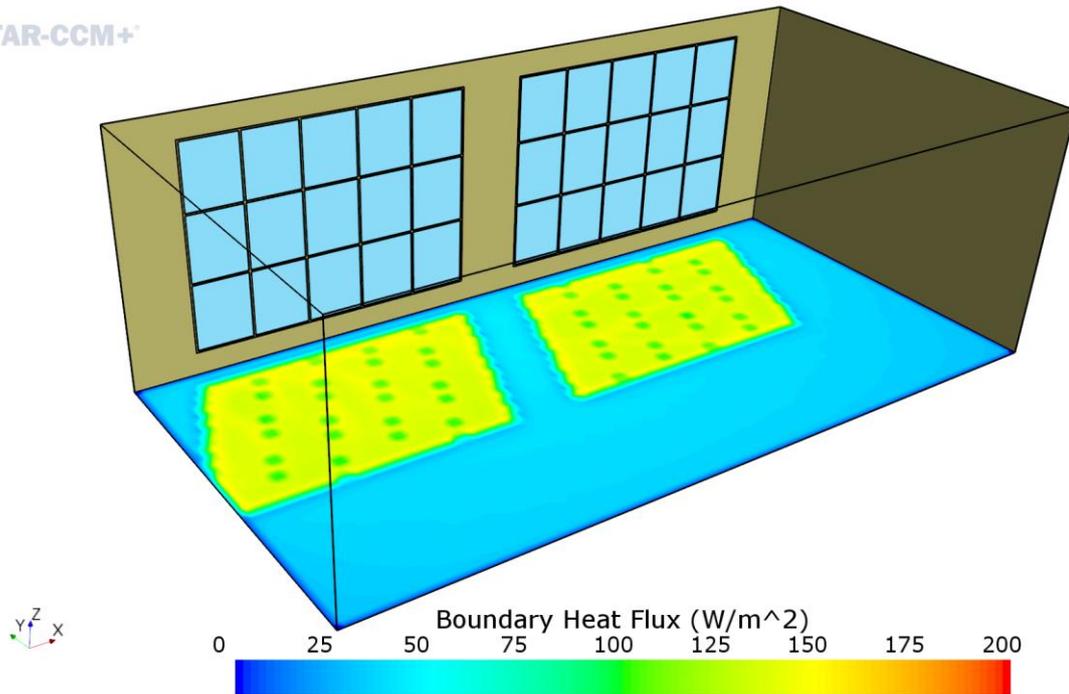


Рисунок 3.47 – Тепловой поток, в том числе от солнечной радиации, поглощаемый системой водяного напольного охлаждения. Разработанная упрощенная постановка. Расчетная сетка 0,3 млн. ячеек

STAR-CCM+

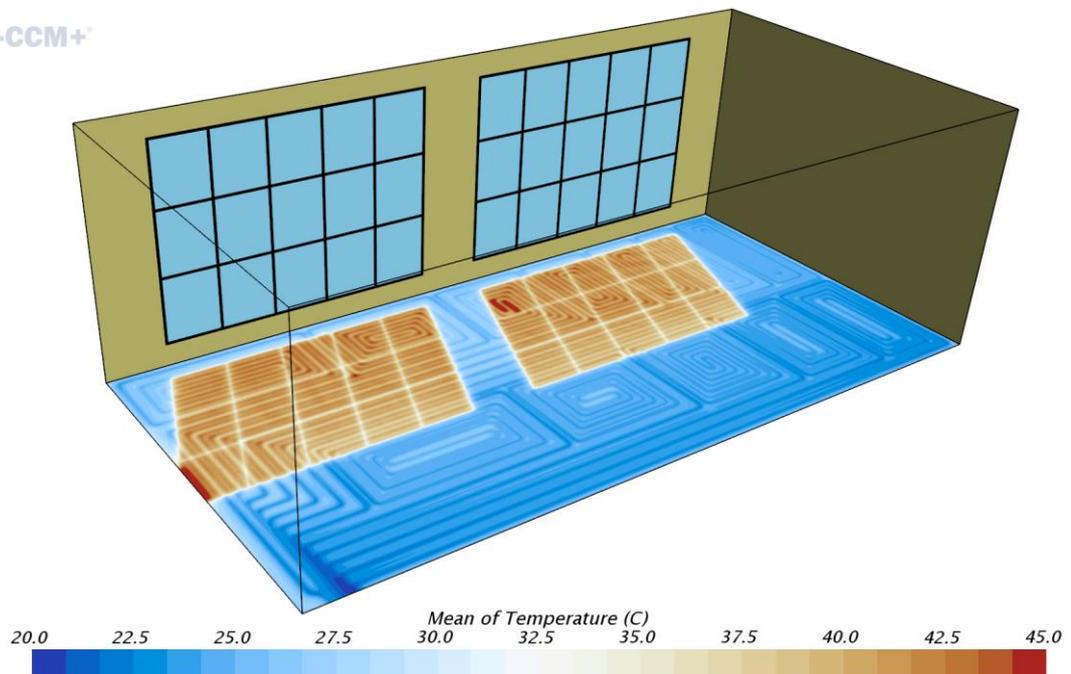


Рисунок 3.48 – Поле температуры на поверхности напольного покрытия. Подробная постановка. Расчетная сетка 17 млн. ячеек

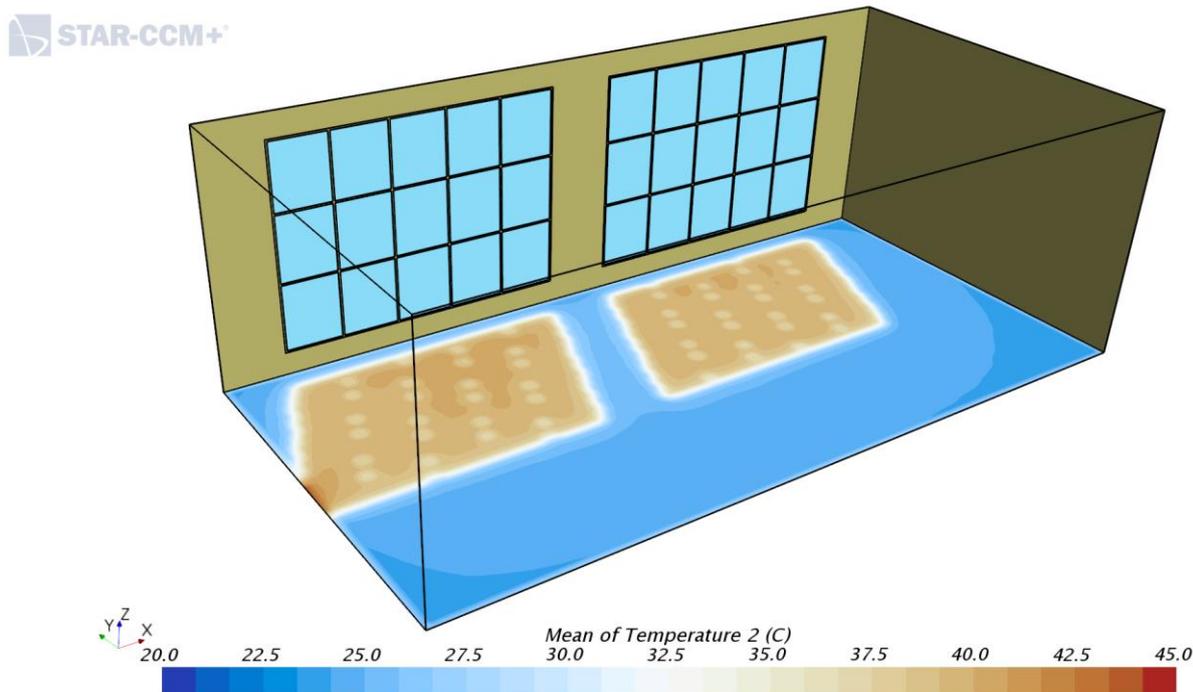


Рисунок 3.49 – Поле температуры на поверхности напольного покрытия. Разработанная упрощенная постановка. Расчетная сетка 0,3 млн. ячеек

Разработанная упрощенная математическая модель позволяет описать работу системы водяного напольного охлаждения при использовании расчетных сеток, пригодных для решения практических задач анализа проектных решений.

3.5 Математическая модель радиационного теплообмена через фасадные конструкции

На поверхности стен, перекрытий для расчета температуры следует задавать граничное условие 3-ого рода $q_w = \frac{1}{\tilde{R}}(T_w - T_a)$, где $\tilde{R} = R - \frac{1}{\alpha_{вн}} = \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{нар}}$, R – сопротивление теплопередаче; $\alpha_{нар}$ – коэффициент теплообмена на наружной поверхности согласно [124]; $\alpha_{вн}$ – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности, который не задается, а рассчитывается в процессе моделирования в зависимости от формируемых локальных значений параметров течения вблизи стенки.

3.5.1 Необходимость учета в математической модели стоечно-ригельной системы

Учет в численной 3D модели стоечно-ригельной системы светопрозрачных фасадных конструкций (КФС) при анализе параметров микроклимата, формируемых в помещениях общественных зданий системами ОВиК, приводит к заметному увеличению трудозатрат по созданию и расчету математической модели. Поэтому требуется обоснование необходимости 3D описание стоечно-ригельной системы в математической модели. В зависимости от толщины стоечно-ригельной системы, варианта обогрева фасада принимается решение о возможности исключения ее из модели. Ниже представлены результаты моделирования микроклимата помещения бассейна для двух различных схем воздухораспределения (таблица 3.12) при учете в 3D модели стоечно-ригельной системы и без учета (внутренняя поверхность фасада принятой плоской). Расчеты проведены для холодного периода года. Схемы циркуляции потоков в помещении бассейна, параметры задания граничных условий приведены в разделе 6.2 для схемы № 1 и схемы № 3. На рисунках 3.50 – 3.54 приведены линии тока, поля скорости и температуры, полученные для различных схем вентиляции помещения бассейна, и демонстрирующие влияние стоечно-ригельной системы на параметры микроклимата.

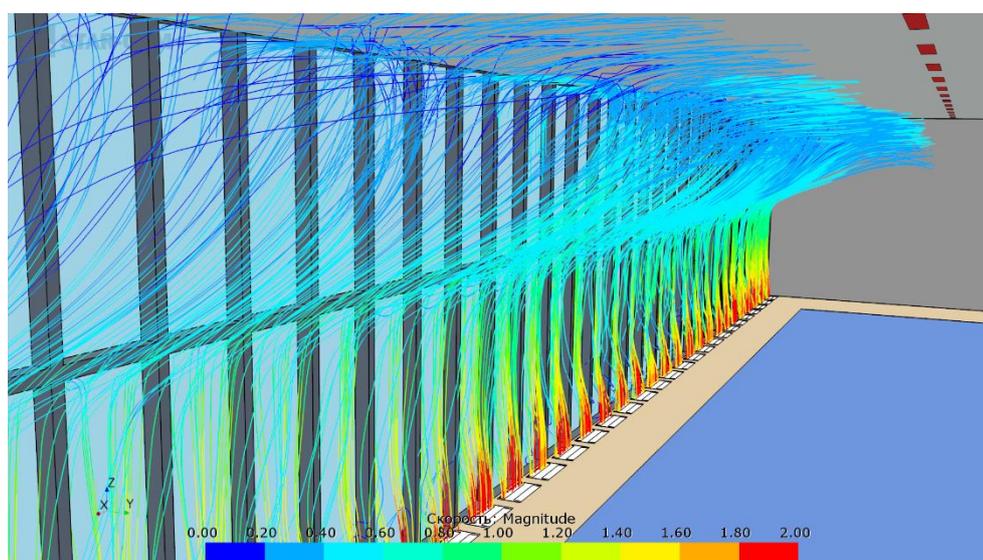


Рисунок 3.50 – Линии тока распространения воздушного потока. Схема № 1. Стоечно-ригельная система учтена в модели

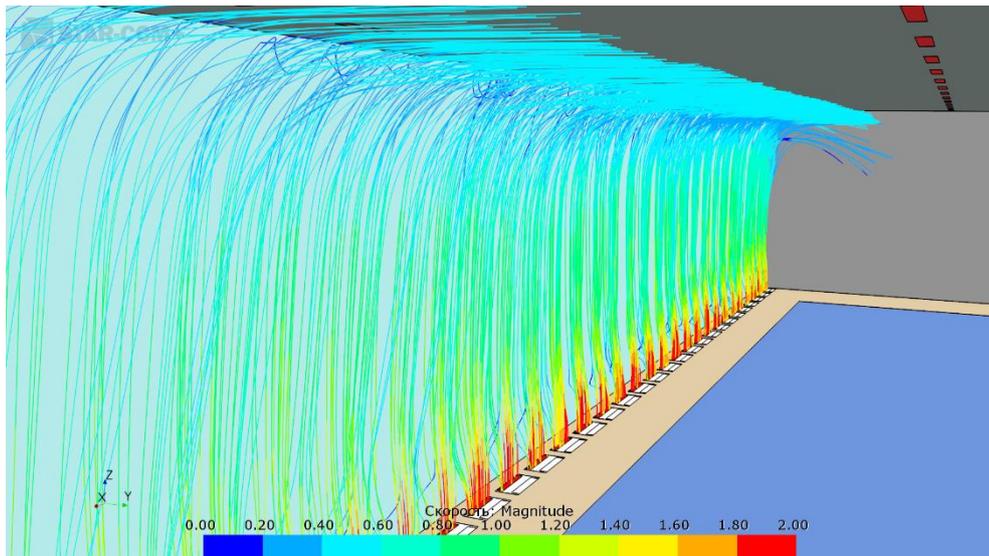


Рисунок 3.51 – Линии тока распространения воздушного потока.
Схема № 1. Светопрозрачный фасад принят плоским

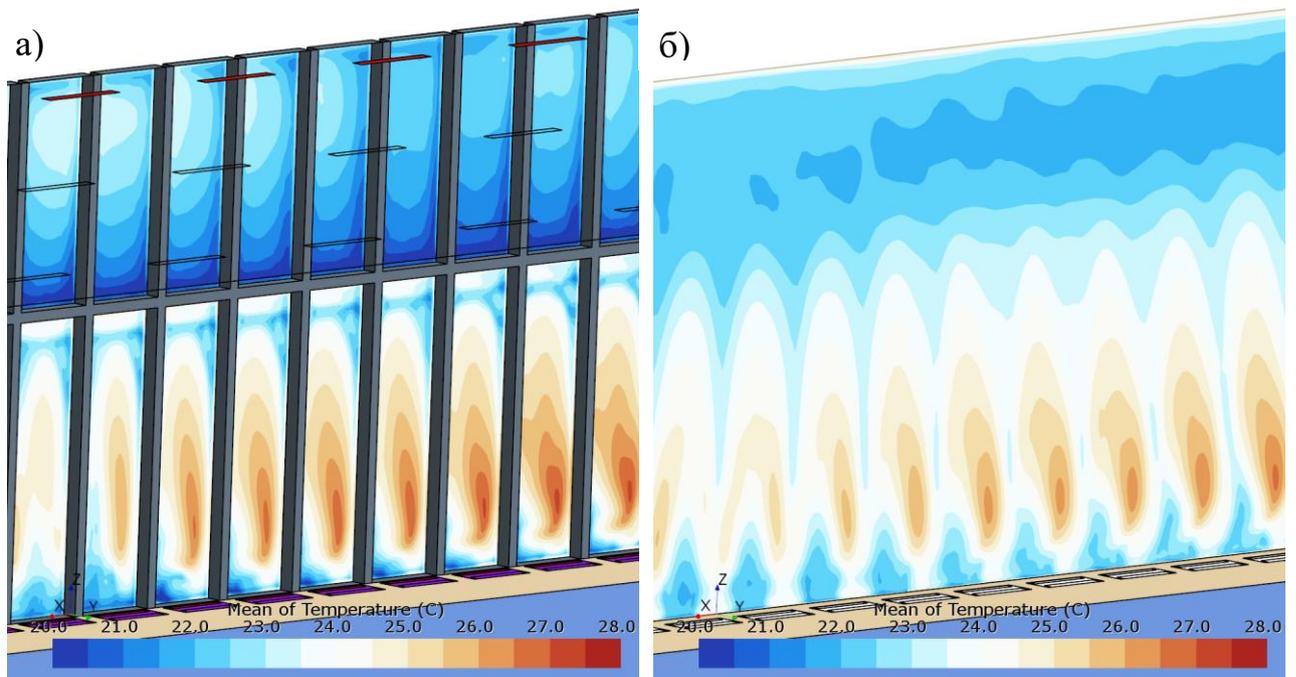


Рисунок 3.52 – Распределение температуры на внутренней поверхности наружного светопрозрачного фасада для схемы № 1: а) стоечно-ригельная система учтена в модели; б) светопрозрачный фасад принят плоским

В таблице 3.12 представлены результаты сравнения результатов моделирования при учете стоечно-ригельной системы и без учета для двух схем воздухораспределения.

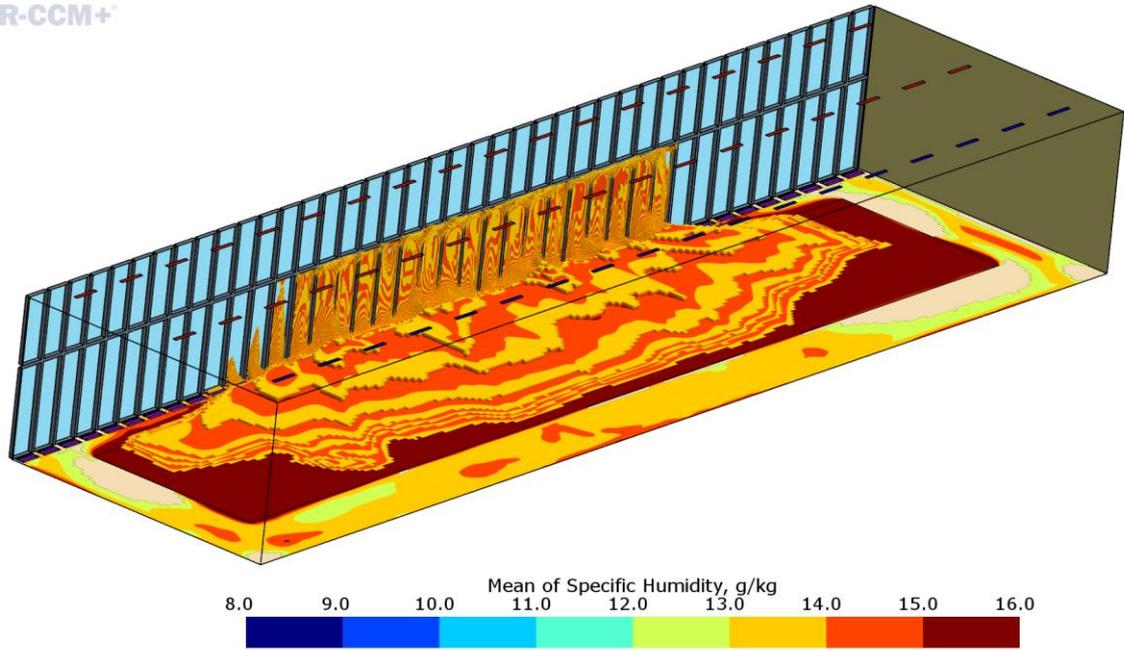


Рисунок 3.53 – Изоповерхность влагосодержания в объеме помещения бассейна для схемы № 3. Стоечно-ригельная система учтена в модели

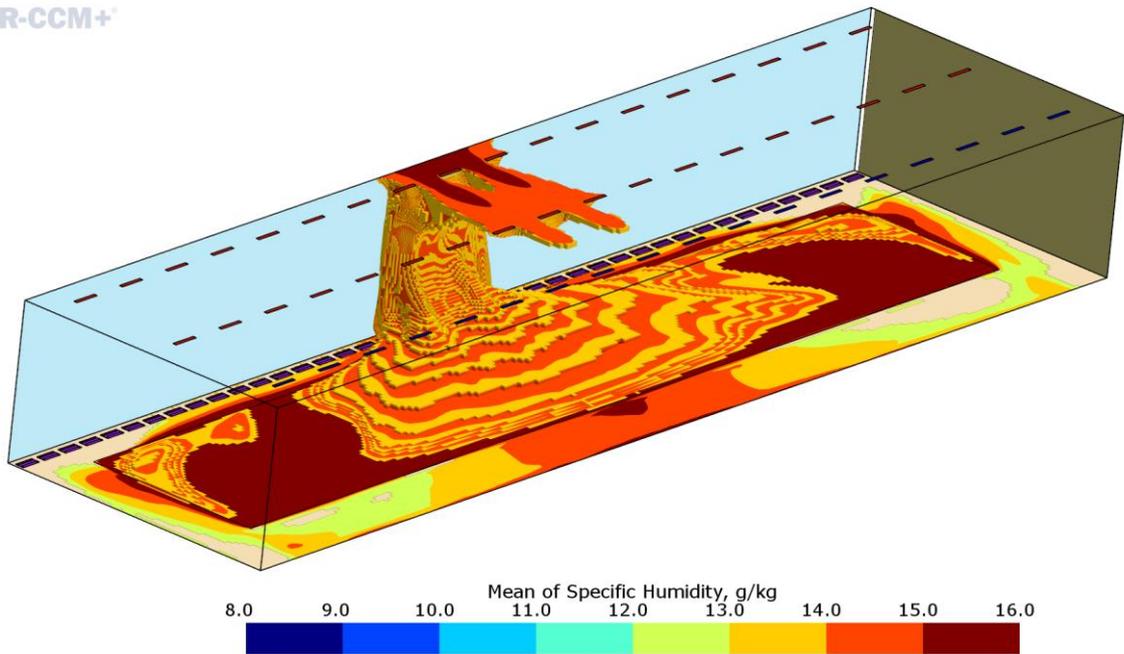


Рисунок 3.54 – Изоповерхность влагосодержания в объеме помещения бассейна для схемы №3. Светопрозрачный фасад принят плоским

Получено, что неучет стоечно-ригельной системы КФС при моделировании параметров микроклимата для схемы № 3 воздухораспределения в помещении бассейна, приводит к занижению относительной влажности в

верхней части стеклопакета (в области выше местоположения неучтенных ригелей) в среднем по остеклению на 5 – 7 %, а локально до 20%. Средняя по поверхности температура в верхней части стеклопакетов отличается на 0,8 – 1 °С. При этом локально над средними ригелями температура поверхности остекления (рисунок 3.52) на 4 – 5 °С ниже, чем на аналогичной высоте от пола на поверхности остекления в случае использования модели с гладкой поверхностью фасада.

Таблица 3.12 – Влияние учета в модели стоечно-ригельной системы

Контролируемые параметры	Схема № 1		Схема № 3	
	с учетом стоечно-ригельной системы	без учета стоечно-ригельной системы	с учетом стоечно-ригельной системы	без учета стоечно-ригельной системы
Влагосодержание в объеме помещения (среднее по объему), г/кг	11,7	11,7	10,7	10,7
Средняя температура в объеме, °С	30,0	30,0	29,9	29,9
температура фасада ниже ригеля, °С	23,9	24,1	25,7	25,2
температура фасада выше ригеля, °С	21,6	22,4	22,0	23,0
Относительная влажность на фасаде ниже ригеля, %	52	49	63	57
Относительная влажность на фасаде выше ригеля, %	55	60	70	63

Для различных вариантов схем воздухораспределения получено влияние учета стоечно-ригельной системы КФС на параметры микроклимата, формируемые вблизи фасада и на его поверхности. В рассмотренных случаях влияние учета стоечно-ригельной системы на средние по объему параметры микроклимата фактически отсутствуют. Однако локальные значения скорости, влагосодержания, температуры отличаются по объему, так как наличие ригелей

и стоек отклоняют потоки воздуха, изначально распространяющиеся вдоль фасада, и соответственно влияют на общую циркуляцию в объеме помещения.

Отметим, что в случае, если в исследуемой схеме воздухораспределения нет потоков приточного воздуха, настилающихся на фасад (как правило такая ситуация имеет место при анализе параметров микроклимата для теплого периода года при отсутствии в проекте конвекторов, работающих на охлаждение), то исключение из 3D модели геометрического описания стоечно-ригельной системы позволит существенно сократить трудоемкость создания и расчета численной модели без существенной потери точности результатов моделирования.

Таким образом доказано, что автоматически исключать учет стоечно-ригельной системы из математической модели недопустимо. Необходим анализ схемы воздухораспределения, конструкции фасадной системы, при необходимости следует проводить тестовые расчеты влияния фрагмента фасадной системы на формирование характеристик микроклимата в «пристенной» зоне для определения возможности ее исключения из модели.

3.5.2 Модель широкополосного излучения для светопрозрачных фасадных конструкций

При использовании модели широкополосного излучения весь диапазон частот делится на несколько спектральных полос. Каждой из этих полос будет соответствовать свое значение коэффициента поглощения и пропускания материала. Для большинства стекол, используемых в светопрозрачных фасадных конструкциях, для описания свойств поглощения и пропускания теплового излучения (рисунок 2.6) подходит разбиение всего диапазона частот на две спектральные полосы с областью длин волн:

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad & \lambda = 10^{-7} - 3 \cdot 10^{-6} \text{ м} \\ \text{II.} \quad & \lambda = 3 \cdot 10^{-6} - 1 \text{ м} \end{aligned} \tag{3.15}$$

Известная модель серого излучения предполагает, что коэффициенты поглощения, пропускания поверхностей не зависят от длины волны излучения, то есть постоянны во всем диапазоне длин волн. Однако модель серого тела не подходит для описания свойств стекла (рисунок 2.6).

При численном моделировании параметров микроклимата в помещениях со светопрозрачными фасадными конструкциями необходимо использование модели широкополосного излучения с соответствующим заданием коэффициентов пропускания, поглощения (коэффициент отражения автоматически рассчитывается) для ограждающих конструкций.

Использование при численном моделировании микроклимата модели серого тела приводит к ошибкам в определении температуры в помещении и нагрузках на систему вентиляции и кондиционирования. Наибольшее отклонение будет иметь место для высоких помещений с большой площадью остекления, в которых в верхней зоне формируются температуры воздуха существенно (на 5 – 15 °С) выше, чем в обслуживаемой зоне, в том числе при нагреве поверхностей внутренних стен падающим солнечным излучением.

Ошибка при расчете полей температуры в помещении при использовании модели серого тела (либо при задании одинаковых коэффициентов поглощения и отражения для светопрозрачных конструкций для всего диапазона длин волн) связана с тем, что нагретые внутренние поверхности помещения излучают тепловую энергию в низкочастотной части инфракрасного спектра. Для этого излучения стекло непрозрачно (рисунок 2.6) и соответственно не будет пропускать данное излучение наружу. При этом, при использовании модели серого тела светопрозрачная конструкция будет иметь коэффициент пропускания, например 0,5, как для видимого излучения и в высокочастотной части инфракрасного спектра (пропускание солнечного излучения), так и для низкочастотной части инфракрасного спектра (пропускание излучения от нагретых внутренних поверхностей помещения). В результате, получаются некорректные значения для теплоты, уходящей из помещения, приводя к ошибке

в определении требуемой холодопроизводительности систем ОВиК и занижая ее значение.

Отметим, что в каталогах продукции стеклопакетов представлены значения коэффициентов пропускания именно солнечного излучения. Так как основная энергия солнечного излучения приходится на диапазон длин волн до 3 мкм, то приведенные значения в каталогах – это величина коэффициентов для диапазона I в формуле (3.15). Коэффициент пропускания солнечной энергии для диапазона II равен 0, а коэффициент излучения стекла при температурах, соответствующих низкочастотной части инфракрасного спектра (в т.ч. при комнатных температурах) составляет $\approx 0,9$.

Ниже представлены результаты моделирования микроклимата в помещении вестибюля многофункционального высотного комплекса при использовании для расчета радиационного теплообмена модели широкополосного излучения (Вариант № 1) и модели серого тела (Вариант № 2).

Расчеты проведены для здания, расположенного в г. Москва (в численной модели заданы долгота $37^{\circ}37'$, широта $55^{\circ}45'$). Расчетный день – 15 июля. Светопрозрачный фасад вестибюля (рисунок 3.54) ориентирована на запад. Расчетное время при моделировании – 17:00.

Высота вестибюля – 27 м. Площадь светопрозрачного остекления – 970 м².

В модели принято: приведенное сопротивление теплопередаче фасада $0,9 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$, внутренних стен, пола и потолка $1,0 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$.

Для светопрозрачной части фасада заданы следующие свойства:

- для модели серого тела: $\tau_e = 0,6$; $\varepsilon = 0,1$;
- для модели широкополосного излучения:

$$\lambda = 10^{-7} - 3 \cdot 10^{-6} \text{ м} : \tau_e = 0,6; \varepsilon = 0,1;$$

$$\lambda = 3 \cdot 10^{-6} - 1 \text{ м} : \tau_e = 0,0; \varepsilon = 0,9.$$

Коэффициент поглощения α_e равен коэффициенту излучения ε для той же длины волны.

Коэффициент отражения рассчитывается автоматически: $\rho_e = 1 - \tau_e - \alpha_e$.

Для расчета радиационного теплообмена, в том числе поля теплового потока от солнечного излучения, использовался подход *S2S*.

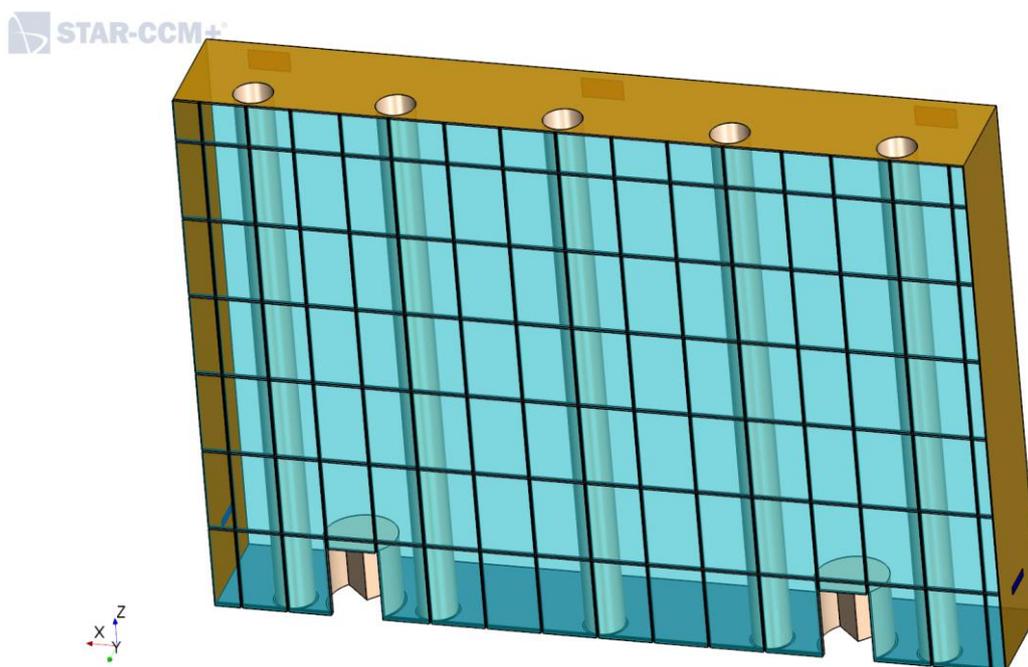


Рисунок 3.55 – 3-D модель помещения вестибюля, используемая при проведении расчетов

Величина солнечного излучения, прошедшего через фасад, составила 389 кВт (получена при интегрировании в расчетной модели по всем внутренним поверхностям теплового потока упавшего на них в диапазоне длин волн I (см. (3.15)). При этом в помещении осталось 364 кВт (25 кВт вышло через остекление наружу после отражения солнечного излучения от внутренних поверхностей вестибюля).

Подача наружного воздуха реализована через две решетки типа АМН, установленные на высоте 3 м от пола. Расход наружного воздуха составил 5 000 м³/ч, температура подачи 20 °С. Для охлаждения вестибюля предусмотрена рециркуляционная система. Охлажденный воздух (расходом 29 000 м³/ч) подается из решеток, расположенных в полу вдоль фасада (ширина решеток 100 мм) с температурой 18 °С, и забирается под потолком помещения.

Сравнение результатов моделирования микроклимата для Варианта № 1 и Варианта № 2 приведены на рисунках 3.56 – 3.58 и в таблице 3.13.

Таблица 3.13 – Сравнение результатов моделирования микроклимата при использовании двух моделей излучения

Наименование варианта	Вариант № 1. Модель широкополосного излучения	Вариант № 2. Модель серого тела	Ошибка при использовании модели серого тела
Температура на вытяжных устройствах, °С	40,9	35,9	5,0
Средняя по объему температура, °С	32,3	29,4	2,8
Температура в обслуживаемой зоне, °С	24,4	23,7	0,7
Холодопроизводительность системы рециркуляции, кВт	224,8	176,1	22%

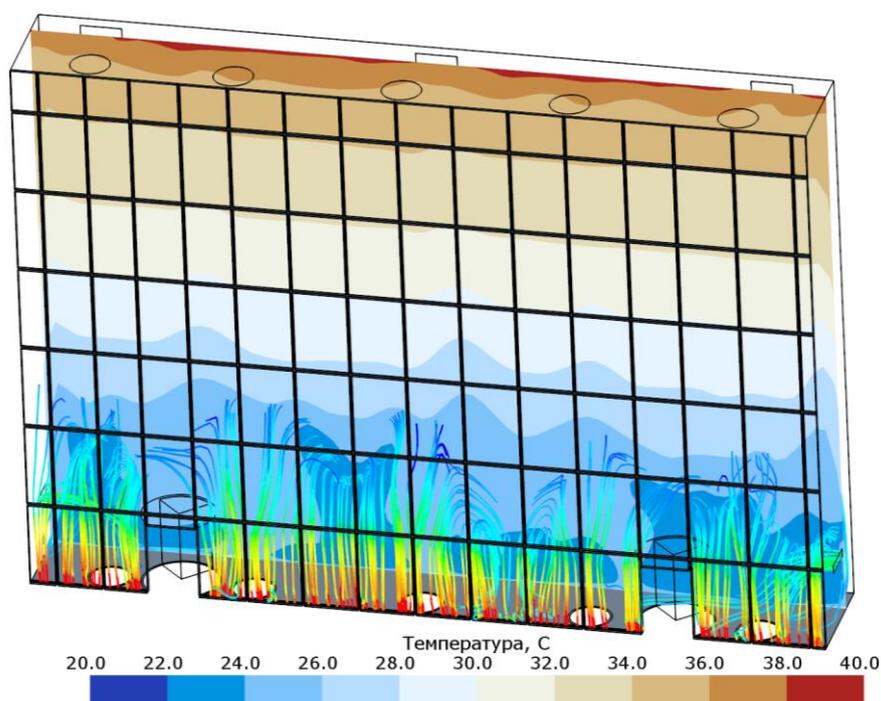


Рисунок 3.56 – Поле температуры в вертикальном сечении. Модель серого тела

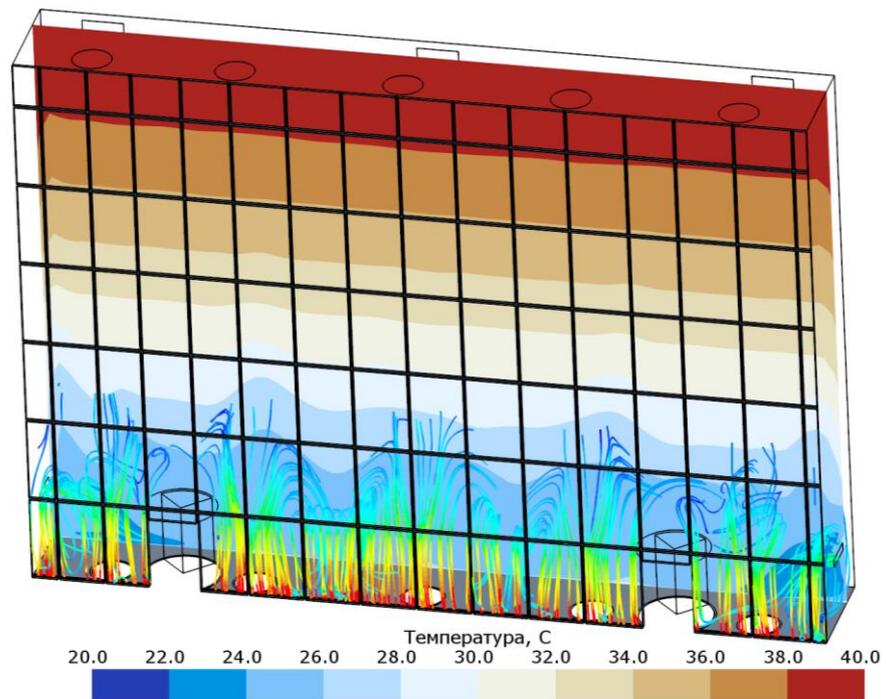


Рисунок 3.57 – Поле температуры в вертикальном сечении. Модель широкополосного излучения

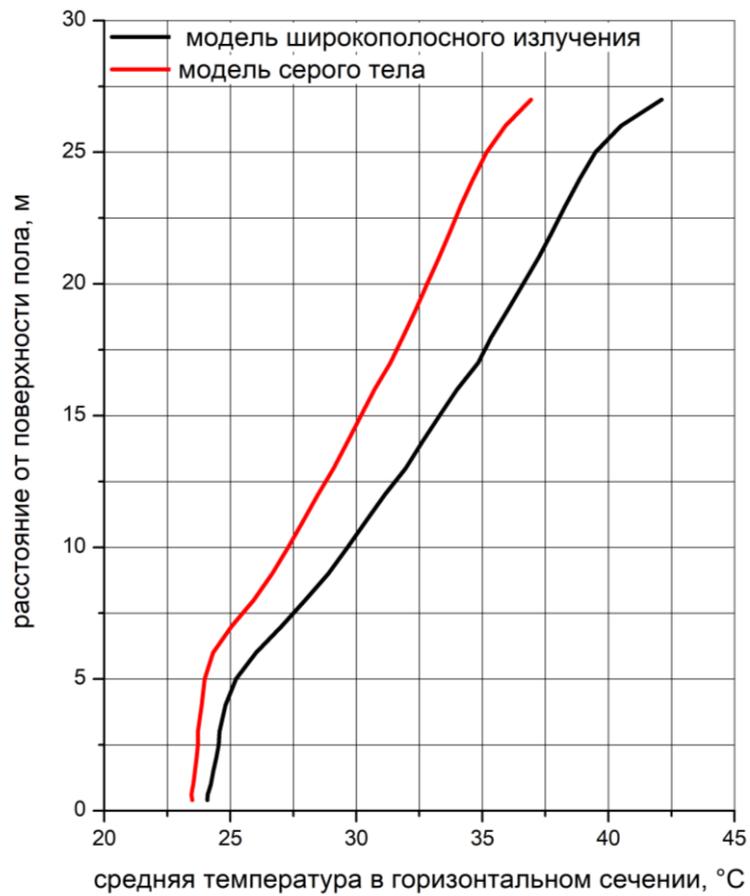


Рисунок 3.58 – Изменение температуры воздуха по высоте помещения при использовании двух моделей излучения

Из представленных полей температуры видно, что использование более простой модели серого тела дает существенно отличающееся распределение температуры по объему помещения вестибюля: температуры как в верхней, так и в нижней части помещения оказываются ниже, чем при использовании модели широкополосного излучения. Как и следовало ожидать, наибольшее отличие наблюдается в верхней зоне помещения.

Как видно из таблицы 3.13 использование модели серого тела при численном моделировании микроклимата привело к занижению требуемой холодопроизводительности рециркуляционной системы более 20%.

Отметим, что во многих программах численного моделирования реализованы граничные условия 3-го рода как с возможностью задания воздействия окружающей среды на ограждающую конструкцию (в том числе, например, нагрев фасада солнечным излучением или воздействие на него радиационной температуры окружающей среды), так и отсутствие такого воздействия. В последнем случае в задаваемый коэффициент теплоотдачи наружной поверхности уже входит как конвективная составляющая, так и радиационная. Поэтому используя в модели коэффициент теплоотдачи наружной поверхности $23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ [124], следует выбирать граничное условие, исключаяющее влияние окружающей среды, в частности радиационной температуры.

В последние годы разрабатываются новые формулы стеклопакетов. В том числе появляются солнцезащитные стеклопакеты, имеющие низкий солнечный фактор за счет поглощения конструкцией солнечной энергии. При моделировании микроклимата помещений с такими стеклопакетами необходимо учитывать нагрев стеклопакета солнцем с последующей отдачей части теплоты в помещение, части обратно на улицу. Отметим, что при наличии подобных светопрозрачных конструкций, необходимо провести тестовые численные расчеты при температурах и подвижности воздуха как внутри, так и снаружи помещения. Так, при применении на объекте таких стеклопакетов их данные по

пропусканию и поглощению солнечной энергии будут отличаться из-за других условий как снаружи, так и внутри помещения. В результате, солнечный фактор в зависимости от периода года (теплый период, переходной период), температуры в помещении (для высоких помещений вестибюлей, атриумов) будет изменяться как при моделировании, так и при реальной эксплуатации объекта.

3.5.3 Задание в модели внутренних солнцезащитных устройств

Расчет теплопоступлений от солнечной радиации для современных зданий с высоким процентом остекления зачастую определяет основные нагрузки на систему кондиционирования здания. Расчет максимальных теплопоступлений от солнечного излучения для кондиционируемых помещений как правило проводится согласно методике, приведенной в Пособии 2.91 к СНиП 2.04.05-91 [105]. При этом для учета уменьшения нагрузок от солнца в помещении при использовании таких солнцезащитных устройств, как шторы, жалюзи, в методике [105] используется коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств K_3 . Тепловой поток солнечной радиации через световой проем умножается на коэффициент K_3 , принимаемый по Приложению 8 СНиП II-3-79 и коэффициент теплопропускания остеклением световых проемов. В более современном нормативном документе по правилам проектирования солнцезащитных устройств здания (СП 370.1325800.2017 [130]) для учета штор, жалюзи и пр. вводится солнечный фактор солнцезащитного устройства $g_{сзу}$, при этом при расчете теплопоступлений от солнечной радиации в помещении используется значение общего солнечного фактора $g_{общ}$ (3.14).

$$g_{общ} = g_{сзу} \cdot g_{ост}, \quad (3.16)$$

где $g_{ост}$ – солнечный фактор остекления, указываемый производителем в документации.

То есть, и в [105], [130] количество солнечной радиации, прошедшей через световой проем, уменьшается на величину, зависящую только от применяемого солнцезащитного устройства.

Анализ проектных решений по системам ОВиК для современных зданий показал, что одним из факторов, который необходимо учитывать является снижение нагрузки на системы кондиционирования за счет использования штор и жалюзи внутри помещения.

Применение методов численного моделирования для анализа параметров микроклимата внутри помещений позволяет проводить расчеты, напрямую учитывая наличие солнцезащитных устройств внутри помещения. При таком учете в объеме помещения в 3D модели воспроизводится наличие затеняющих элементов. Для этого в модель добавляется отдельная область со свойствами (теплопроводность, теплоемкость, коэффициенты отражения каждой из сторон солнцезащитного устройства) используемого солнцезащитного устройства, например шторы.

Ниже представлены результаты моделирования при использовании внутреннего солнцезащитного устройства в помещении (рисунки 3.60 – 3.62). Расчеты проведены для южной и восточной ориентаций светового проема, различного солнечного фактора остекления, при наличии и отсутствии солнцезащитного устройства. Матрица расчетов представлена в таблице 3.14. Для каждого варианта холодопроизводительность систем подбиралась таким образом, что обеспечить температуру в обслуживаемой зоне $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчеты проведены для помещения, расположенного в г. Москва (в численной модели заданы долгота $37^{\circ}37'$, широта $55^{\circ}45'$). Расчетный день – 15 июля. Для светового проема, ориентированного на Юг расчетное время – 13:30, для проема, ориентированного на Восток – 9:30.

Геометрия, использованная при проведении расчетов представлена на рисунке 3.59. Расстоянии от солнцезащитного устройства до пола, потолка, стен составляет 5 см, до поверхности стеклопакета – 30 см.

Цель проведенных расчетов – определить фактический вклад солнцезащитных устройств в уменьшении величины теплопритоков в помещение от солнечной радиации.

Таблица 3.14 – Значение параметров в рабочей зоне

Наименование варианта	Ориентация светового проема	Наличие солнцезащитного устройства	Коэффициент прямого пропускания солнечной энергии стеклопакетом
Вариант №1.1	Юг	Нет	0,4
Вариант №1.2	Юг	Есть	0,4
Вариант №1.3	Юг	Нет	0,9
Вариант №1.4	Юг	Есть	0,9
Вариант №2.1	Восток	Нет	0,4
Вариант №2.2	Восток	Есть	0,4
Вариант №2.3	Восток	Нет	0,9
Вариант №2.4	Восток	Есть	0,9

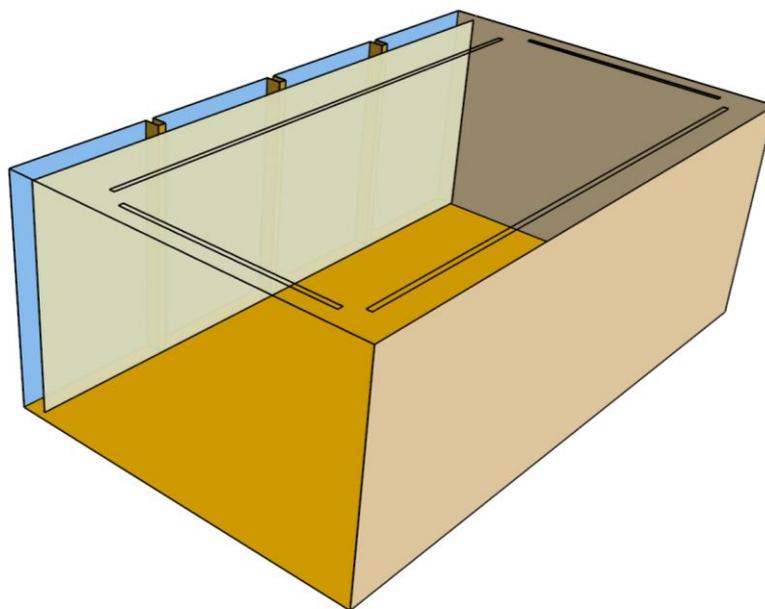


Рисунок 3.59 – 3-D модель помещения, используемая при проведении расчетов

Как видно из представленных результатов (таблицы 3.15 и 3.16), величина снижения теплопритоков при использовании одного и того же солнцезащитного устройства (одного и того же размера, расположенного на одном и том же

расстоянии от поверхности остекления, имеющего одни и те коэффициенты отражения солнечной энергии) зависит от солнечного фактора самого стеклопакета. Так, при солнечном факторе 0,9 величина теплопритоков от солнца уменьшается в 1,5 раза (величина $g_{сзу}$ составила 0,51), а при солнечном факторе 0,4 теплопритоки уменьшаются только в 1,2 раза (величина $g_{сзу}$ составила 0,7). Это объясняется тем, что в зависимости от коэффициента отражения солнцезащитного устройства, в рассматриваемом случае шторы, отражается одна и та же доля энергии, упавшей на его поверхность.

Таблица 3.15 – Результаты, ориентация ЮГ

Наименование варианта	Вариант № 1.1	Вариант № 1.2	Вариант № 1.3	Вариант № 1.4
Прошло через остекление, кВт	5,4	5,4	12,2	12,2
Осталось в помещении	5,4	3,9	12,2	6,5
$g_{сзу}$, полученный из CFD модели	1,00	0,72	1,00	0,53
Температура на вытяжке, °С	23,0	22,9	23,4	23,1
Холод систем ОВ, кВт	5,2	4,2	10,4	6,4

Таблица 3.16 – Результаты, ориентация Восток

Наименование варианта	Вариант № 1.1	Вариант № 1.2	Вариант № 1.3	Вариант № 1.4
Прошло через остекление, кВт	6,1	6,1	13,7	13,7
Осталось в помещении	6,1	4,3	13,7	7,0
$g_{сзу}$, полученный из CFD модели	1,00	0,70	1,00	0,51
Температура на вытяжке, °С	23,6	23,0	24,2	23,2
Холод систем ОВ, кВт	5,8	4,6	11,9	6,9

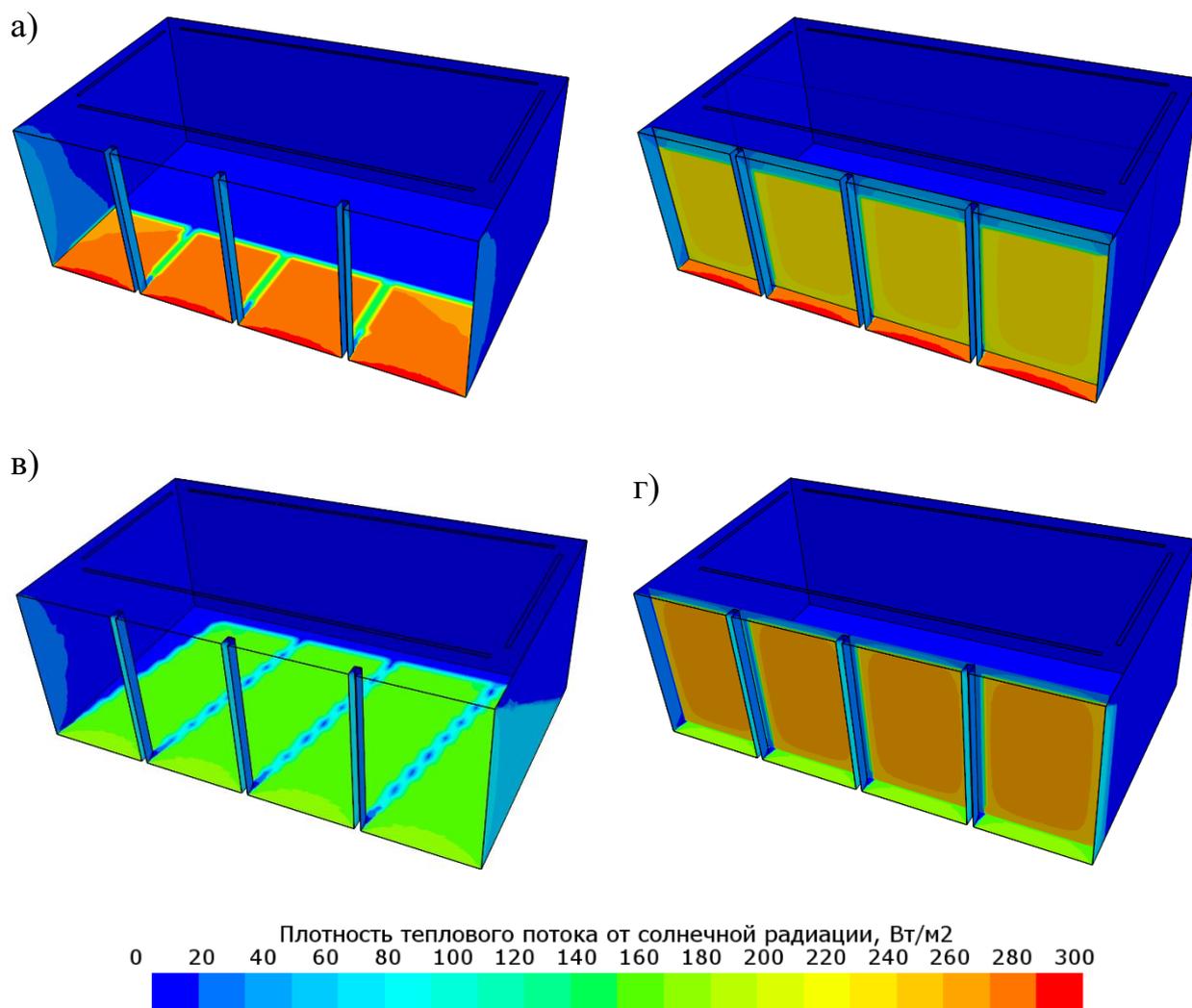


Рисунок 3.60 – Поле плотности теплового потока солнечной радиации (прямой + рассеянной), падающего на внутренние поверхности помещения: а) вариант № 1.3; б) вариант № 1.4; в) вариант №2.3; г) вариант № 2.4

Однако, в одном случае 0,9 от отраженной энергии уходит обратно на улицу через стеклопакет, а в другом случае только 0,4 от этой величины. То есть, чем выше коэффициент прямого пропускания солнечной энергии стеклопакетом, тем выше эффективность использования внутренних солнцезащитных устройств. И, наоборот, при низкой величине прямого пропускания, вся отраженная солнцезащитным устройством солнечная энергия останется в помещении.

Как видно, из полученных результатов, наличие солнцезащитного устройства влияет на распределение температуры по объему помещения. Так,

наличие шторы в рассматриваемом помещении приводит к нагреву воздуха между окном и шторой, и затем распространению теплого воздуха вверх помещения. Как результат температура на вытяжке становится выше температуры в обслуживаемой зоне.

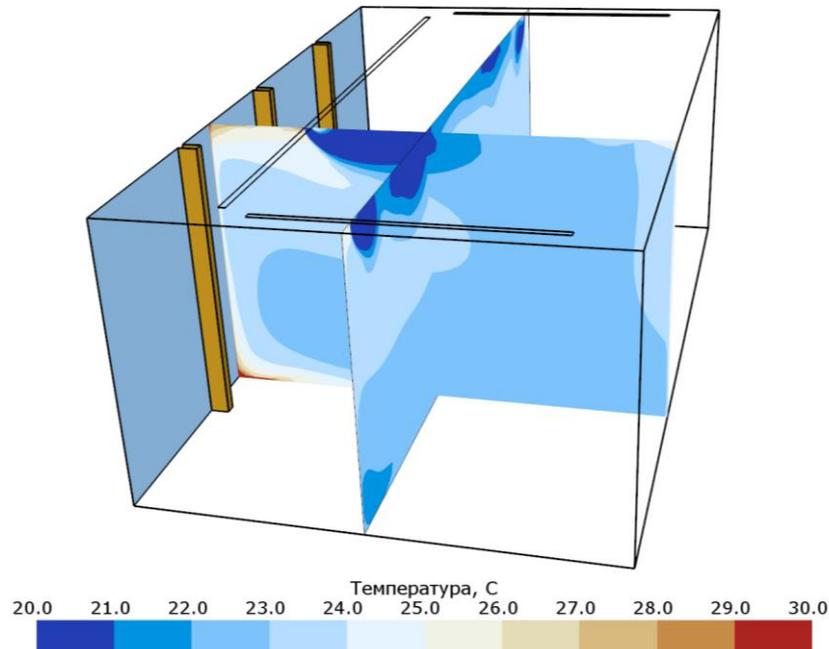


Рисунок 3.61 – Поле температуры в вертикальных сечениях помещения. Ориентация световых проемов – Юг. $SF = 0,4$.

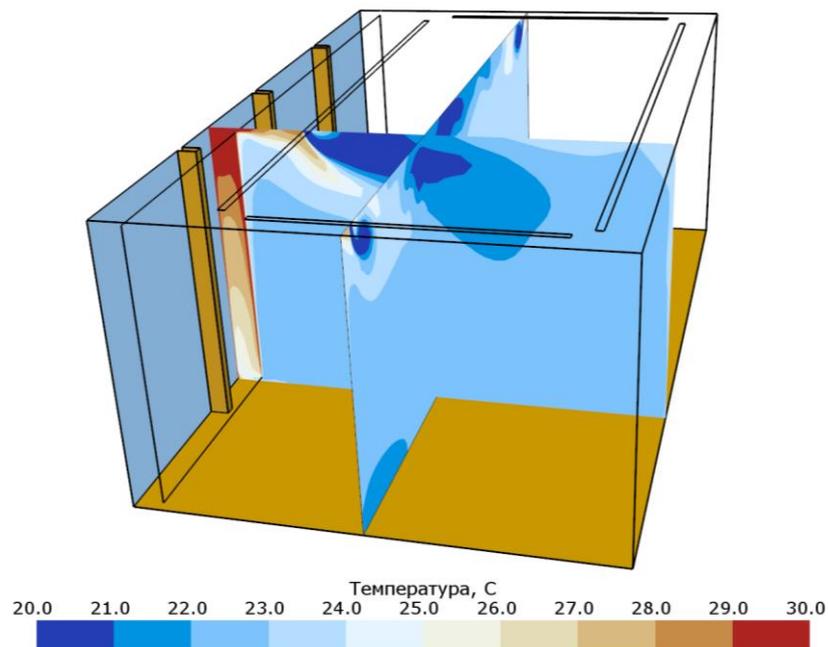


Рисунок 3.62 – Поле температуры в вертикальных сечениях помещения. Ориентация световых проемов – Юг. $SF = 0,4$. Внутренне солнцезащитное устройство – светлая штора

Результаты, полученные для двух различных ориентаций светового проема аналогичны по основным выводам, касающихся величины солнечного фактора солнцезащитного устройства, то есть не зависят от ориентации окон.

Характер распределения поля температуры для случая с солнечным фактором остекления 0,4, схож с полученным для солнечного фактора 0,9. Существенно отличаются необходимая мощность систем охлаждения (таблицы 3.15 и 3.16), но характер распределения поля температуры сохраняется.

Таким образом, использование методов численного моделирования при анализе параметров микроклимата, формирующихся в помещении, позволяет напрямую учесть в модели наличие внутренних солнцезащитных устройств и характеристик стеклопакетов. Это позволяет существенно уточнить величину теплопритоков от солнечной радиации в помещение. Так, показано, что применение постоянной величины $g_{сзу}$ дает занижение расчетных теплопритоков от СР при использовании стеклопакетов с низким значением прямого пропускания солнечной энергии, в том числе с низким значением солнечного фактора. Кроме того, непосредственный учет в модели внутренних солнцезащитных устройств позволяет правильно прогнозировать формирующиеся воздушные потоки в помещении.

Таким образом, необходимо учитывать солнцезащитные устройства напрямую при разработке численной модели, а не использовать приведенные в нормативных документах значения $g_{сзу}$.

Отметим, что для учета затенения внешними солнцезащитными устройствами, они также добавляются в модель отдельными телами, являющимися не прозрачными для солнечного излучения. В этом случае при расчете солнечного излучения, прошедшего через световой проем, учитывается его затенение наружными солнцезащитными устройствами, карнизами, самозатенения здания, затенение другими зданиями. Все это позволяет существенно увеличить точность определения теплопоступлений от солнечной радиации, следовательно, правильно определить мощность систем охлаждения в проекте.

Отметим, что различные *CFD*-программы обладают различными солнечными калькуляторами, определяющими интенсивность прямого и рассеянного солнечного излучения, падающего на поверхность остекления. Следует провести сравнение результатов расчета с данными в [105] или сравнить с результатами, получаемые по методике расчета, приведенной в *ASHRAE* [182]. Отметим, что [105] и [182] отличаются между собой, при этом в проектной практике ведущими проектными компаниями используются оба подхода. Так для расчета теплопритоков от солнечной радиации в настоящей диссертационной работе использовался калькулятор солнечной радиации согласно [182], интегрированный в программу *Siemens STAR-CCM+* с помощью пользовательских функций поля.

3.6 Классификация условий формирования параметров микроклимата в помещениях общественных зданий

На основе совокупности разработанных математических моделей для численного моделирования распределенных параметров микроклимата и CO_2 в помещениях общественных зданий была создана классификация вентиляционных течений, характеризующих условия формирования параметров микроклимата в помещениях общественных зданий. С этой целью объекты общественных зданий анализировались с точки зрения учета радиационного теплообмена, характера источников тепло- и влагопоступлений, преобладания вынужденной или свободной конвекции, условий теплообмена вблизи твердых поверхностей. Классификация вентиляционных течений приведена в таблице 3.17.

При разработке математических моделей воздухообмена и воздухообмена общественных зданий следует использовать разработанную классификацию для выделения конкретного вентиляционного течения и применения соответствующих уравнений, граничных условий согласно таблице 3.17.

Таблица 3.17. Классификация вентиляционных течений с точки зрения разработки математических моделей

№	1	2	3	4	5	6
Описание	Вентиляционные течения в помещениях с незначительными тепло- и влагопоступлениями	Вентиляционные течения в помещениях с существенными теплопоступлениями	Вентиляционные течения в помещениях с массовым пребыванием людей	Вентиляционные течения в помещениях с существенными теплопритоками от постановочного освещения	Вентиляционные течения в помещениях с существенными влагопоступлениями	Вентиляционные течения в помещениях при наличии ледовой поверхности и движущихся объектов, влияющих на тепло-, массоперенос вблизи нее
Характеризующие параметры	$Ri < O(1)$ $Gr = O(10^8) \div O(10^9)$ $q = O(1) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ $\dot{M} = \dot{M}$ от людей	$Ri = O(1)$ $Gr = O(10^8) \div O(10^{10})$ $q = O(10) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$Ri = O(1)$ $Gr = O(10^8) \div O(10^{10})$ $q_{\text{л}} = O(100) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$Ri = O(1) \div O(10)$ $Gr = O(10^9) \div O(10^{11})$ $q_{\text{освещ}} = O(100) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$\dot{M} = O(10) \frac{\text{г}}{\text{ч} \cdot \text{м}^2}$	$Ri = O(1) \div O(10)$ $Gr = O(10^9) \div O(10^{11})$ $q_{\text{рад}} = O(10) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
Особенности математической модели	Нет необходимости в решении уравнений радиационного теплообмена	Требуется решение уравнений радиационного $(I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$	Необходим отдельный учет радиационного и конвективного потоков от людей. Необходимо вносить в 3D	Раздельный учет коротковолновой и длиноволновой составляющих теплового излучения	Требуется решение уравнения переноса компоненты пара	Внесение источника генерации турбулентности вблизи ледового поля

Продолжение таблицы 3.17

№	1	2	3	4	5	6
		Требуют моделирования солнечной радиации (Qпрямое+Qрассеянное)	МОДЕЛЬ МАССИВ ЛЮДЕЙ	$q =$ $q_{\text{пад.в видимый диапазон}}$ $q_{\text{пад.в инфр. коротк. дип}}$ $\sum_{i=1}^{N_{\text{светильников}}} \eta_{ei} \cdot$ $P_i \cdot \text{КПД}_{\text{свет.}i}$ $q_i = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}}$ $= \eta_{ei} \cdot P \cdot (1$ $- \text{КПД}_{\text{свет.}i})$	$\frac{\partial \rho_{\text{CH}_2\text{O}}}{\partial t} + \nabla \cdot$ $(\rho_{\text{CH}_2\text{O}} \vec{V}) = \nabla \cdot$ $(\vec{J}_j + \vec{J}_{jt}) + S_{\text{H}_2\text{O}}$ <p>Введение модели осушителей</p> $\gamma_1 = \frac{\gamma_2 G_2 - M_{\text{производ}}}{G_1}$	$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (p + p_B) - \rho \varepsilon + Q_k,$ $\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon)$ $+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$ $= C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t p$ $+ C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t p_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$ $+ Q_\varepsilon$
П р и м е р ы п о м е щ е н и й	Классы в дошкольных образовательных учреждениях	✓				
	Торгово-офисные центры, Торгово-развлекательные центры		✓			

Продолжение таблицы 3.17

№	1	2	3	4	5	6
П р и м е р ы п о м е щ е н и й	Залы театров, концертные залы		✓	✓		
	Залы плавательных бассейнов со зрителями		✓		✓	
	Тренировочн ые ледовые арены				✓	✓
	Ледовые арены со зрителями			✓	✓	✓

3.7 Рекомендации

На основе проведенных исследований для решения задач определения воздухообменов и особенностей воздухораспределения объектов с большим пребыванием людей методом численного моделирования предложен комплекс математических моделей и сформулированы следующие рекомендации:

1) объекты, для которых рекомендуется методами математического моделирования выполнять корректировку значений воздухообмена и анализ особенностей воздухораспределения параметров воздушной среды, полученных при расчете с применением традиционных методов проектирования, являются:

- а) помещения с массовым пребыванием людей;
- б) крытые ледовые арены;
- в) плавательные бассейны и аквапарки;
- г) помещения с большой площадью светопрозрачных фасадных конструкций;
- д) многосветные помещения, в том числе атриумы;
- е) помещения, в которых несколько функциональных зон объединены одним объемом;
- ж) помещения, в которых предусмотрена вытесняющая схема вентиляции.

2) в качестве первого приближения для задания граничных условий при численном моделировании целесообразно использовать результаты расчетов, полученные с применением традиционных методов (схемы вентиляции, воздухообмен, условия воздухораспределения и др.);

3) необходимо включать уравнение радиационного теплообмена в решаемую систему дифференциальных уравнений (2.1) – (2.7) в следующих случаях:

- а) наличие систем радиационного охлаждения и/или отопления.

Например, водяного напольного охлаждения, потолочного панельного охлаждения, термоактивных системы отопления и охлаждения зданий;

- б) наличие ледовой поверхности;
 - в) помещения со светопрозрачными фасадными конструкциями.
- 4) не допускается исключать из рассмотрения радиационную составляющую явных тепловыделений от человека, либо задавать значение, равное сумме радиационного и конвективного потока только в виде конвективной составляющей;
- 5) для помещений, не относящихся к п.2, допускается не включать уравнения радиационного теплообмена в систему уравнений (2.1) – (2.7), а тепловыделения в размере радиационной части теплопоступлений от человека, источников освещения задавать в виде равномерного объемного источника в помещении, при этом конвективную часть теплопритоков задавать непосредственно с поверхности соответствующих объектов;
- б) при численном моделировании воздухораспределения в помещении, в котором запроектирована вытесняющая система вентиляции, не допускается задание равномерных тепловыделений в обслуживаемой зоне, вместо локального расположения людей и задания теплового потока с их поверхности, даже в случае помещений с массовым пребыванием людей;
- 7) для помещений со светопрозрачными конструкциями (фасадами) при расчете радиационного теплообмена необходимо использование широкополосной модели излучения с заданием соответствующих селективных свойств остекления;
- 8) если в помещении, для которого разрабатывается проектное решение нет светопрозрачных фасадных конструкций, то для сокращения вычислительных затрат при расчете радиационного теплообмена допускается использовать приближение серого тела;
- 9) не допускается автоматически исключать из рассмотрения стоечно-ригельную систему, описывая в математической модели светопрозрачную конструкцию со стороны помещения гладкой поверхностью. Такое упрощение может привести к существенному искажению параметров воздушной среды вблизи фасада и температуры на поверхности;

10) при численном моделировании помещений с большим числом воздухораспределительных устройств следует:

а) разработать подробную 3D математическую модель используемого в проекте воздухораспределительного устройства. Выполнить численные расчеты с заданием расходов воздуха, соответствующих проектным значениям;

б) выполнить серию тестовых расчетов с целью замены подробной модели воздухораспределителя упрощенной, обеспечивающей аналогичный темп затухания скоростей, форму результирующей струи;

в) на основе сравнения с расчетом на подробной модели, проверить разработанную упрощенную модель на адекватность описания неизотермичного течения при избыточной температуре, характерной для рассматриваемого проектного решения. При необходимости скорректировать разработанную упрощенную модель.

11) при анализе проектных решений, включающих использование внутрипольных конвекторов, разрабатывать упрощенную математическую модель на основе данных производителя о конструкции, величине тепло-, холодопроизводительности;

12) при анализе проектных решений, включающих использование систем напольного, потолочного охлаждения не допускается фиксировать температуру или тепловой поток на их поверхности. Фактическая холодопроизводительность таких систем будет зависеть от конкретных условий в помещении, температуры окружающих поверхностей, подвижности воздуха, наличия прямого солнечного излучения;

13) использование значений индекса комфортности Фангера, рассчитанного по средним по обслуживаемой зоне параметрам воздушной среды, малоинформативно. Для анализа теплового комфорта следует на основе локальных значений параметров воздушной среды и радиационной температуры вычислять распределение индекса комфортности по объему обслуживаемой зоны;

14) использование солнечного фактора солнцезащитных устройств для стеклопакетов с низким коэффициентом пропускания солнечной энергии приводит к существенному занижению фактической нагрузки на системы кондиционирования воздуха помещения. Рекомендуется при использовании внутренних солнцезащитных устройств (шторы, жалюзи) напрямую их учитывать в математической модели;

15) при численном моделировании рекомендуется избегать постановки граничных условий первого рода по температуре. Если другой возможности нет, то в этом случае при моделировании параметров воздушной среды использовать низкорейнольсовые версии k - ω или SST полуэмпирических моделей турбулентности с соответствующим разрешением сеточной структуры у твердых поверхностей (призматические слои, такие что $y^+ < 1$);

16) при отсутствии граничных условий первого рода по температуре рекомендуется использование полуэмпирических моделей турбулентности семейства k - ε для расчета параметров микроклимата в помещении, формируемых системами вентиляции и кондиционирования;

17) при корректировке проектных решений следует разработать рациональную последовательность выполнения расчетов, например:

- а) изменение угла подачи приточного воздуха;
- б) увеличение количества приточных устройств;
- в) замена типа воздухораспределительного устройства (не всегда возможно согласование с архитекторами)
- г) изменение температуры, влагосодержания приточного воздуха;
- д) изменение расхода приточного воздуха;
- е) полностью изменение схемы воздухораспределения.

3.8 Выводы по третьей главе

1. Создана классификация условий формирования параметров микроклимата в помещениях общественных зданий, реализованная в комплексе

математических моделей, который позволяет на стадии проектных решений прогнозировать характер 3D распределений параметров микроклимата и концентраций CO₂, корректировать нагрузку на системы ОВиК, обеспечив рациональное использование энергоресурсов.

2. Детально проанализированы основные факторы, влияющие на формирование полей температуры, влагосодержания, подвижности воздуха в общественных зданиях разного назначения, и обоснована необходимость их учета при численных расчетах.

3. Разработана математическая модель описания человека, в т.ч. обоснована достаточность геометрической детализации описания, обоснование постановки граничных условий, учет влияния движущихся людей на теплообмен у ледовой поверхности.

4. Обоснована необходимость учета радиационного теплообмена для широкого круга задач с источниками тепловыделений при численном моделировании параметров микроклимата.

5. Получено, что не учет радиационного теплообмена в математической модели приводит к существенным (10-50% в зависимости от задачи) ошибкам в определении параметров

6. Разработана классификация математических моделей по условиям формирования параметров микроклимата с учетом источников тепло-влаго-газовыделений в помещениях зданий разного типа при работе систем вентиляции и кондиционирования.

7. Предложены рекомендации по использованию разработанных моделей для численных расчетов задач определения воздухообменов и воздухораспределения различных объектов.

8. Для выбора наиболее рационального варианта организации воздухораспределения при проектировании исследуемого объекта рекомендуется проводить анализ результатов численных расчетов: полей температуры, скорости и влагосодержания воздуха, а также распределения концентраций CO₂.

9. Для расчета полей индекса комфортности Фангера автором написан программный код на языке C, который подключается к вычислительной среде STAR-CCM+ и использует в качестве входных аргументов массивы физических величин, получаемых в результате моделирования.

10. Разработанная методология решения задач воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях с помощью методов численного моделирования также может быть распространена на объекты промышленной вентиляции, в которых циркуляция воздуха определяется преимущественно приточными струями: складские помещения, «чистые» помещения, производственные помещения с незначительными тепло-газовыделениями.

4 ОБОСНОВАНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ

4.1 Расчет коэффициента воздухообмена классическими методами и методом численного моделирования

Сравнение численных расчетов выполнено для 4-х вариантов организации воздухообмена, для которых хорошо известны классические методы расчета коэффициентов воздухообмена. Часть результатов исследований опубликована в [52].

Высота и ширина помещения, количество людей, расход и температура приточного воздуха, тепловыделения от человека аналогичные, приведенным в разделе 3.1.1. Длина помещения, высота расположения приточного устройства подбирались таким образом, чтобы сохранялась расчетная схема воздухораспределения.

В математической модели для описания теплопритоков от людей использовался способ №1 (см. раздел 3.1.1).

Для численного моделирования температурных и скоростных полей были построены неструктурированные расчетные сетки с измельчением вблизи источников теплоты (людей), приточных устройств, зоны распространения струй. Общая размерность расчетной сетки для рассматриваемых вариантов составила 2,1-3,5 млн. ячеек. Для проверки сеточной сходимости был произведен тестовый расчет на сетке, измельченной в два раза по всем направлениям (общее количество ячеек составило ≈ 20 млн. ячеек). Полученные решения (температурные и скоростные поля) хорошо согласовались с результатами, полученными на базовой сетке. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная k - ε модель турбулентности.

Полученные из обработки результатов численного моделирования коэффициенты воздухообмена сопоставлялись со значениями, приведенными в

справочнике проектировщика [131] и рассчитанными по формулам, полученным Г.М. Позиным [96]. Все численные расчеты выполнены при сохранении расчетных схем воздухораспределения.

4.1.1 Подача воздуха сверху вниз настилающимися на потолок струями

На рисунке 4.1 показана схема воздухораспределения и полученное с помощью численного моделирования поле температуры для варианта подачи воздуха сверху вниз настилающимися на потолок струями.

Согласно [80], если расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны помещения местными отсосами общеобменной вентиляции, равен $\bar{L}_{p.z} = 0$, то формула (1.7) (см. подробнее раздел 1.3) имеет вид:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{стр}}{\bar{L}_{стр} + \bar{Q}_{p.z} \left(1 - \frac{F_{стр}}{F_n}\right) - 1} \quad (4.1)$$

В рассматриваемой задаче единственным источником тепlopоступлений являются люди. Тогда при перемешивающей вентиляции принято:

$$\bar{Q}_{p.z} = 0,7 \quad (4.2)$$

Относительный условный расход воздуха в приточной струе на расстоянии x (по длине развития струи) от приточного отверстия для компактной струи при размещении вытяжных отверстий вне зоны действия струи рассчитывается как:

$$\bar{L}_{стр} = \frac{2}{m} \frac{x}{\sqrt{F_0}} \quad (4.3)$$

где F_0 – площадь расчетного сечения воздухораспределителя, m^2 ; m – скоростной коэффициент воздухораспределителя.

Высота установки принята 3,3 м, высота рабочей зоны – 2 м. Расстояние до входа в рабочую зону: $x = a + (h_{пом} - h_{p.z.}) = 6 + 3,5 - 2 = 7,5$ м.

При значениях $m=6,8$, $F_0=0,3 \times 0,15=0,45$ m^2 относительный условный расход воздуха в приточной струе на расстоянии 7,5 м составит:

$$\bar{L}_{\text{стр}} = \frac{2}{6,8} \frac{7,5}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{0,045}} = 7,353, \quad \frac{F_{\text{стр}}}{F_n} = 4,8 \left(\frac{1}{m} \frac{x}{\sqrt{F_n}} \right)^2,$$

$$\frac{F_{\text{стр}}}{F_n} = 4,8 \left(\frac{1}{6,8\sqrt{2}} \frac{7,5}{\sqrt{6 \cdot 6}} \right)^2 = 0,081.$$

Окончательно, коэффициент воздухообмена равен

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{\text{стр}}}{\bar{L}_{\text{стр}} + \bar{Q}_{\text{п.з}} \left(1 - \frac{F_{\text{стр}}}{F_n} \right) - 1} = \frac{7,353}{7,353 + 0,7(1 - 0,081) - 1} = 1,051 \quad (4.4)$$

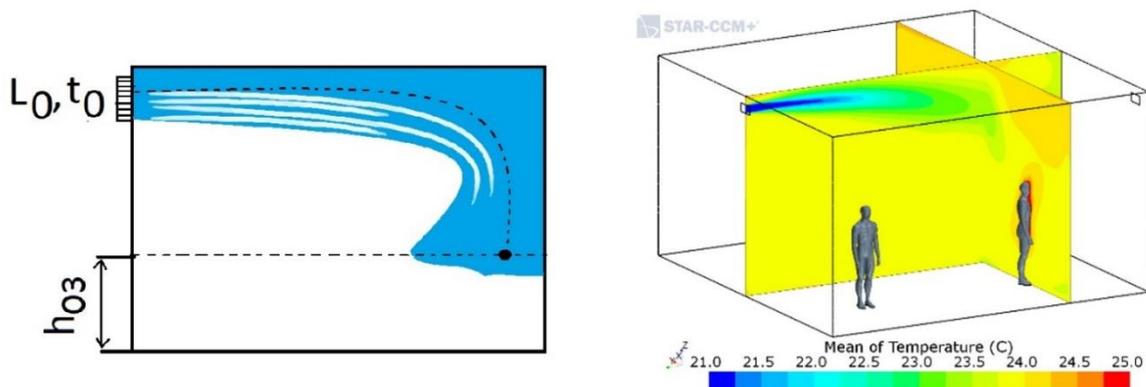


Рисунок 4.1 – Подача воздуха сверху вниз настиляющимися на потолок струями

Сравнение результатов расчета коэффициентов воздухообмена приведено в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Сравнение результатов расчета для подачи приточного воздуха сверху вниз настиляющимися на потолок струями

Наименование варианта	Метод расчёта	Значения коэффициента воздухообмена
1	Справочник проектировщика [131]	0,95
2	Расчетные зависимости Г.М. Позина [96]	1,05
3	CFD-моделирование	1,01

Анализ результатов расчёта показал, что расхождение между расчётными значениями коэффициентов воздухообмена (метод №1 и метод №2) менее 10%. Расхождение между средним значением, полученным расчетными методами и численным расчетом (CFD-моделирование) составляет 1 %.

4.1.2 Подача воздуха сверху вниз наклонными струями

На рисунке 4.2 показана схема воздухораспределения и полученное с помощью численного моделирования поле температуры для варианта подачи воздуха под углом в направлении рабочей зоны.

С учетом того, что для рассматриваемого случая в помещение подается охлажденный воздух, а расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны помещения местными отсосами общеобменной вентиляции, равен $\bar{L}_{p,z} = 0$, то согласно [98] формула (1.10) (см. подробнее раздел 1.3) примет вид:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{стр}}{\bar{L}_{стр} - 1 + \bar{Q}_{p,z}} \quad (4.5)$$

Аналогично (4.2), принимаем $\bar{Q}_{p,z} = 0,7$.

Относительный условный расход воздуха в приточной струе на расстоянии x (по длине развития струи) от приточного отверстия определяется согласно (1.11).

Для определения расчетной длины струи x до места ее входа в рабочую зону надо решить кубическое уравнение:

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \alpha \pm \frac{x^3}{3H^2 \cos^3 \alpha}, \quad (4.6)$$

где y – расстояние по вертикали от места установки приточного отверстия до входа в рабочую зону.

Знак плюс в (4.6) обозначает подачу тёплого воздуха, минус – подачу холодного. Угол $\alpha < 0^\circ$ указывает на подачу воздуха вниз, y – расстояние по вертикали между приточным отверстием и входом в рабочую зону.

Для конических, компактных и веерных струй геометрическая характеристика струи H определяется по формуле [127]:

$$H = \frac{\sqrt{T_\infty} m V_0 \sqrt[4]{F_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0 g}} \quad (4.7)$$

где m – скоростной коэффициент воздухораспределителя; n – температурный коэффициент воздухораспределителя; F_0 – площадь расчетного сечения воздухораспределителя; $\Delta t_0 = |t_0 - t_{\text{пом.}}|$ – избыточная температура воздуха на истечении приточной струи, $t_{\text{пом.}}$ – температура окружающей среды, g – ускорение свободного падения, $g=9,81$ м/с².

Для принятых значений $m=6,8$, $n=5,8$, $L=300$ м³/ч, $F_0=0,3 \times 0,15=0,45$ м², $t_{\text{пом.}} = 24^\circ\text{C}$, $\Delta t_0 = 24 - 21 = 3^\circ\text{C}$, геометрическая характеристика струи равна:

$$H = \frac{\sqrt{24} \cdot 6,8 \cdot 1,852 \cdot \sqrt[4]{0,045}}{\sqrt{5,8 \cdot (24 - 21) \cdot 9,81}} = 7,65.$$

Угол подачи наклонной струи 7° . Высота установки принята 2,8 м. Высота рабочей зоны, 2 м. Решая кубическое уравнение, находим $x=4,0$ м.

Расстояние по горизонтали от истечения до места внедрения струи в обслуживаемую зону должно удовлетворять условию $x = (0,3 \div 0,7)$, $a = 4,5 \div 10,5$.

Тогда относительный условный расход воздуха в приточной струе согласно (4.3) составляет:

$$\bar{L}_{\text{стр}} = \frac{2}{6,8} \frac{3,85}{\sqrt{0,045}} = 5,34,$$

а коэффициент воздухообмена будет равен:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{\text{стр}}}{\bar{L}_{\text{стр}} - 1 + \bar{Q}_{\text{р.з}}} = \frac{5,338}{5,338 - 1 + 0,7} = 1,06$$

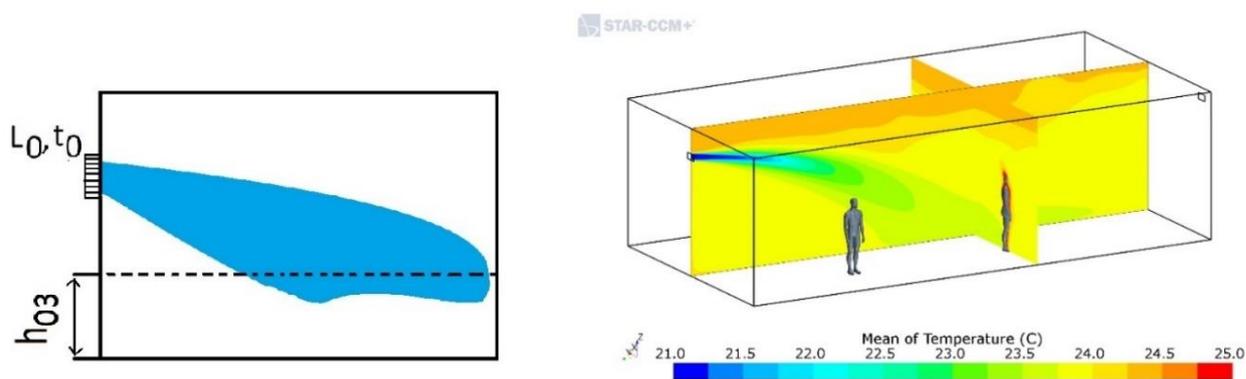


Рисунок 4.2 – Подача воздуха сверху вниз наклонными струями

Сравнение результатов расчетов коэффициентов воздухообмена приведено в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Сравнение результатов расчета для условий подачи приточного воздуха сверху вниз наклонными струями

Наименование варианта	Метод расчета	Значения коэффициента воздухообмена
1	Справочник проектировщика [131]	1,15
2	Расчетные зависимости Г.М. Позина [96]	1,06
3	CFD-моделирование	1,04

Анализ результатов расчёта показал, что расхождение между расчётными значениями коэффициентов воздухообмена (метод №1 и метод №2) составляет 8%. Расхождение между средним значением, полученным расчетными методами и численным расчетом составляет 6 %.

4.1.3 Подача воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей зоны при формировании обратного потока в обслуживаемой зоне

На рисунке 4.3 показана схема воздухораспределения и полученное с помощью численного моделирования поле температуры для варианта подачи воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей зоны.

При сосредоточенной подаче приточного воздуха рабочая зона омывается обратным потоком. Максимальная скорость в обратном потоке создается во

втором критическом сечении и, для компактных струй, определяется по формуле (1.12).

При расположении вытяжного отверстия за вторым критическим сечением, коэффициент воздухообмена рассчитывается согласно (1.13).

Расстояние до второго критического сечения для осесимметричной струи может быть определено:

$$x_{\text{кр}} = 0,31m\sqrt{F_{\Pi}},$$

$$k_L^t = 1 - \frac{1}{\bar{L}_{\text{кр}}} = 1 - \frac{1}{10,23} = 0,902.$$

Тогда для осесимметричных струй:

$$x_{\text{кр}} = 0,31m\sqrt{F_n}; \bar{L}_{\text{кр}} = \frac{2 \cdot 0,31m\sqrt{F_n}}{m\sqrt{F_0}} = 0,62\sqrt{\frac{F_n}{F_0}};$$

$$x_{\text{кр}} = 0,31 \cdot 6,8 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{3,5 \cdot 3,5} = 10,43; \bar{L}_{\text{кр}} = \frac{2}{6,8 \cdot \sqrt{2}} \frac{10,43}{\sqrt{0,045}} = 10,23.$$

Для принятых значений $m=6,8 \cdot 1,4$, $F_0=0,3 \cdot 0,15=0,045 \text{ м}^2$, $F_{\Pi}=3,5 \cdot 3,5=12,25 \text{ м}^2$ значение коэффициента воздухообмена составит согласно (1.13):

$$k_L^t = 1 - \frac{1}{\bar{L}_{\text{кр}}} = 1 - \frac{1}{10,23} = 0,902.$$

Минимальная длина помещения должна удовлетворять условию:

$$a \geq 0,5 \cdot m\sqrt{F_n} = 0,5 \cdot 6,8 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{3,5 \cdot 3,5} = 16,83 \text{ м}$$

При начальном расходе ($300 \text{ м}^3/\text{ч}$) значение критерия Архимеда достигало величины 0,3 на расстоянии 5 м от места истечения. Результаты моделирования показали, что струя действительно отрывается от потолка примерно на данном расстоянии.

При расходе приточного воздуха, увеличенном до $600 \text{ м}^3/\text{ч}$, расстояние на котором критерий Архимеда принимает значение 0,3 составляет 14 м. Длина помещения 15 м. В данном примере рассмотрен случай безотрывного течения.

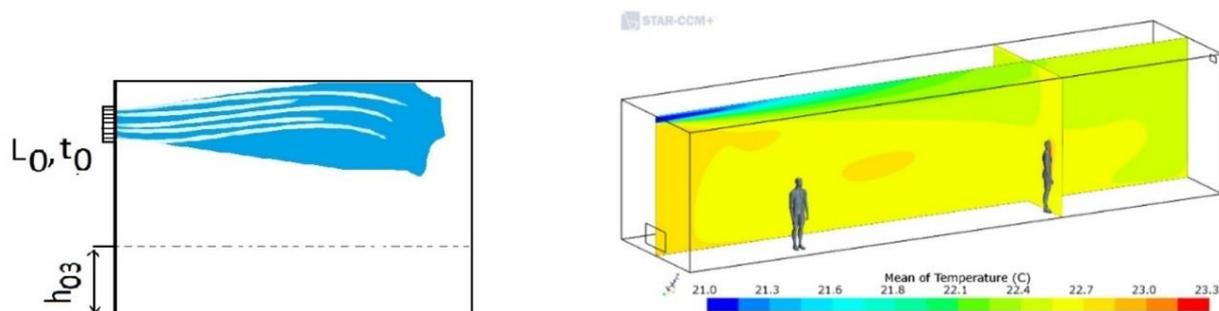


Рисунок 4.3 – Подача воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей зоны при формировании обратного потока в обслуживаемой зоне

Сравнение результатов расчетов коэффициентов воздухообмена приведено в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Сравнение результатов расчета для условий Подачи приточного воздуха горизонтальными стесненными струями выше рабочей зоны

Наименование варианта	Метод расчета	Значения коэффициента воздухообмена
1	Справочник проектировщика [131]	0,95
2	Расчетные зависимости Г.М. Позина [96]	0,90
3	CFD-моделирование	0,92

Анализ результатов расчёта коэффициентов воздухообмена показал, что расхождение между расчётными значениями (метод №1 и метод №2) – 5%. Расхождение между средним значением коэффициента воздухообмена, полученным расчетными методами и численным расчетом менее 1 %.

4.1.4 Подача воздуха в обслуживаемую зону низкоскоростными потоками

На рисунке 4.4 показана схема воздухораспределения и полученное с помощью численного моделирования поле температуры для варианта подачи воздуха в обслуживаемую зону низкоскоростными потоками.

Для помещений, в которых нет тепловых источников, образующих мощные конвективные потоки согласно [80] можно принять $\bar{Q}_k = 0$, $a = 1 - \bar{L}_{p.з.}$. Тогда формула (1.14) примет вид:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{стр} + \bar{L}_{p.з.} (1 - \bar{Q}_{p.з.})}{\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{L}_{p.з.}) (1 - \bar{Q}_{p.з.})}. \quad (4.8)$$

Для рассматриваемой схемы расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны помещения местными отсосами, равен $\bar{L}_{p.з.} = 0$. Тогда:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{стр}}{\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{Q}_{p.з.})}, \quad (4.9)$$

где $\bar{L}_{стр}$ – относительный расход воздуха в приточной струе в конце пути ее развития в рабочей зоне; $\bar{Q}_{p.з.}$ – доля теплоты, приходящаяся на рабочую зону;

При значениях параметров $m=6,8$; $F_0=0,5 \cdot 1,0=0,5 \text{ м}^2$; $x=6 \text{ м}$ относительный условный расход воздуха в приточной струе согласно (4.3) составит:

$$\bar{L}_{стр} = \frac{2}{6,8 \cdot \sqrt{2}} \frac{6}{\sqrt{0,5}} = 1,76.$$

В данном примере единственным источником теплоступлений являются люди. При подаче приточного воздуха низкоскоростным потоком в нижнюю зону, согласно [80] можно принять $\bar{Q}_{p.з.} = 0,25$. Коэффициент воздухообмена, в этом случае, рассчитывается как:

$$k_L^t = \frac{\bar{L}_{стр}}{\bar{L}_{стр} - (1 - \bar{Q}_{p.з.})} = \frac{1,76}{1,76 - (1 - 0,25)} = 1,74.$$

Отметим, что величина $\bar{Q}_{p.з.} = 0,25$, характеризующая долю теплоты поступающей в рабочую зону, достаточно условна, точно определить ее значение при расчете коэффициента воздухообмена на основе [98] затруднительно. В результате разброс значений коэффициента воздухообмена,

определяемых по инженерным методикам, для вытесняющей вентиляции может составлять до 25 %.

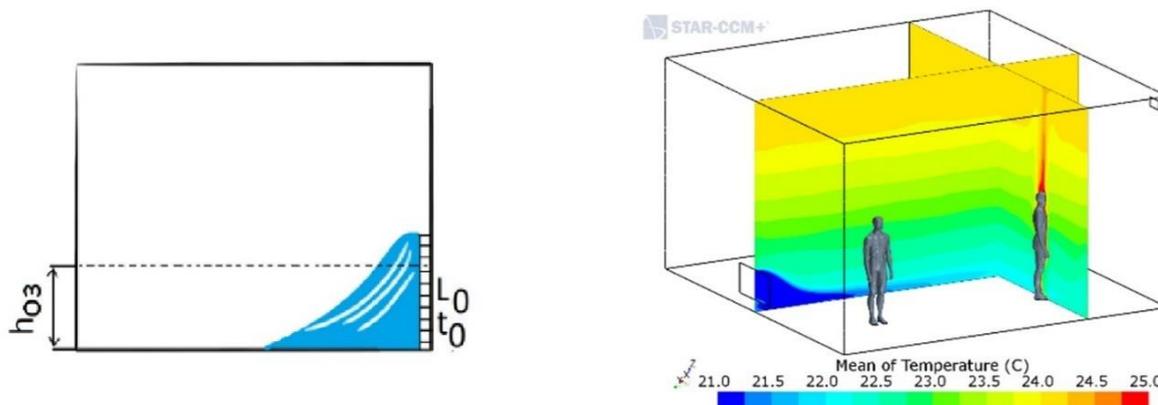


Рисунок 4.4 – Подача воздуха в обслуживаемую зону низкоскоростными потоками

Сравнение результатов расчетов коэффициентов воздухообмена для данного примера приведено в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Сравнение результатов расчета для условий подачи приточного воздуха в обслуживаемую зону низкоскоростными потоками

Наименование варианта	Метод расчёта	Значения коэффициента воздухообмена
1	Справочник проектировщика [131]	1,3
2	Расчетные зависимости Г.М. Позина [96]	1,74
3	CFD-моделирование	1,82

Анализ результатов расчёта показал, что расхождение между расчётными значениями (метод №1 и метод №2) – 25%. Расхождение между средним значением, полученным расчетными методами и численным расчетом менее 16 %. При сравнении с источником [96] различие составляет 4%.

4.2 Обоснование достоверности математической модели для расчета воздухораспределителей

При расчете численными методами тепловоздушного режима помещений необходимо корректно моделировать современные геометрически сложные воздухораспределительные устройства, которые на выходе формируют потоки с существенно неравномерным профилем скорости при разной степени турбулентности, влияющих на их развитие. Поэтому целесообразно проводить предварительное численное моделирование работы воздухораспределительного устройства. Часть результатов исследований опубликована в [58].

Для обоснования достоверности результатов численного моделирования и анализа влияния различных моделей турбулентности выполнено сравнение результатов моделирования многоконусного соплового воздухораспределителя SMK 200 (фирмы Арктос) с данными физического эксперимента.

Диффузор SMK был выбран, как характерный для проектных решений помещений большого объема в общественных зданиях.

Внешний вид диффузора и разработанная подробная его 3D модель представлены на рисунке 4.5. Расход воздуха в численном и лабораторном эксперименте совпадал и был равен $792 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Расчеты проводились с использованием следующих полуэмпирических моделей турбулентности: стандартная k - ϵ , нелинейная k - ϵ , SST. Для описания истечения из воздухораспределительного устройства была построена расчетная сетка размерностью 4,2 млн. ячеек. Сгущение расчетных ячеек выполнено вблизи поверхности воздухораспределителя и на выходе из него. Для проверки сеточной сходимости было выполнено измельчение ячеек по всем направлениям в 2 раза, при этом общая размерность сетки составила 53,6 млн. ячеек (рисунок 4.6, таблица 4.5). Получено, что расчетной сетки 4,2 млн. ячеек достаточно для получения сошедшегося по расчетной сетки решения (рисунок 4.9). Все остальные расчеты, связанные с использованием различных полуэмпирических

моделей турбулентности (таблица 4.5), были проведены на сетке размерностью 4,2 млн. ячеек.



Рисунок 4.5 – Внешний вид воздухораспределителя SMK 200 (слева) и 3-D модель для численного моделирования (справа)

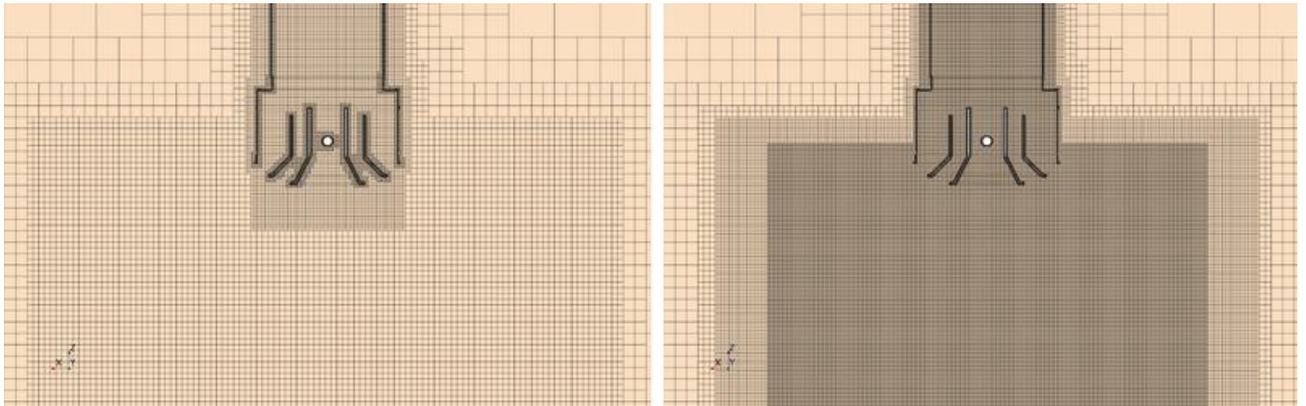


Рисунок 4.6 – Фрагменты расчетной сетки. Размерность сетки 4,2 млн. ячеек (слева), размерность сетки 53,6 млн. ячеек (справа)

Таблица 4.5 – Матрица расчетов

№ расчёта	Модель турбулентности	Размер расчётной сетки, тыс. ячеек
1	Стандартная $k-\epsilon$	4 186
2	Стандартная $k-\epsilon$	53 608
3	Нелинейная $k-\epsilon$	4 186
4	Ментера SST	4 186

Лабораторный эксперимент

Лабораторные испытания воздухораспределителя проводились на аэродинамическом стенде научно-исследовательской лаборатории аэродинамики и акустики завода «Арктос» (рисунок 4.7 и 4.8). Размеры измерительного помещения 20 м×12 м×10 м. В процессе измерений определялись следующие величины: динамическое P_d и статическое $P_{ст}$ давления в характерном сечении воздуховода, температура и влажность окружающего воздуха, максимальные значения скоростей $V_{x/y}$ воздуха в струе на различных расстояниях x или y от воздухораспределителя. Измерения проводились для изотермической струи в соответствии с методикой [29]. Измерения давления и расчет расхода воздуха производились согласно [26].

Все измерения производились с помощью средств измерений (таблица 4.6), поверенных в установленном порядке. Параметры струи измерялись с помощью термоанемометрической системы, включающей 8 сферических датчиков. Термоанемометрические датчики – сферические, частота съема скорости воздуха – 8Гц. Данные передавались на компьютер.

Таблица 4.6 – Средства измерений аэродинамического стенда, использованные при проведении натурных испытаний

Наименование СИ	Измеряемая величина	Диапазон измерений	Погрешность
Термоанемометрическая система с 8 сферическими датчиками	скорость воздуха	от 0,05 до 10 м/с	в диапазоне 0,05÷10 м/с: 0,02 м/с ± 3% от показаний
Многофункциональный микроанометр MP200P (КИМО)	давление	от 0 до 500Па	± 100Па: ±0,2% от показаний ±0,8Па; за пределами указанного диапазона: ±0,2% от показаний ±1,5Па
Комбинированный приемник давления (трубка Пито)	давление	от 2 до 30 м/с	±3% от показаний; КПито=1,007
Термогигрометр 610 (Testo)	температура	-10 +50 С°	±0,5С° от показаний
	относительная влажность	0 -100%	±2,5% от показаний в диапазоне 5-95%



Рисунок 4.7 – Аэродинамические испытания диффузора SMK

Полученные в измерительных точках значения динамического давления в воздуховоде усреднялись, и для расчета скорости использовалось усредненное значение. Расчет скорости воздуха в измерительном воздуховоде V_0 , м/с, производился по формуле

$$V_0 = \sqrt{\frac{2(P_d * K_{\text{Пито}})}{\rho}}, \quad (4.10)$$

где $K_{\text{Пито}}$ – поправочный коэффициент трубки Пито, безразмерный; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Плотность перемещаемого воздуха определялась по формуле:

$$\rho = \frac{B_a + P_{\text{П}}}{RK_{\phi}(t + 273)}, \quad (4.11)$$

где B_a – барометрическое давление окружающей среды, кПа; P_{II} — полное давление потока, Па; K_ϕ — коэффициент, зависящий от температуры и влажности перемещаемого воздуха. Значение K_ϕ определяется по таблице 1 [ГОСТ,1979]; t – температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Замеры модуля скорости в струе были проведены для 56 точек. Использовалось 8 датчиков, расположенных на 7 расстояниях от выхода струи. Для каждой замеряемой точки проводились параллельные измерения. Результаты измерений приведены в Приложении А.

Для каждой замеряемой точки (i, j) ($i = \overline{1, 8}; j = \overline{1, 7}$) определено среднее арифметическое модуля скорости

$$\overline{V_{ij\text{cp}}} = \frac{\sum_{k=1}^m V_{ijk}}{m}, \quad (4.12)$$

где m – количество параллельных измерения, $m=32$.

Для оценки дисперсии воспроизводимости для каждой замеряемой точки (i, j) вычислены квадраты разностей между найденными $\overline{V_{ij\text{cp}}}$ и результатами параллельных измерений V_{ijk} , и сумма квадратов разностей $\sum_{k=1}^m (V_{ijk} - \overline{V_{ij\text{cp}}})^2$.

Далее найдены дисперсии воспроизводимости параллельных измерений (таблица 4.7) в точках (i, j) :

$$S_{ij}^2 = \frac{(\overline{V_y} - \overline{V_{cp}})^2}{f}, \quad (4.13)$$

при числе степеней свободы $f=m-1=31$.

Таблица 4.7 – Результат расчёта дисперсий воспроизводимости

у, м	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
0,5	0,005	0,162	0,177	0,165	0,133	0,089	0,287	0,116
1,0	0,064	0,194	0,178	0,080	0,114	0,102	0,112	0,169
1,5	0,130	0,091	0,130	0,037	0,091	0,118	0,141	0,076
2,0	0,109	0,077	0,166	0,103	0,119	0,105	0,161	0,099
2,5	0,066	0,058	0,141	0,046	0,114	0,123	0,174	0,154
3,0	0,056	0,063	0,071	0,060	0,119	0,112	0,094	0,059
4,0	0,164	0,060	0,123	0,078	0,127	0,057	0,069	0,041

Сумма дисперсий воспроизводимости опытов $\sum_{i=1}^8 \sum_{j=1}^7 S_{ij}^2 = 6,128$.

Для проверки гипотезы однородности дисперсии рассчитывается отношение дисперсии воспроизводимости к суммарной (таблица 4.8). Полученные значения сравниваются с критическим значением критерия Кохрена для уровня значимости 95% (при числе степеней свободы 31 и количестве измеряемых точек 56), равном 0,034.

Получено, что замеры для одной из точек не проходят по критерию Кохрена (точка отмечена красным в таблице 4.8). Результаты опыта для данной точки были отброшены. Проверка по критерию Кохрена после исключения точки ($y=0,5$, датчик №7) показала, что $\frac{S_{ijmax}^2}{\sum \sum S_{ij}^2} = 0,033$, то есть меньше критического значения, и следовательно замеры для остальных точек проходят проверку на однородность дисперсий.

Таблица 4.8 – Результат расчета отношений

у, м	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
0.5	0.001	0.026	0.029	0.027	0.022	0.015	0.047	0.019
1.0	0.010	0.032	0.029	0.013	0.019	0.017	0.018	0.028
1.5	0.021	0.015	0.021	0.006	0.015	0.019	0.023	0.012
2.0	0.018	0.013	0.027	0.017	0.019	0.017	0.026	0.016
2.5	0.011	0.009	0.023	0.008	0.019	0.020	0.028	0.025
3.0	0.009	0.010	0.012	0.010	0.019	0.018	0.015	0.010
4.0	0.027	0.010	0.020	0.013	0.021	0.009	0.011	0.007

Для последующего анализа и сравнения с данными численного моделирования использовались усредненные по 32 замерам значения модуля скорости (рассчитанные средние значения представлены в Приложении А).

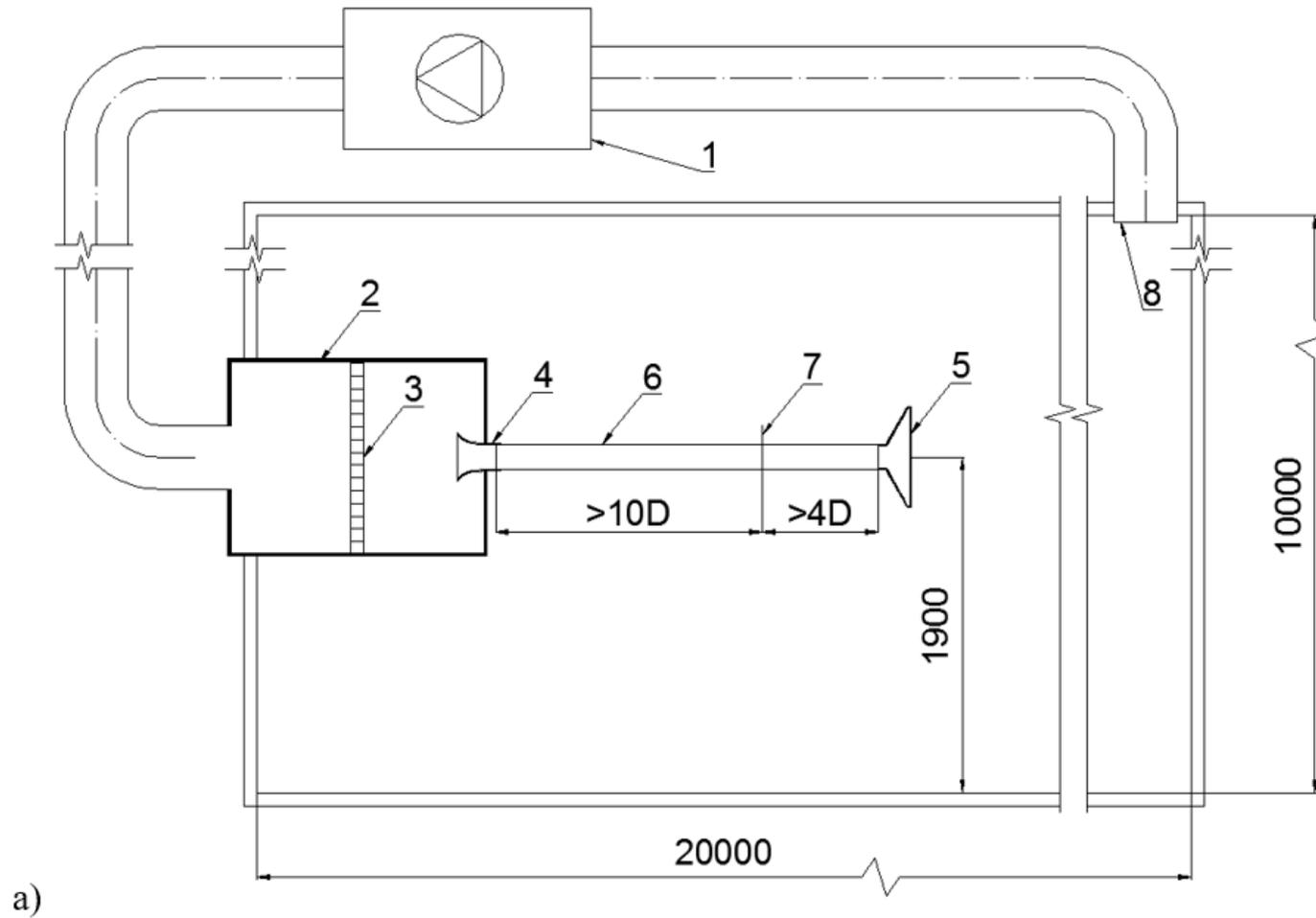


Рисунок 4.8 – Схема аэродинамического стенда:

1 – вентиляционная установка; 2 – камера статического давления; 3 – выпрямитель; 4 – профилированное сопло (коллектор); 5 – воздухораспределитель; 6 – воздуховод; 7 – измерительное сечение; 8 – вытяжное отверстие

Результаты и обсуждения

Результаты моделирования показали, что на выходе из воздухораспределительного устройства SMK формируется течение с существенно неравномерным профилем скорости. При этом вблизи выхода из воздухораспределителя течение во взаимно перпендикулярных сечениях заметно отличается (рисунок 4.10). Примерно на расстоянии 5 диаметров подводящего патрубка от плоскости истечения поток в поперечном сечении становится близким к осесимметричному. Получено, что наибольшее влияние используемой модели турбулентности имеет место вблизи воздухораспределительного устройства.

Так, SST модель турбулентности предсказывает более высокие значения локальных максимумов неравномерного профиля струи, по сравнению с результатами, полученными при использовании моделей турбулентности семейства k - ε и результатами лабораторного эксперимента (рисунок 4.11). По мере удаления от плоскости истечения различия между значениями скоростей, полученных при помощи различных моделей турбулентности, становятся меньше (рисунок 4.12). При этом наилучшую сходимость с данными лабораторного эксперимента демонстрирует расчет с использованием нелинейной k - ε модели турбулентности.

Было получено, что для достоверного описания течения, формируемого конусным диффузором, необходимая размерность расчетной сетки составила около 4 млн. ячеек. Если в помещении общественного здания подача приточного воздуха происходит с помощью 20, 50 и более воздухораспределительных устройств, то использование при моделировании параметров микроклимата 3D модели, идентичной физическому воздухораспределителю, становится невозможным для задач анализа проектных решений при настоящем уровне развития вычислительной техники.

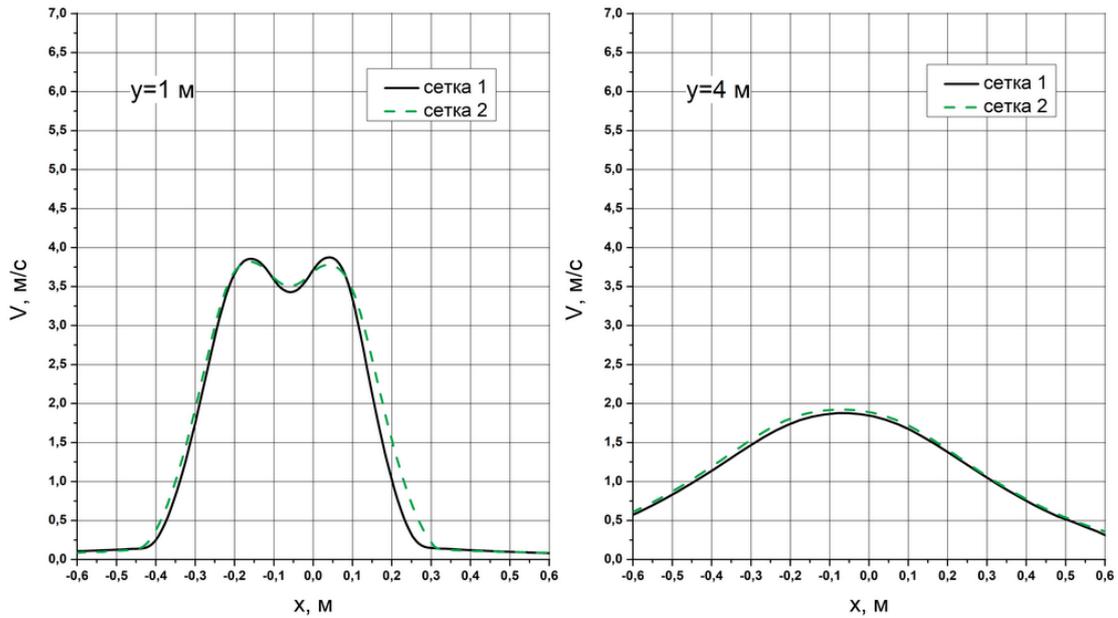


Рисунок 4.9 – Профиль модуля скорости в поперечных сечениях при использовании различных расчетных сеток: 4,2 млн. ячеек (сетка 1) и 53,6 млн. ячеек (сетка 2).

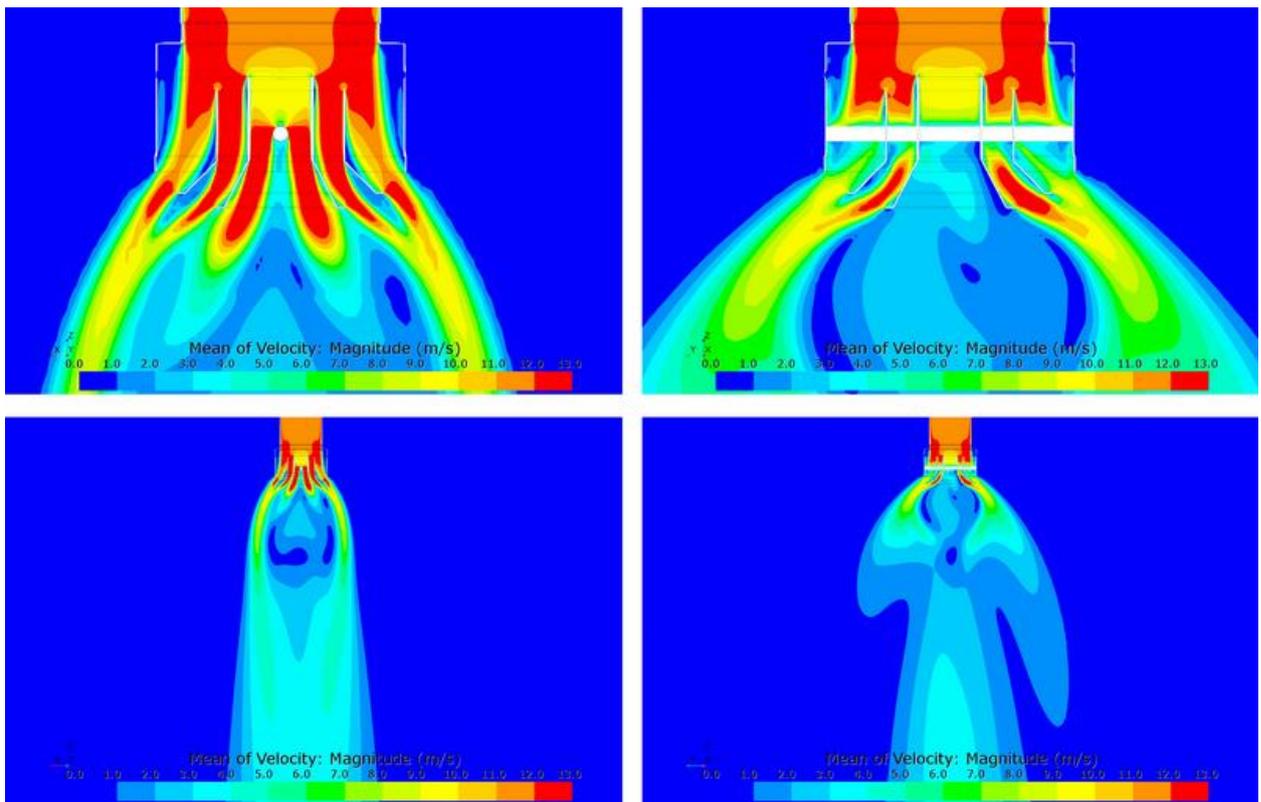


Рисунок 4.10 – Поле модуля скорости в двух взаимоперпендикулярных сечениях, проходящих через центр воздухораспределителя. Стандартная k - ϵ модель турбулентности

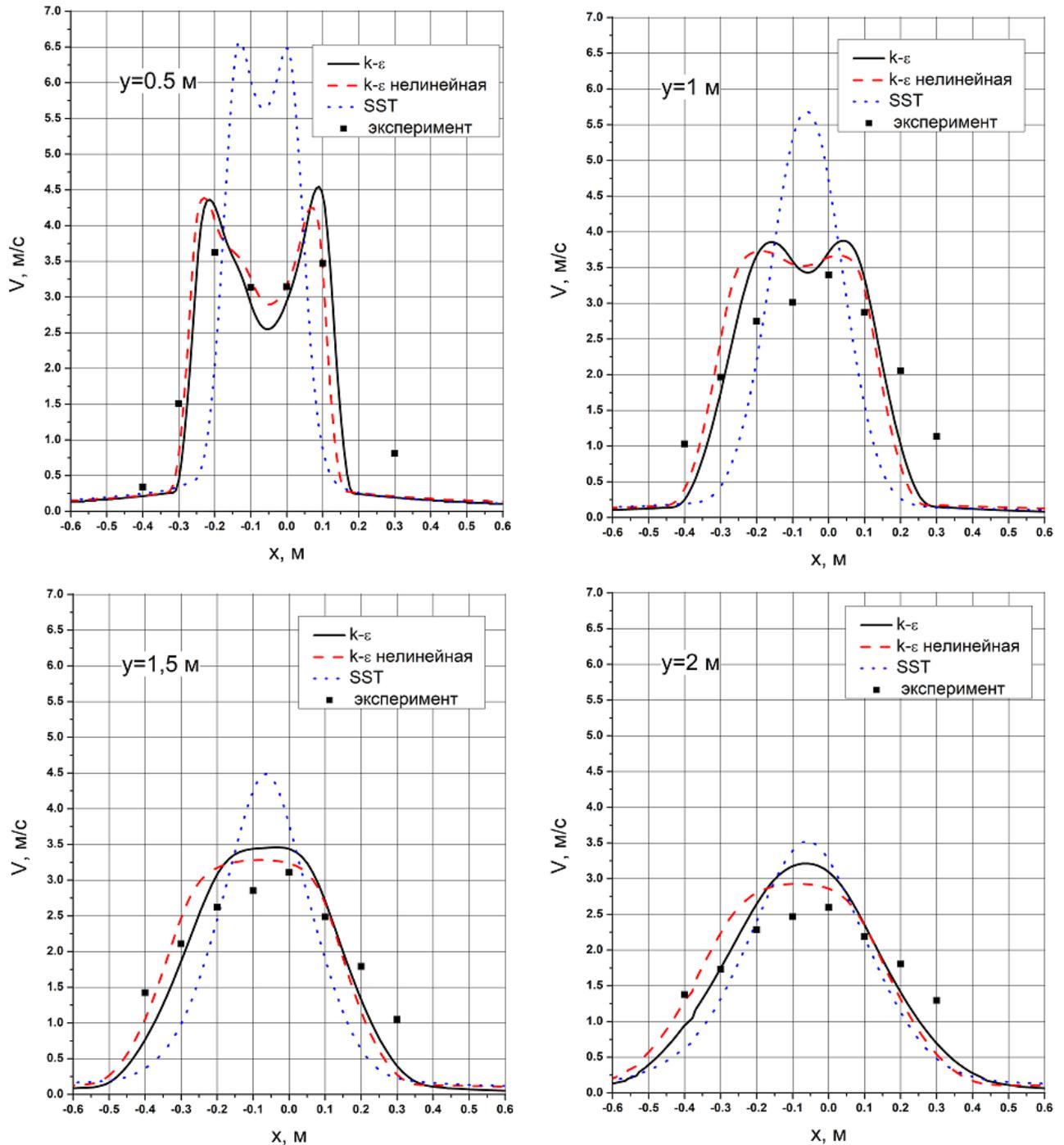


Рисунок 4.11 – Профиль модуля скорости в поперечных сечениях при использовании различных моделей турбулентности и по данным физического эксперимента

В этом случае необходима разработка упрощенных математических моделей воздухораспределителей, позволяющих получать приточные струи с темпом затухания скоростей, формой струи, аналогичными реальному устройству.

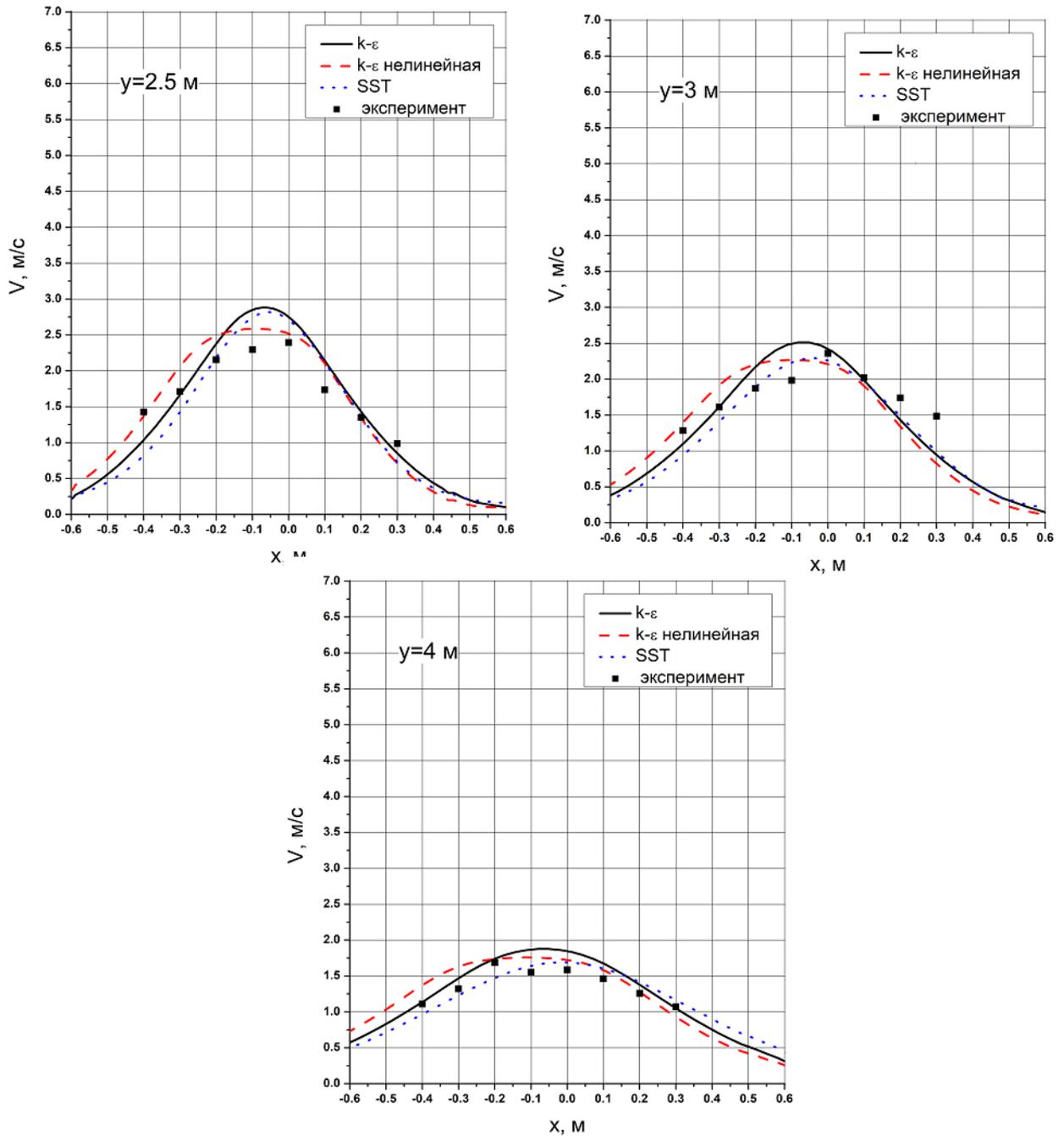


Рисунок 4.12 – Профиль модуля скорости в поперечных сечениях при использовании различных моделей турбулентности и по данным физического эксперимента

Полученная хорошая сходимость результатов моделирования сложного воздухораспределительного устройства, формирующего турбулентную несимметричную приточную струю, с результатами лабораторного эксперимента позволяет использовать результаты численных расчетов истечения из единичных воздухораспределителей для разработки упрощенной математической модели.

4.3 Обоснование применимости полуэмпирических моделей турбулентности для расчета смешанных течений в большеобъемных помещениях

На примере зрительного зала выполнен количественный анализ влияния двухпараметрических полуэмпирических моделей турбулентности на особенности формирования пространственного распределения параметров микроклимата для помещений большого объема с источниками тепло-влажновыделений на основе сравнения с результатами использования *LES* подхода.

Для сравнения результатов численного моделирования при расчете использовались следующие полуэмпирические модели турбулентности:

- *S-A*;
- стандартная *k-ε*;
- нелинейная *k-ε*;
- *k-ω*;
- *SST* Ментера.

Подробная формулировка моделей приведена в подразделе 2.2.1.

На рисунке 4.13 приведено поле завихренности в вертикальном сечении зрительного зала, полученное при использовании *LES* подхода, позволяющего разрешать крупные когерентные структуры течения.

LES подход требует проведения нестационарного расчета даже для статистически стационарных течений. Это связано с необходимостью разрешать пространственно-временные характеристики вихревых структур течения. Размерность расчетной сетки для проведения моделирования с помощью *LES* подхода составила 12 млн. ячеек. Шаг по времени – 0,25 с. Для оценки применимости полуэмпирических моделей турбулентности при описании течений в больших объемах с массовым пребыванием людей, была выбрана схема вытесняющей вентиляции. Это связано с возможностью, в этом случае, не разрешать в рамках *LES* подхода турбулентные структуры приточных струй от

диффузоров, что потребовало бы существенно более мелких расчетных ячеек и шага по времени.

Для оценки разрешения инерционного интервала при использовании *LES* подхода были построены энергетические спектры пульсаций компоненты скорости (рисунки 4.15 – 4.17). Для построения энергетического спектра с помощью быстрого преобразования Фурье (в программе OriginPro) после получения установившегося течения было просчитано $2^{15}=32\,768$ шагов по времени. Получено, что спектры энергетических пульсаций содержат участок с наклоном, близким к закону «-5/3», что является одним из общепринятых критериев точности *LES* (рисунки 4.15 – 4.17). То есть расчетная сетка и шаг по времени позволили разрешать когерентные турбулентные структуры рассматриваемого течения.

Отметим, что использование *LES* подхода для решения практических задач анализа микроклимата в настоящее время не представляется возможным. Так, даже на вычислительной многоядерной машине, например с 32 ядрами, такой расчет занял бы больше месяца.

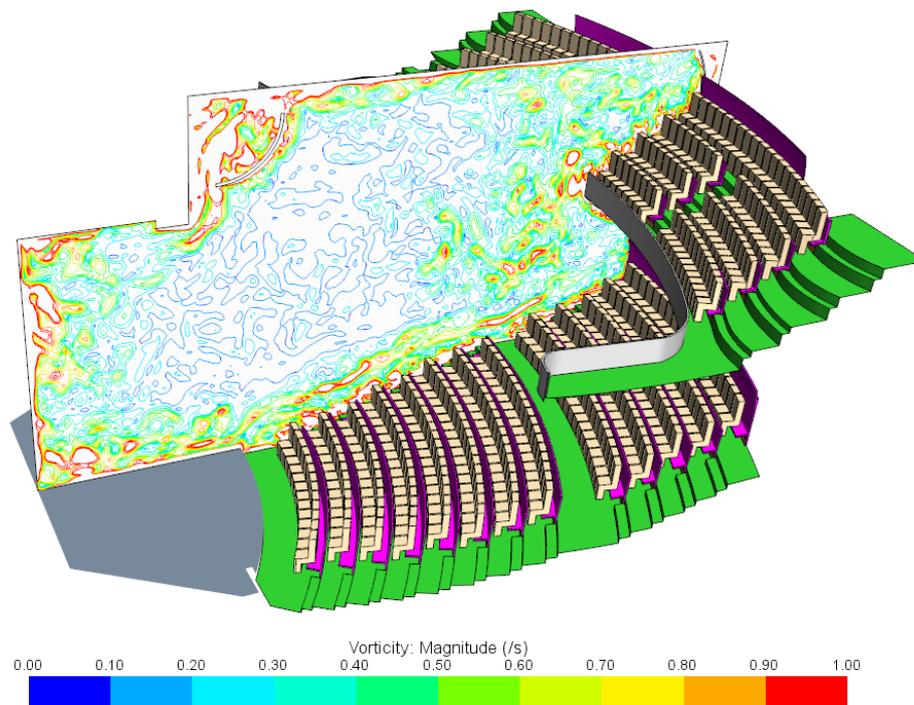


Рисунок 4.13 – Поле завихренности в вертикальном сечении, 1/с

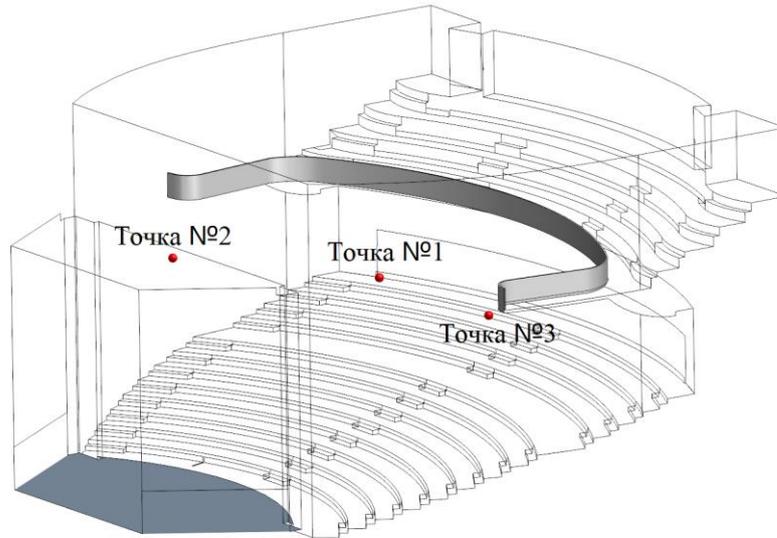


Рисунок 4.14 – Расположение характерных точек

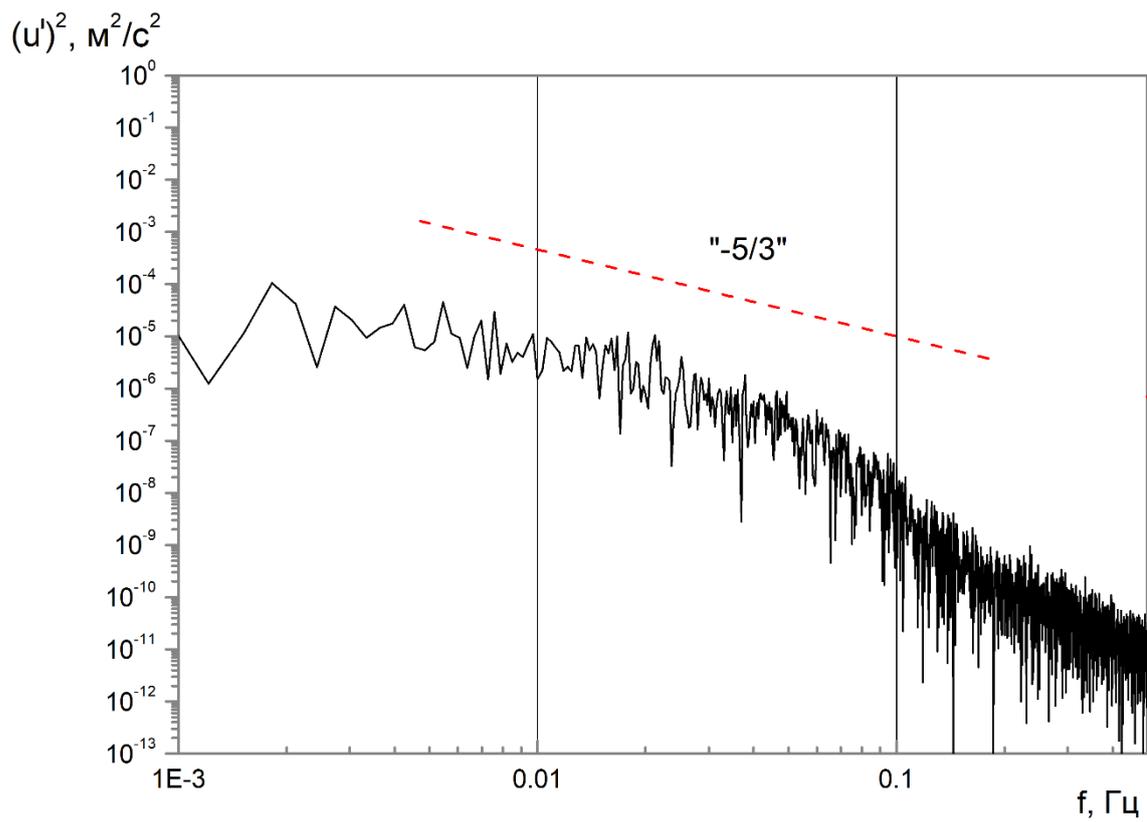


Рисунок 4.15 – Энергетический спектр пульсаций величины u , построенный по результатам LES. Точка №1.

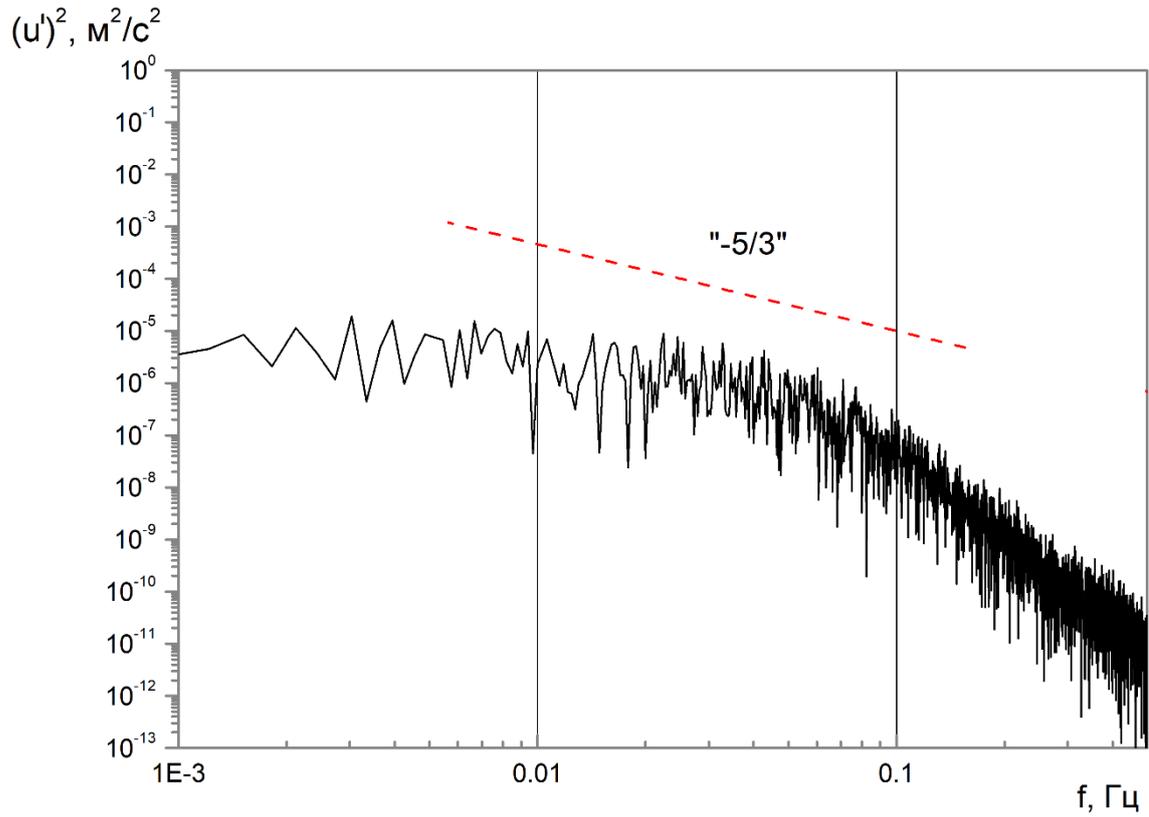


Рисунок 4.16 – Энергетический спектр пульсаций величины u , построенный по результатам LES. Точка №2.

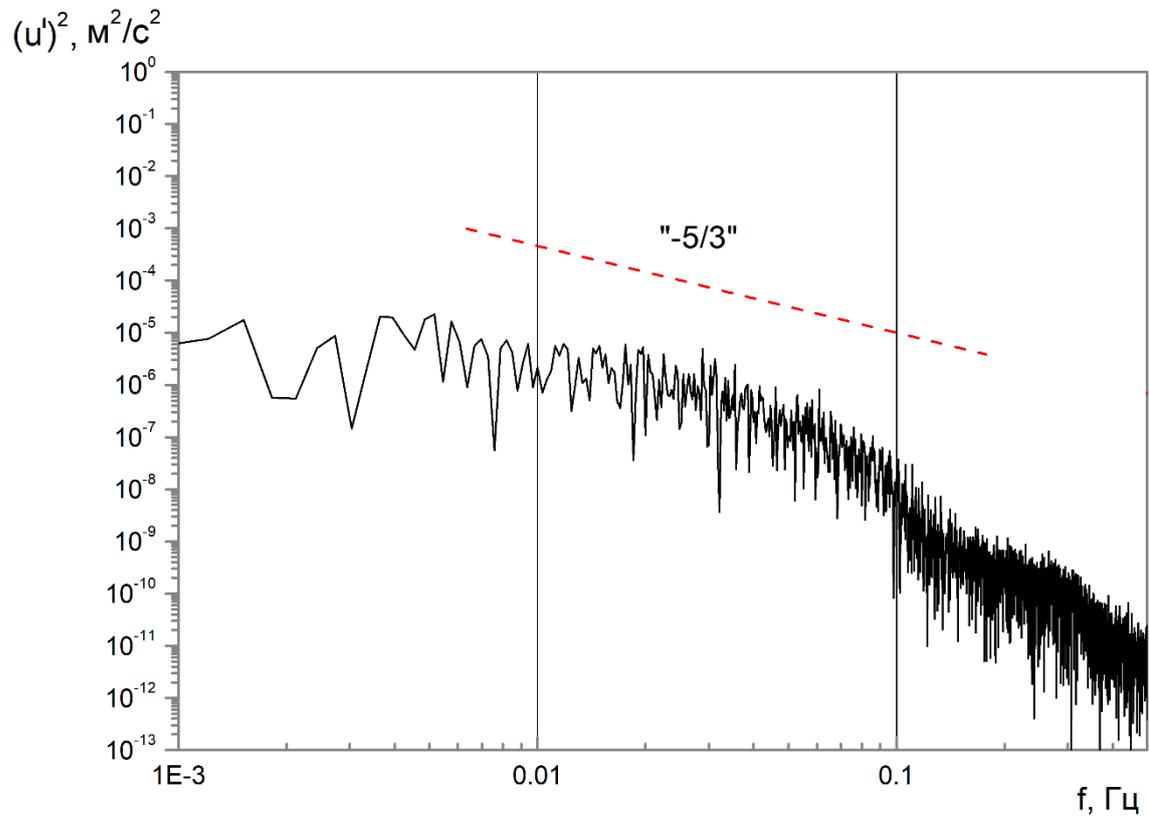


Рисунок 4.17 – Энергетический спектр пульсаций величины u , построенный по результатам LES. Точка №3.

Для сравнения результатов расчета, полученных при использовании *LES* подхода и полуэмпирических моделей турбулентности, нестационарные поля температуры, скорости, концентрации CO_2 осреднялись за промежуток времени 1 час. На рисунке 4.18 и 4.19 показано изменение температуры и концентрации CO_2 (значения получены осреднением по горизонтальному сечению) по высоте зрительного зала.

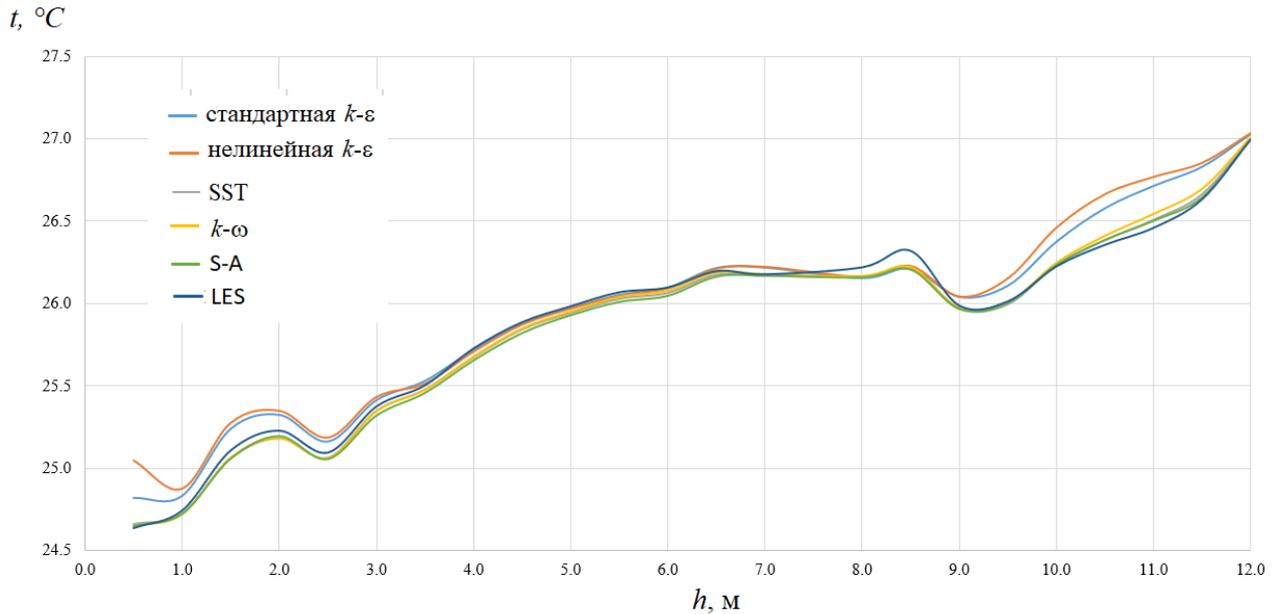


Рисунок 4.18 – Изменение температуры по длине зала при использовании перечисленных моделей турбулентности

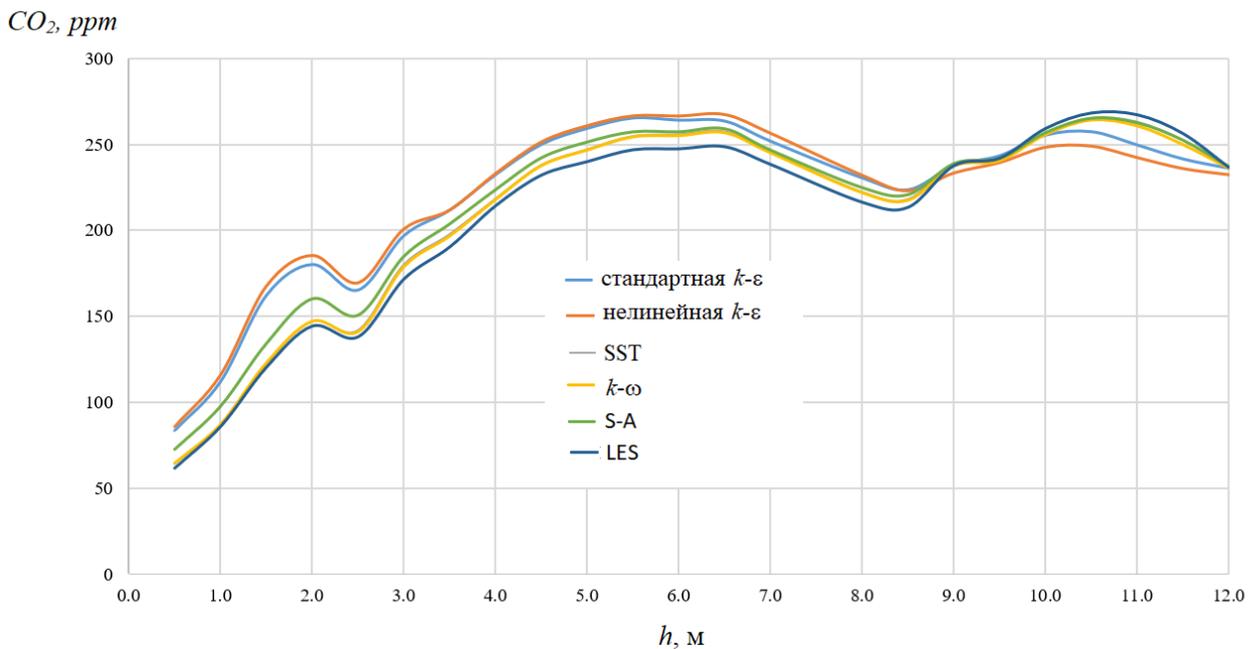


Рисунок 4.19 – Изменение концентрации CO_2 по длине зала при использовании перечисленных моделей турбулентности

Получено, что полуэмпирические модели турбулентности позволяют описать характеристики вентиляционных течений, формируемых в больших объемах общественных зданий с точностью до 5%-15% в зависимости от используемой модели турбулентности.

4.4 Обоснование применимости математических моделей для расчета течений в задачах с большой площадью радиационных поверхностей

Физический эксперимент был проведен в отсутствие зрителей и спортсменов, но при работающих системах вентиляции и кондиционирования и включенном общем освещении ледовой арены. Замеры проводились для серии точек, расположенных на различных уровнях по высоте.

Сопоставление физического и численного эксперимента проведено при аналогичных граничных условиях: теплопритоки от освещения $Q_{\text{св}}^{\circ} = 190$ кВт; сопротивление теплопередаче кровли $R_{\text{кровли}} = 3,43$ ($\text{м}^2 \text{ К}$)/Вт, температура наружного воздуха 22°C ; температура поверхности льда $T_{\text{льда}} = -5^{\circ}\text{C}$

Параметры на притоке в натурном эксперименте и численном расчете приведены в таблице 4.9.

Расчеты проводились в рамках *RANS* подхода с использованием квадратичной *k-ε* модели турбулентности (см раздел 2.2.1). Размерность расчетной сетки составила 11 млн. ячеек.

Точки замеров параметров воздушной среды в натурном эксперименте приведены на рисунках 4.20 – 4.22. Рабочий момент при натурном эксперименте приведен на рисунке 4.23.

Сравнение результатов натурального и численного экспериментов представлено на графиках рисунков 4.24 – 4.30. Видно, что значения измеренных параметров достаточно хорошо согласуются с результатами расчетов. Так, различие в значениях температуры составляет около $0,5^{\circ}\text{C}$, влагосодержания $0,1 - 0,2$ г/кг.

Таблица 4.9 – Параметры систем ВиКВ

Наименование приточного устройства	Температура, °С	Влажность, г/кг	Расход, м ³ /ч
Сопла	22	4	42 700
Приточные диффузоры (первая линия)	16	7,1	60 500
Приточные решетки (вторая линия)	16	7,1	202 500
Приточные решетки (третья линия)	16	7,1	13 730
Щелевые воздухораспределители в ступеньках (третья линия)	16	7,1	46 600
Дополнительный приток воздуха из венткамер (см. Приложение 1)	25	8,5	112 000

Анализ полей температуры и влажности показал, что на отметке 1,2 м происходит внос теплого воздуха от сопел (рисунок 4.37), обслуживающих поле. При этом скорость воздуха на данной отметке в зоне «опускания струй» составляет не более 0,2 м/с. На рисунках 4.38 и 4.39 приведены поля температуры и влажности на высоте 6,3 м и 18,8 м.

Внос теплого воздуха возможно связан с тем, что в модели и по факту сопла опущены относительно проектной величины на 1,5 м.

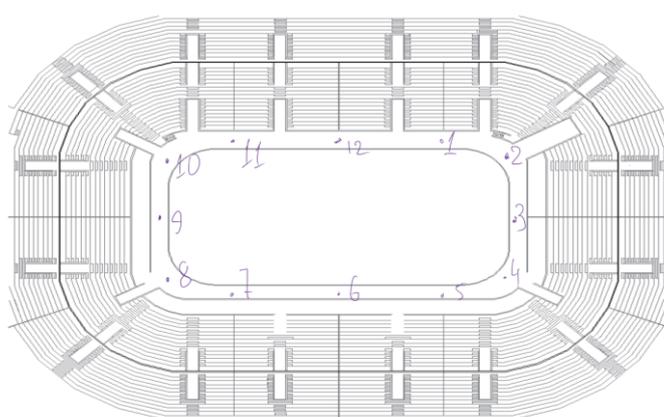


Рисунок 4.20 – Расположение точек замера. Внутренний круг. Высота +1,200 м

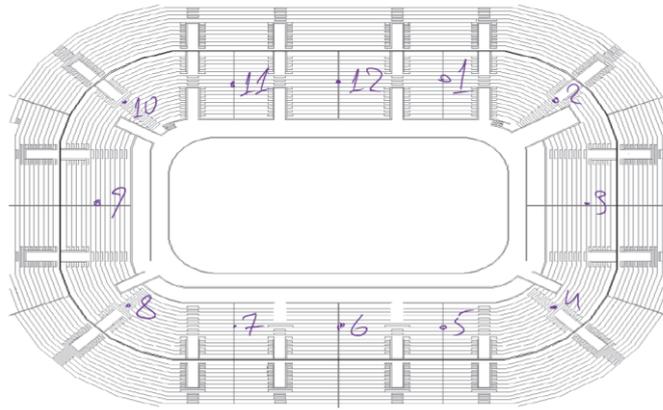


Рисунок 4.21 – Расположение точек замера. Средний круг. Высота +6,300 м

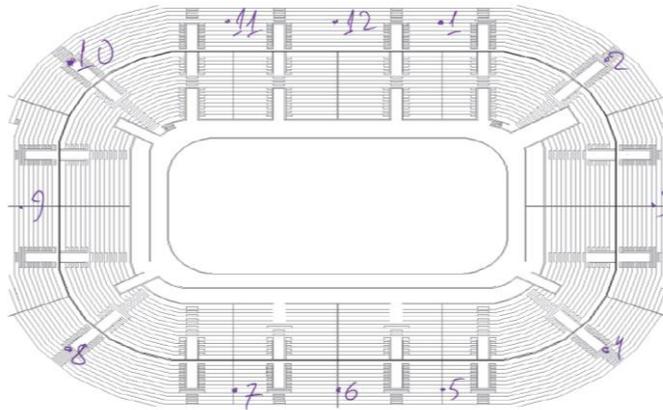


Рисунок 4.22 – Расположение точек замера. Внешний круг. Высота +18,500 м



Рисунок 4.23 – Проведение замеров на объекте ледовой арены. Внешний круг. Высота +18,500 м

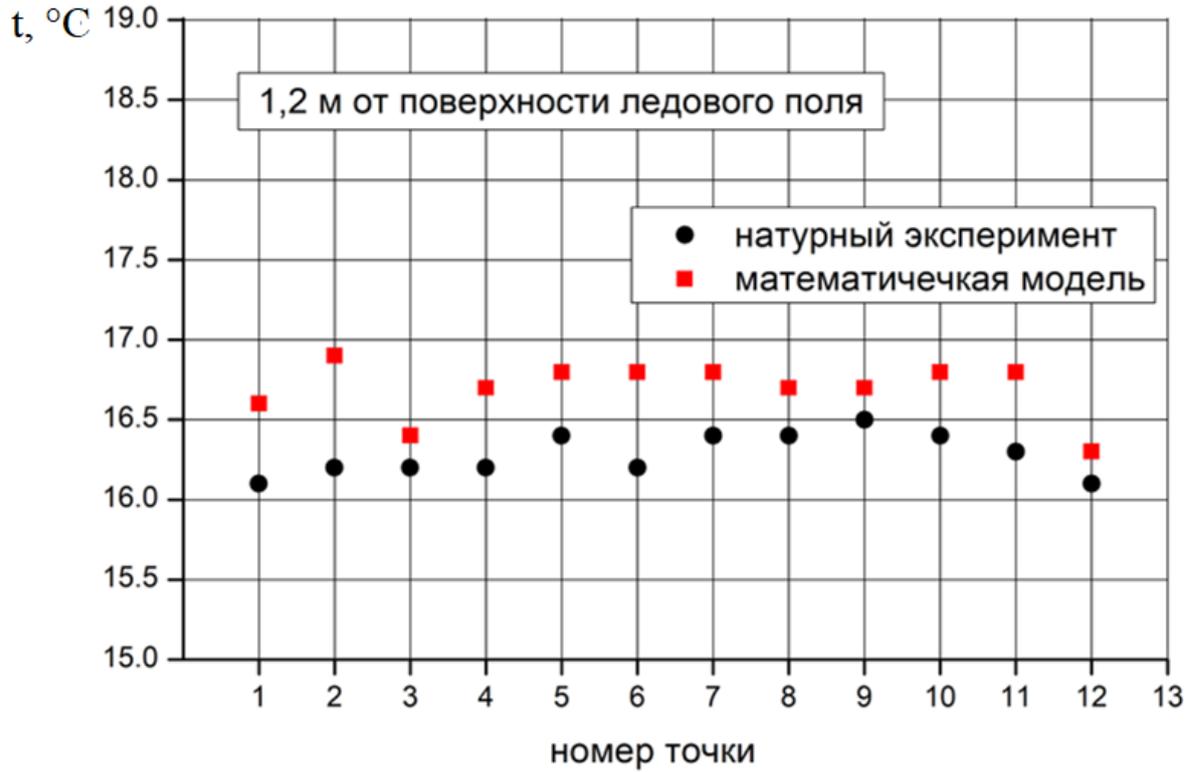


Рисунок 4.24 – График значений температуры в точках замера на высоте 1,2 м

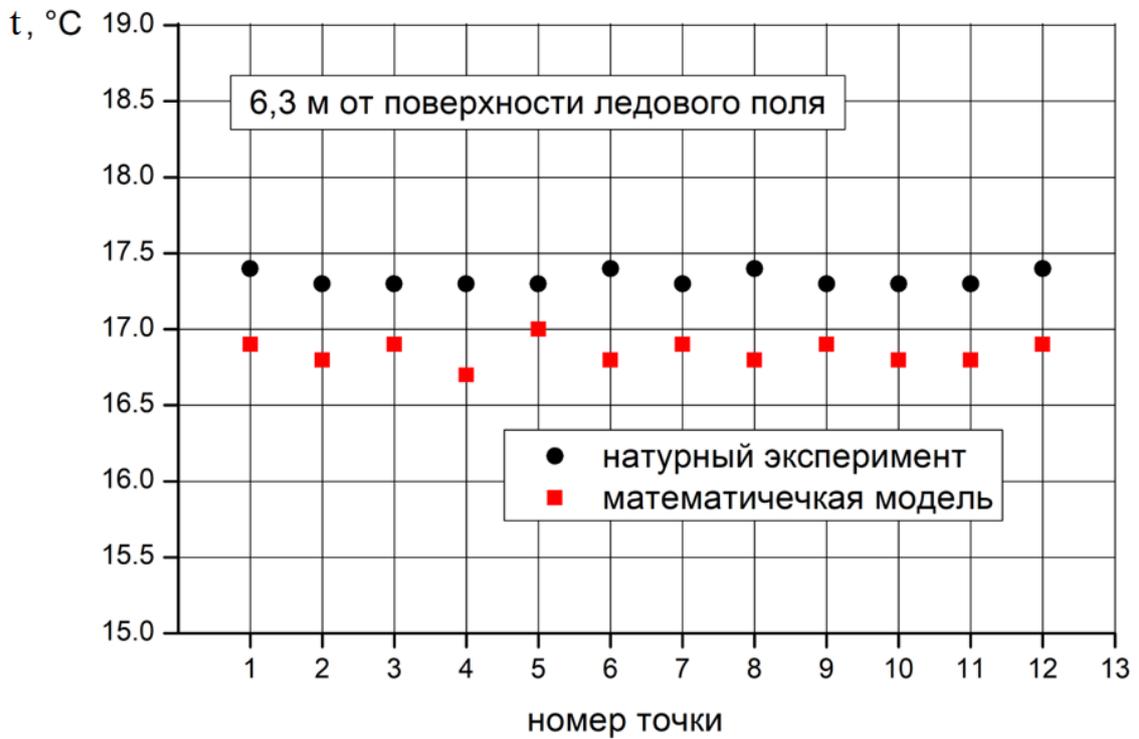


Рисунок 4.21 – График значений температуры в точках замера на высоте 6,3 м

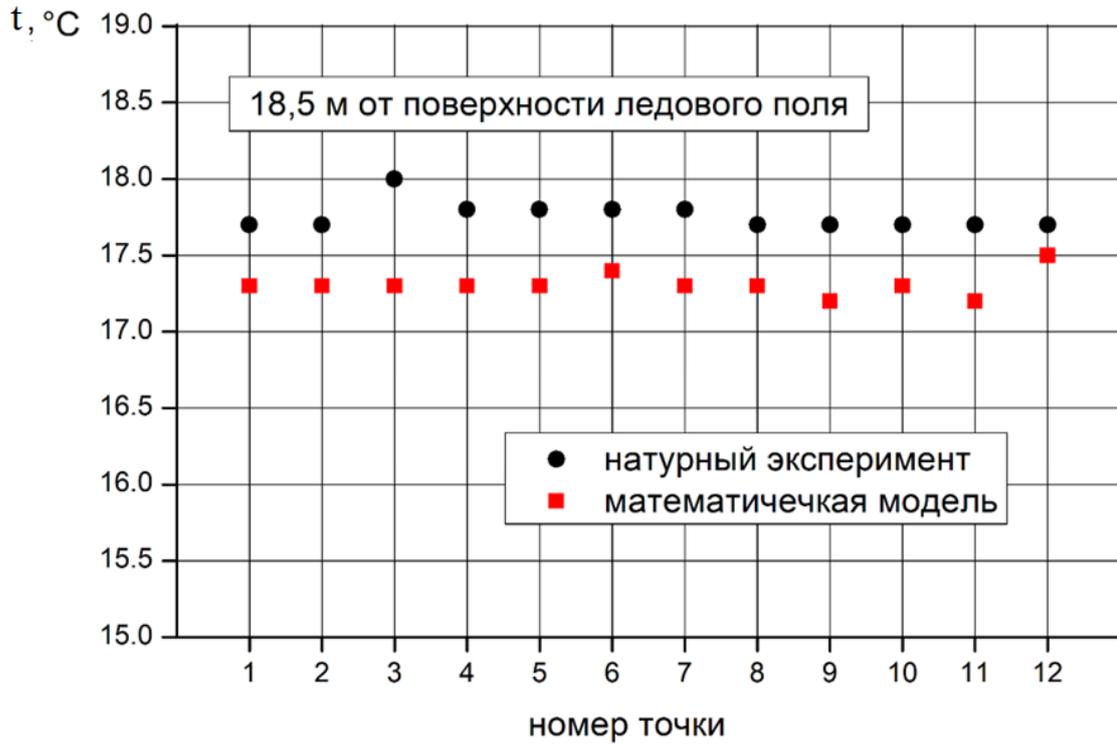


Рисунок 4.22 – График значений температуры в точках замера на высоте 18,5 м

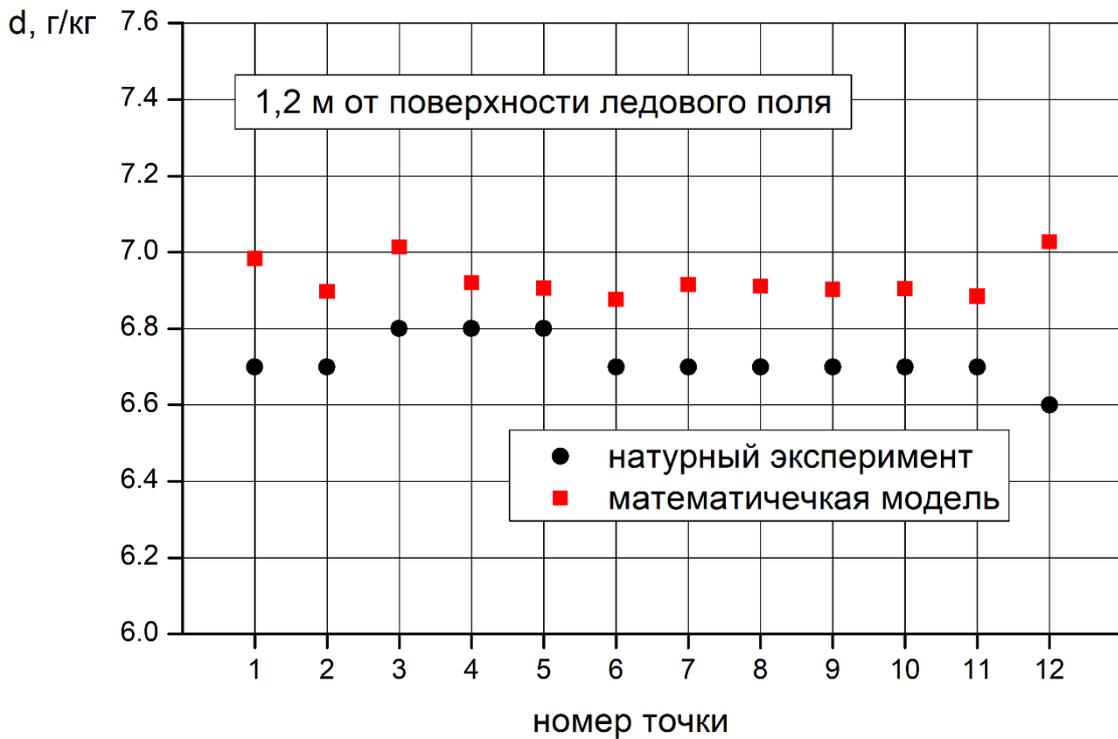


Рисунок 4.23 – График значений влагосодержания в точках замера на высоте 1,2 м

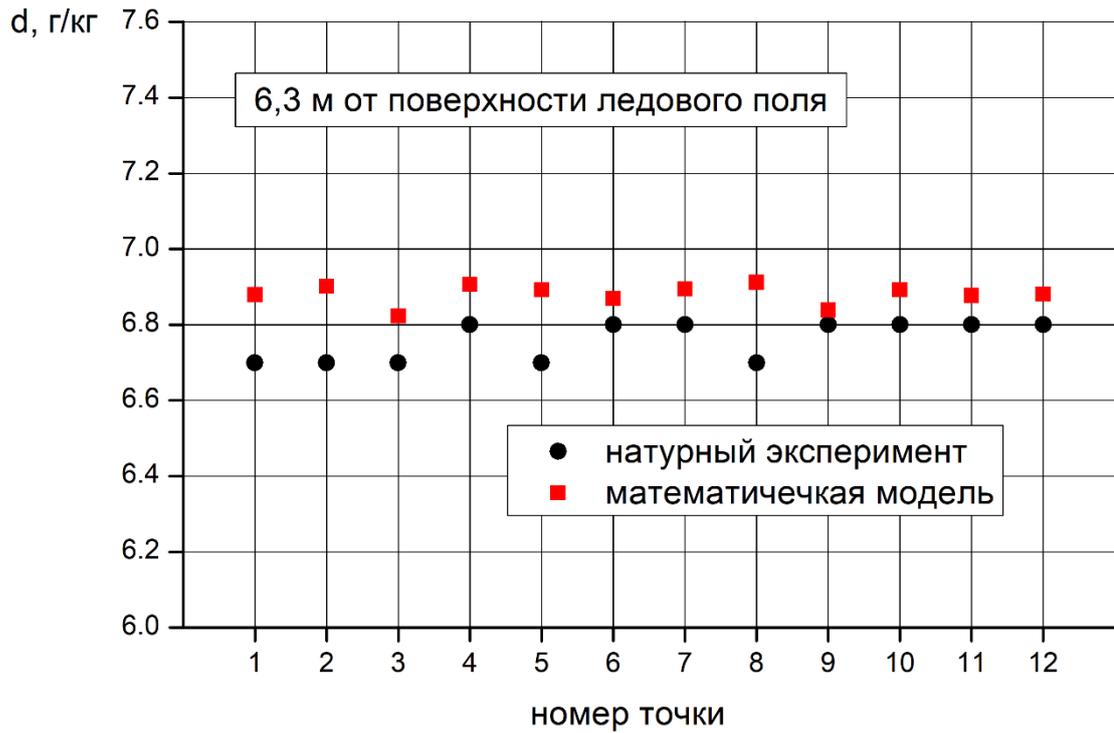


Рисунок 4.24 – График значений влагосодержания в точках замера на высоте 6,3 м

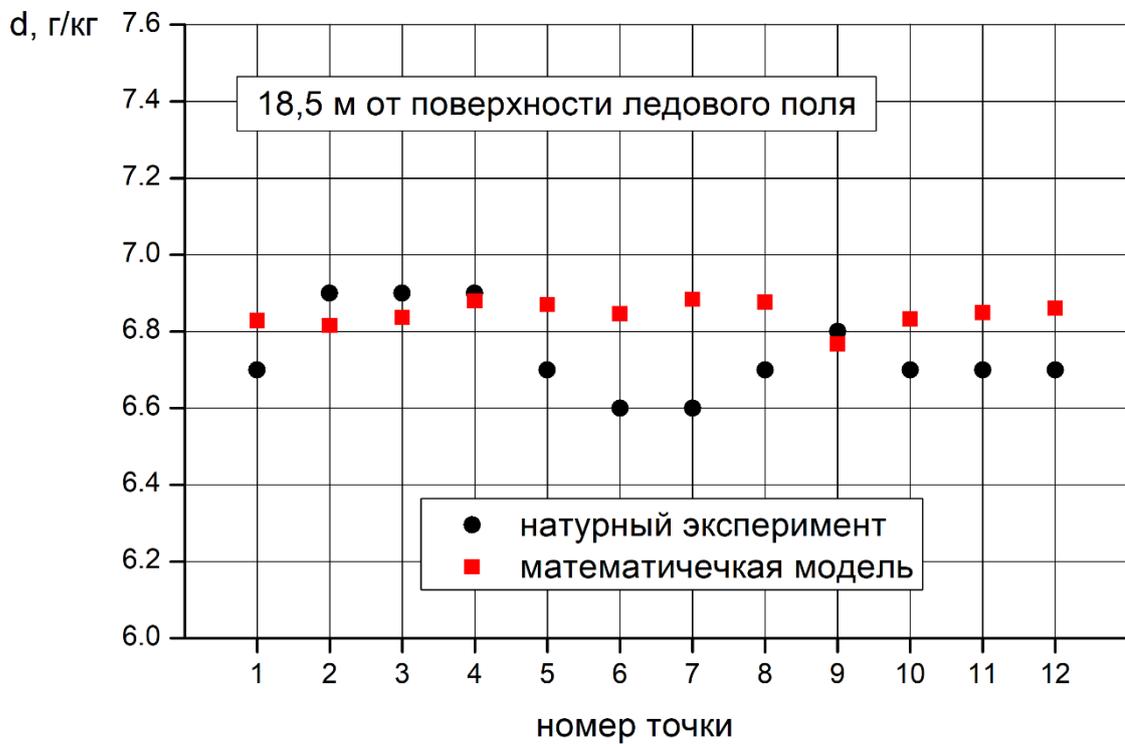


Рисунок 4.25 – График значений влагосодержания в точках замера на высоте 18,5 м

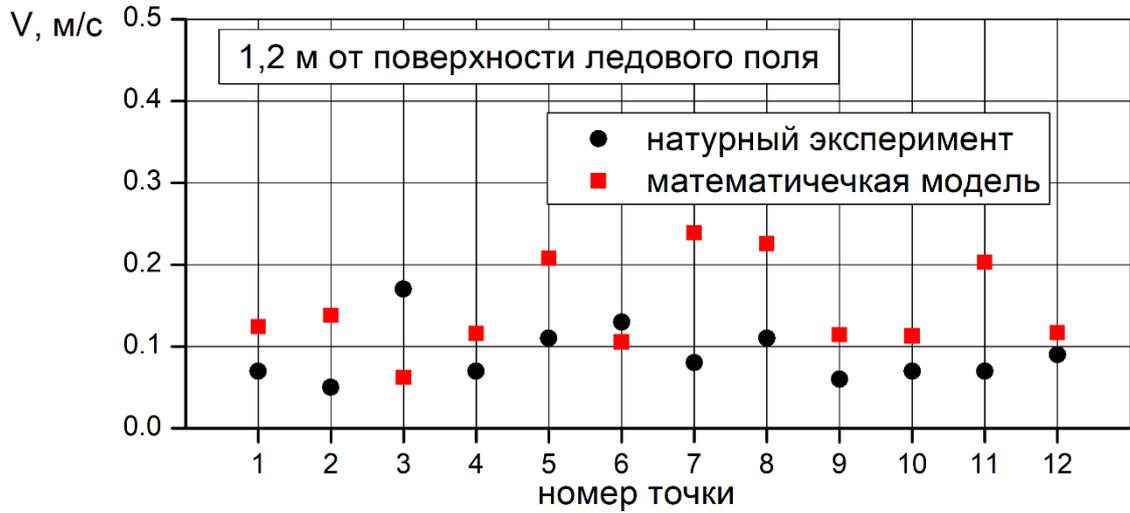


Рисунок 4.26 – График значений подвижности воздуха на высоте 1,2 м

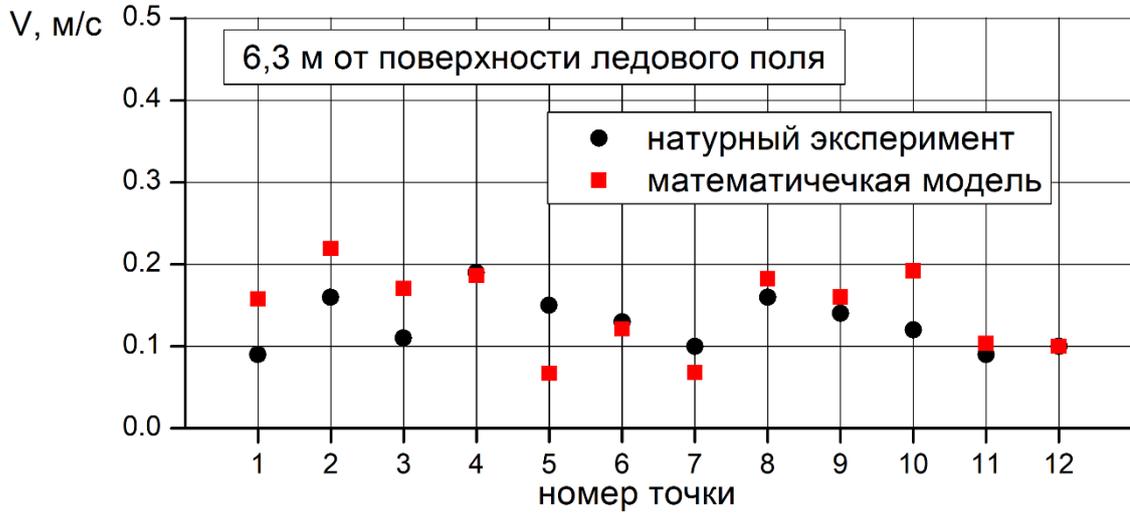


Рисунок 4.27 – График значений подвижности воздуха на высоте 6,3 м

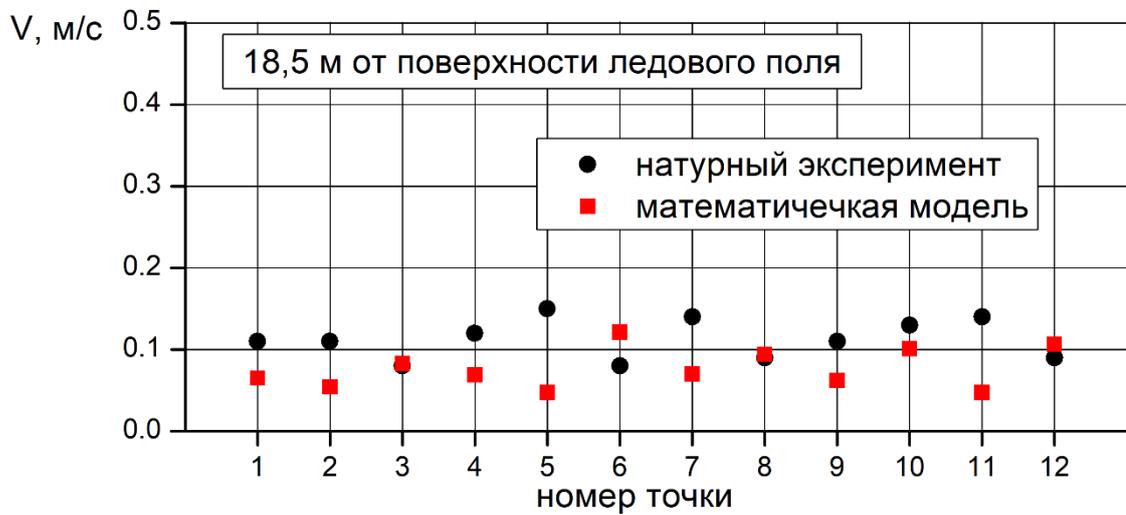


Рисунок 4.28 – График значений подвижности воздуха на высоте 18,5 м

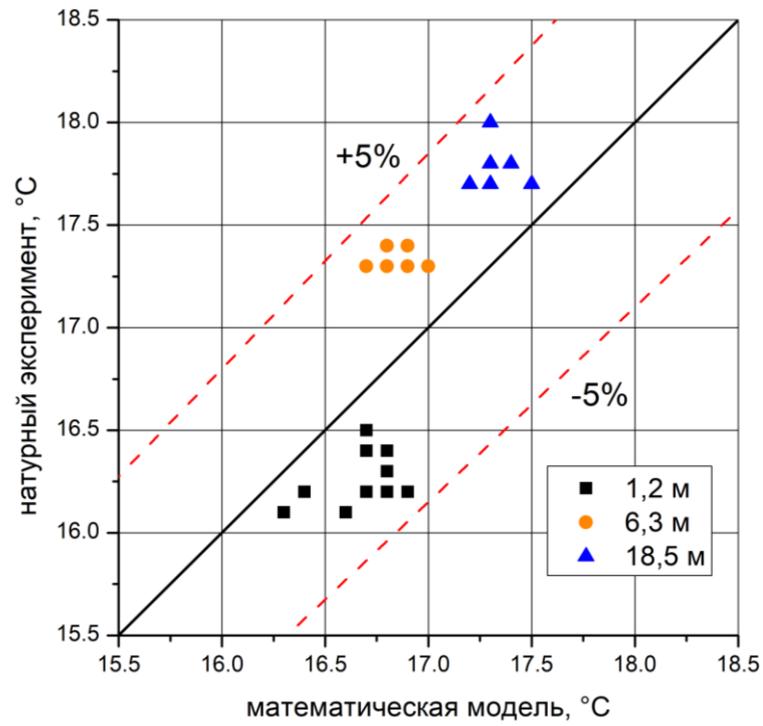


Рисунок 4.29 – Сравнение результатов численного моделирования и натурального эксперимента

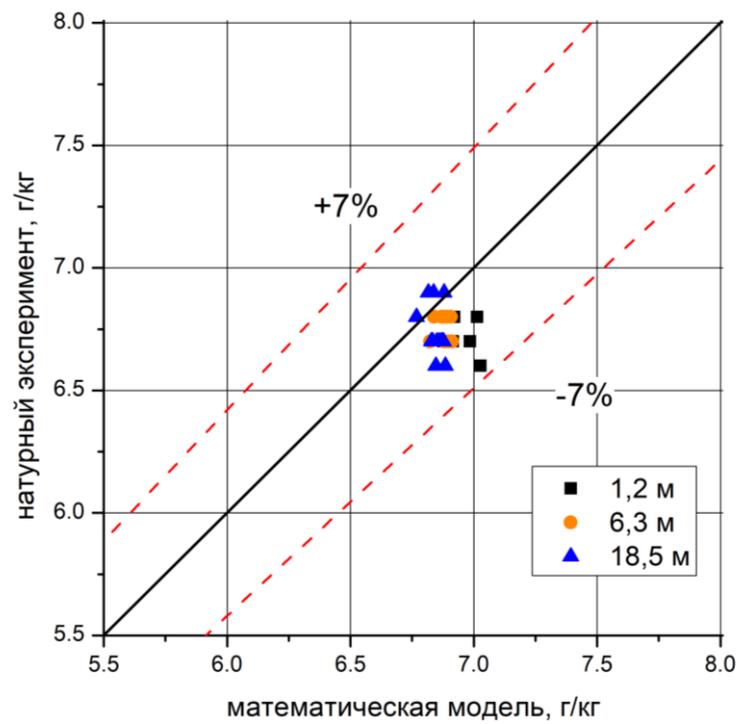


Рисунок 4.30 – Сравнение результатов численного моделирования и натурального эксперимента

Как видно из графиков, разброс в данных натурального и численного экспериментов по полям температуры составляет менее 5%, а по полям влагосодержания менее 7%. Точность при наладке расходов систем В и КВ, как правило около 10% и точность задания граничных условий составляет также примерно 10%. Таким образом точность математической модели достаточна для анализа проектных решений по воздухораспределению помещений с большой площадью радиационных поверхностей, в т.ч. ледовых арен.

Результаты численных расчетов поля приведены на рисунках 4.35 – 4.39.

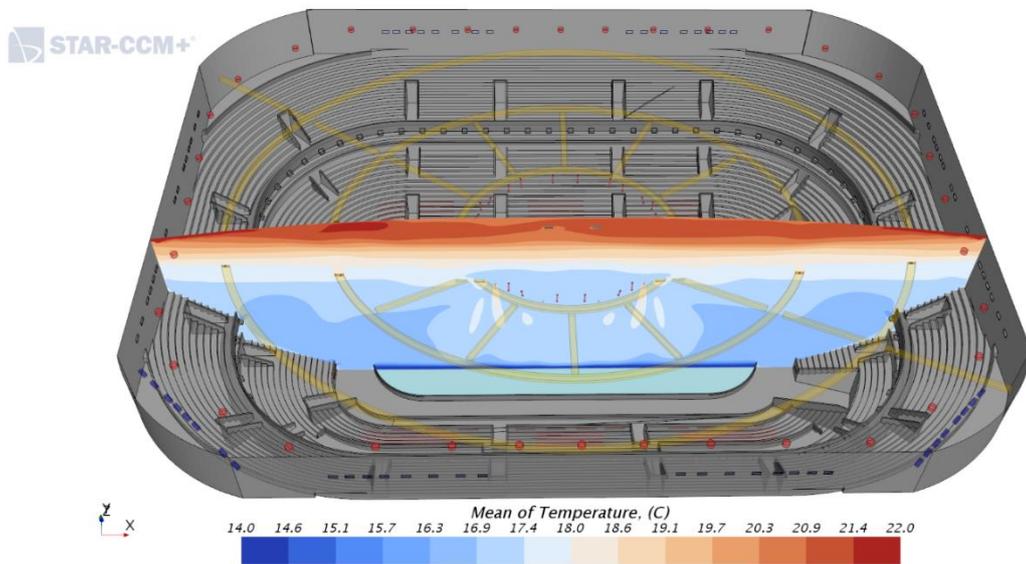


Рисунок 4.35 – Поле температуры в продольном сечении арены

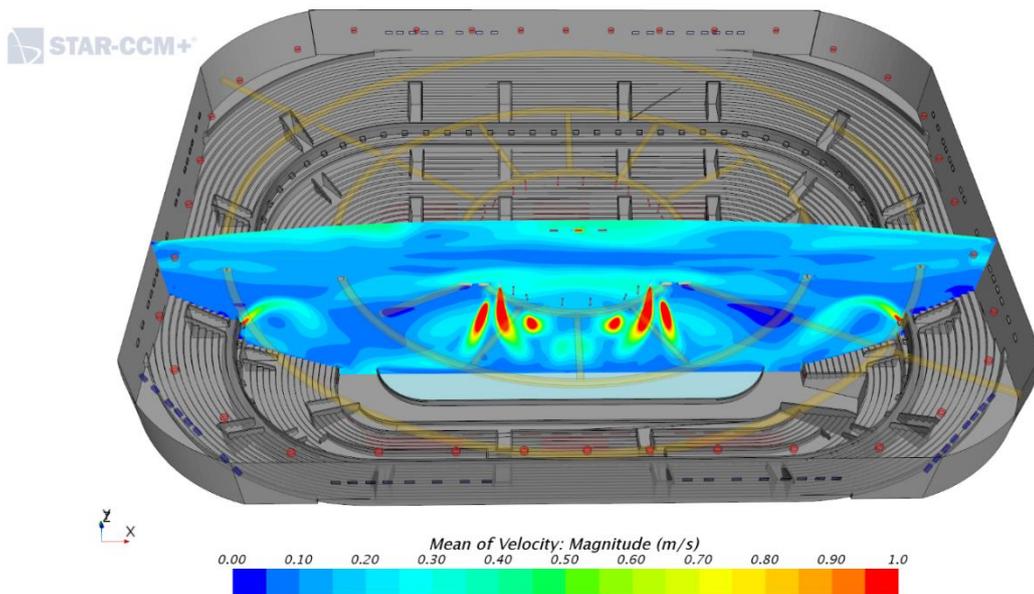


Рисунок 4.36 – Поле модуля скорости в продольном сечении арены

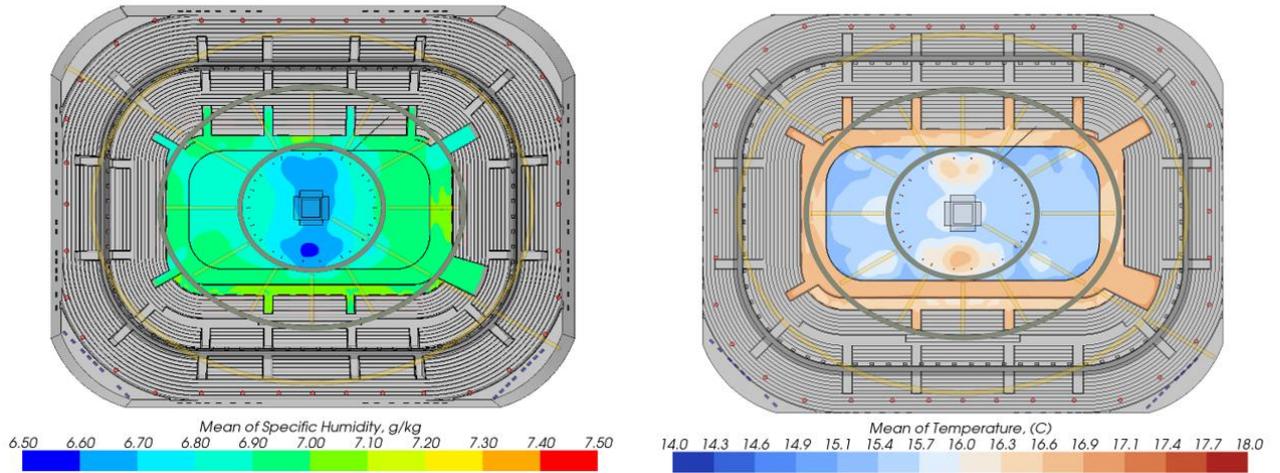


Рисунок 4.37 – Отметка +1,200: а) поле влагосодержания, г/кг; б) поле температуры, °С

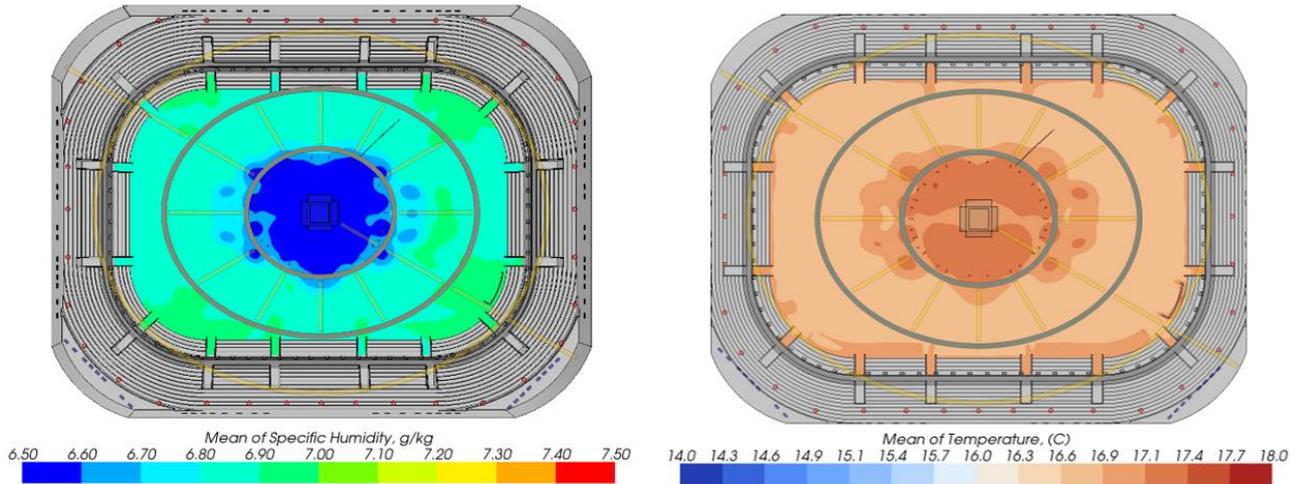


Рисунок 4.38 – Отметка +6,300: а) поле влагосодержания, г/кг; б) поле температуры, °С

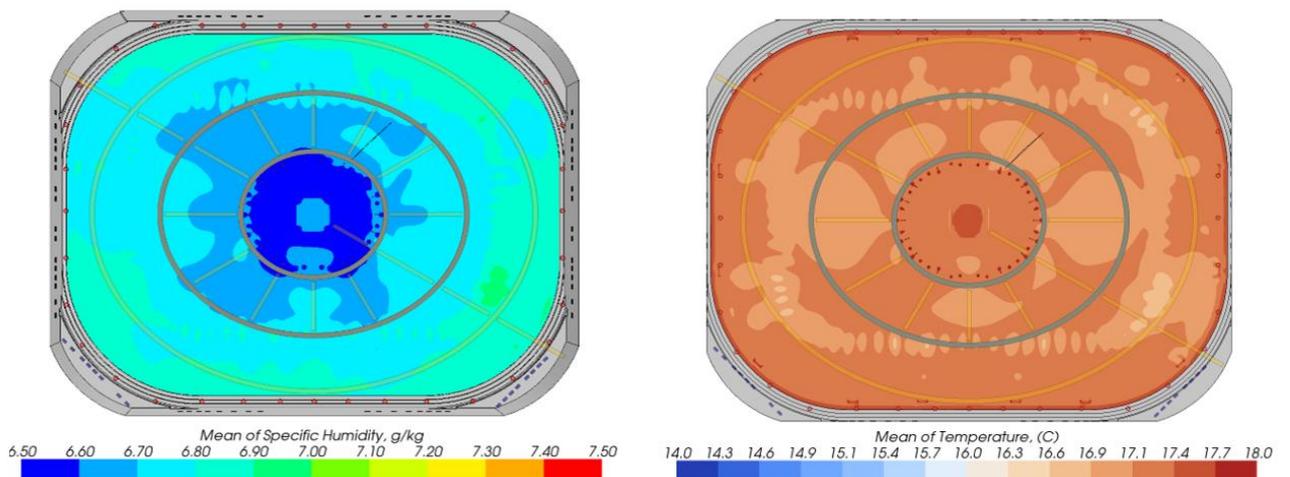


Рисунок 4.39 – Отметка +18,500: а) поле влагосодержания, г/кг; б) поле температуры, °С

Известны работы зарубежных специалистов с применением численного моделирования при расчетах вентиляции ледовых арен. Например, сравнение

результатов натурного эксперимента для подтверждения правомерности применения CFD-моделирования для ледовых арен выполнено в [242], где показано, что отличие в значениях температуры составило менее 10% для ледовой арены на 1500 зрителей. В работе были учтены теплопоступления от зрителей, освещения, работа техники залива. В работе [190] разница в результатах составила 7% для тренировочной ледовой арены, т.е. в отсутствии зрителей на трибунах. При этом в работах использовалась как широкоизвестная $k-\varepsilon$ модель турбулентности, так и *SST*.

В работе [208] было проанализировано распределение концентрации CO по объему чаши ледовой арены, источником которого является работа льдоуборочного комбайна. Сопоставление с данными натурного эксперимента показало совпадение данных по концентрации CO с точностью до 10%.

Однако систематических исследований, посвященных эффективности различных решений по воздухораспределению, практически нет.

4.5 Выводы по четвертой главе

1. Для классических схем вентиляционных течений при сохранении расчетных схем воздухораспределения получено совпадение результатов расчета воздухообмена с использованием классических методов и методов численного моделирования. Расхождение результатов составляет 4-6 %.

2. На основе сопоставления с данными физического эксперимента, проведенного на аэродинамическом стенде научно-исследовательской лаборатории аэродинамики и акустики завода «Арктос», обоснована достоверность математического моделирования воздухораспределительных устройств.

3. При анализе влияния моделей турбулентности на результаты расчетов получено, что семейство $k-\varepsilon$ моделей турбулентности более точно описывает результирующее течение, формируемое при истечении из современных воздухораспределительных устройств. При применении *SST*

модели турбулентности завышаются осевые скорости на выходе струи, однако, распределение скоростей на основном участке струи становится аналогичным, полученным при использовании моделей турбулентности семейства $k-\varepsilon$.

4. Сравнение результатов расчетов, полученных с применением полуэмпирических моделей для замыкания уравнений Рейнольдса, и вихререзающего LES- подхода доказало применимость полуэмпирических моделей турбулентности для расчета смешанных течений в помещениях большого объема. Это позволяет использовать для анализа течений в уникальных большеобъемных помещениях стационарные расчеты на расчетных сетках, позволяющих проводить численное моделирование для реальных практических задач расчета воздухораспределения.

5. Путем сравнения численных расчетов воздухообмена и воздухораспределения (с учетом радиационной составляющей) с данными натурального эксперимента, выполненного в чаше ледовой арены, обоснована применимость математических моделей для расчета воздушного режима в задачах с большой площадью радиационных поверхностей. Расхождение результатов не превышает 10 %.

6. Несмотря на то, что численный метод расчета воздухораспределения является более трудоемким по сравнению с традиционными методами, при проектировании вентиляции уникальных зданий или помещений большого объема с неравномерным распределением источников тепло-влажновыделений (театры, бассейны, ледовые арены, атриумы и т.п.) есть возможность всестороннего анализа вариантов проектных решений, что позволяет выбрать наиболее рациональный и экономичный вариант, обеспечивая требуемые параметры микроклимата, а также правильно рассчитать необходимую мощность вентиляционных и холодильных установок.

5 ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

5.1 Исследование процессов вентиляции крытых ледовых арен

Основные результаты исследований опубликованы в [6, 45, 46].

Современные спортивные сооружения с искусственным льдом – одни из наиболее технически сложных и энергоемких инженерных сооружений. Назначение систем холодоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха (В и КВ) таких объектов – поддержание требуемых температуры ледовой плиты и параметров воздушной среды (температуры, влажности воздуха, концентрации CO₂) в объеме чаши ледовой арены.

Сложности при проектировании систем вентиляции и кондиционирования крытых ледовых арен связаны с необходимостью поддержания существенно отличающихся значений параметров воздуха в зоне ледового поля (определяемых требованиями к состоянию ледовой поверхности [185]) и в зоне нахождения зрителей [89].

Таким образом, при проектировании воздухораспределения ледовых арен необходимо рассматривать взаимодействие потоков, создаваемых приточными устройствами и конвективных потоков от массива зрителей.

В этом случае проектировщик сталкивается с дефицитом информации и методик, необходимых для разработки рациональных технических решений [115], так как инженерные методы не позволяют получить данные о распределении параметров микроклимата в объеме сложных объектов. Использование методов численного моделирования позволяет уйти от недостатков инженерных методов расчета при создании проектного решения по воздухораспределению в чашах ледовых арен.

Так, CFD-моделирование при расчете параметров микроклимата в объеме ледовых арен позволяет:

1) определить величину конвективных теплотерь на лед в зависимости от температуры и подвижности воздуха, формируемой вблизи ледовой поверхности конкретным проектным решением по воздухораспределению;

2) определить величину радиационных теплотерь на лед в зависимости от температуры окружающих поверхностей, их свойств (коэффициентов поглощения и излучения), взаимного расположения ледовой поверхности и поверхностей ограждающих конструкций (углы видимости при расчете радиационного теплообмена);

3) рассчитать дальнобойность приточных струй с учетом их распространения в поле изменяющихся по вертикали значений температуры внутреннего воздуха;

4) рассчитать циркуляцию в чаше ледовой арены с учетом взаимодействия вынужденных приточных струй и свободно-конвективных течений от массива зрителей, т.е. получить распределения параметров микроклимата для случая, когда нельзя выделить в объеме отдельные зоны с преобладанием либо вынужденной, либо свободной конвекции. Именно для таких вентиляционных течений (число $Fr=0$ (1)) нет разработанных инженерных методов расчета воздухораспределения в помещениях;

5) получить распределение CO_2 по объему помещения, проанализировать наличие/отсутствие застойных зон с низким качеством воздуха;

6) получить поля температуры, влагосодержания вблизи ледовой поверхности, в частности распределение этих величин на отметке 1,5 м, значения которых являются нормируемыми и рассматриваются как основные при формировании проектного решения по системам ВК чаш ледовых арен.

5.1.1 Исследование организации воздушного режима ледовых арен

5.1.1.1. Постановка задачи. Характеристика объекта

Исследованы параметры микроклимата, формирующиеся в объеме чаши ледовой арены №4 (нумерация арены согласно разделу 5.1.2) при различных схемах воздухораспределения. Для этой же арены было выполнено сопоставление натурального и численного эксперимента (раздел 4.4). Вместимость рассматриваемой ледовой арены составляет 12 000 тыс. зрителей.

Ниже представлены результаты расчетов численным методом для анализа параметров микроклимата и концентраций CO_2 , формирующихся в объеме зала ледовой арены со зрителями, а также определения коэффициентов воздухообмена (по температуре k_t , концентрации углекислого газа k_{CO_2} и влагосодержанию k_d) в зависимости от схемы воздухораспределения.

Схемы воздухораспределения отличались способом подачи приточного воздуха в зону зрителей (перемешивающей или вытесняющей схемой вентиляции), способом подачи воздуха в зону ледовой площадки (подача «холодными» струями, направленными на борта поля, подача «теплыми» струями, направленными к центру ледового поля, отсутствие подачи воздуха в зону ледового поля). Исходные данные для различных схем воздухораспределения сведены в таблицу 5.1. Для всех рассмотренных схем соблюдены одинаковые балансы по температуре, влаге, CO_2 (значения данных параметров на вытяжке идентичны для всех схем). Расположение приточных диффузоров при подаче воздуха вне обслуживаемой зоны показано на рисунке 5.1.

Таблица 5.1 – Параметры на притоке и схемы подачи воздуха на ярусы трибун

Наименование схемы	Подача в зону ледового поля			Подача в зону зрителей			Подача в зону зрителей		
	$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	$d_{пр}, \text{г/кг}$	$L_{пр}, \text{м}^3/\text{ч}$	$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	$d_{пр}, \text{г/кг}$	$L_{пр}, \text{м}^3/\text{ч}$	1 ярус	2 ярус	3 ярус
Схема №1.1	10	2	42 700	15	5	400 000	вытесняющая	вытесняющая	вытесняющая
Схема №1.2	20	2	42 700	13,9	5	400 000	вытесняющая	вытесняющая	вытесняющая
Схема №1.3	-	-	-	14,5	4,7	442 700	вытесняющая	вытесняющая	вытесняющая
Схема №2.1	10	2	42 700	15	5	400 000	вытесняющая	вытесняющая	перемешивающая
Схема №2.2	20	2	42 700	13,9	5	400 000	вытесняющая	вытесняющая	перемешивающая
Схема №2.3	-	-	-	14,5	4,7	442 700	вытесняющая	вытесняющая	перемешивающая
Схема №3.1	10	2	42 700	15	5	400 000	вытесняющая	перемешивающая	перемешивающая
Схема №3.2	20	2	42 700	13,9	5	400 000	вытесняющая	перемешивающая	перемешивающая
Схема №3.3	-	-	-	14,5	4,7	442 700	вытесняющая	перемешивающая	перемешивающая
Схема №4.1	10	2	42 700	15	5	400 000	перемешивающая	перемешивающая	перемешивающая
Схема №4.2	20	2	42 700	13,9	5	400 000	перемешивающая	перемешивающая	перемешивающая
Схема №4.3	-	-	-	14,5	4,7	442 700	перемешивающая	перемешивающая	перемешивающая

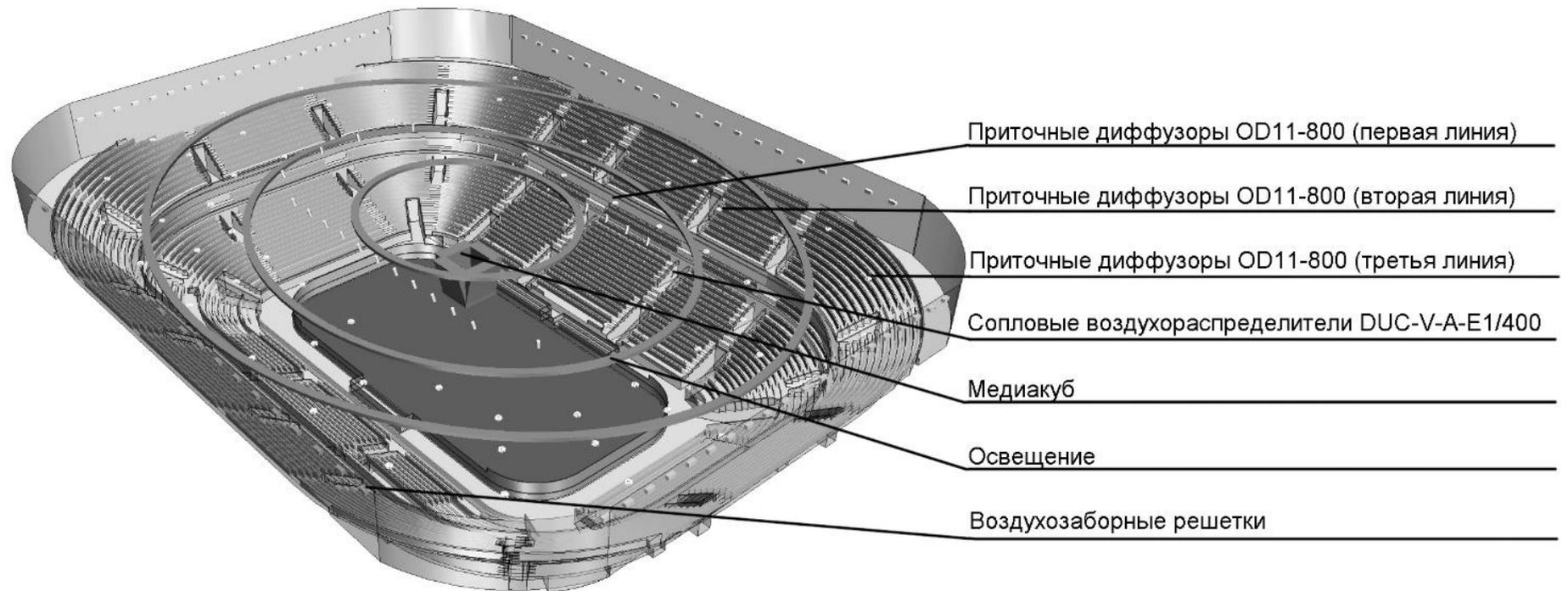


Рисунок 5.1 – Схема расположения приточных устройств при перемешивающей схеме вентиляции для ярусов 1-3

Для схем с полностью перемешивающей вентиляцией (схемы № 4.1, № 4.2, № 4.3) подача воздуха в направлении трибун со зрителями происходит с помощью вихревых диффузоров OD11-800, расположенных на отметках +21,000, +23,000 и 23,500. Общий расход воздуха для каждой отметки расположения диффузоров один и тот же.

Подача приточного воздуха непосредственно в зону зрителей происходит из под блитчеров (телескопических трибун). При этом рассмотрены как схемы с полностью вытесняющей вентиляцией, когда весь приточный воздух от СКВ трибун подается из под блитчеров в ноги зрителям (схемы №1.1, №1.2, №1.3), так и смешанные варианты (схемы №2.1, №2.2, №2.3, №3.1, №3.2, №3.3), когда для нижних ярусов реализована подача в ноги зрителям, а для верхних ярусов – подача воздуха от СКВ трибун сверху вне обслуживаемой зоны.

Для поддержания требуемых параметров микроклимата в зоне ледового поля проектные решения, как правило, предусматривают подачу приточного воздуха через сопла или решетки с низким значением влагосодержания (1,5-2,5 г/кг) в направлении ледовой поверхности. При проектировании расчет воздухораспределения ведется на такую дальность приточных струй, чтобы они затухали на расстоянии 2 м от ледовой поверхности, не внося турбулентные потоки теплого воздуха в «холодную подушку», формирующуюся над ледовым полем и ограниченную хоккейными бортами. При этом, температура воздуха на выходе из СКВ зоны ледового поля существенно отличается в различных проектных решениях, варьируясь от +5°C до +20°C.

В настоящем исследовании для каждого из вариантов подачи воздуха в зону трибун рассмотрено по три варианта подачи в зону ледового поля: температура на выходе из сопловых устройств 10°C (схемы №1.1, №2.1, №3.1, №4.1), струи направлены вертикально вниз на борта поля; 20°C (схемы №1.2, №2.2, №3.2, №4.2), струи направлены к центру ледового поля; отсутствие подачи воздуха в зону поля (схемы №1.3, №2.3, №3.3, №4.3).

Значения температуры и влагосодержания для СКВ трибун менялись при проведении численного моделирования в зависимости от варианта подачи в зону

ледового поля. Данные значения рассчитывались таким образом, чтобы при составлении баланса температура и влагосодержание на вытяжных устройствах для всех вариантов расчета были одинаковы и соответственно равны: 20,6 °С и 6,2 г/кг соответственно. Суммарный расход приточного воздуха для всех 12 вариантов расчета составлял 442 700 м³/ч. Концентрация СО₂ в приточном воздухе задана 400 ppm.

Для всех рассмотренных схем вытяжные устройства расположены под потолком арены над трибунами на отметке +27,500.

Величины тепло- и влагопоступлений в объем ледовой арены, заданные при численном моделировании, представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Тепло- и влагопоступления в объем арены

	Явные тепловыделения, Вт	Влаговыделения, кг/ч	Поступление СО ₂ , кг/ч
Зрители на трибунах	1 032 000	840	540
Спортсмены на поле	2 400	6	0,9
Запасные игроки	6 000	10	2,6
Освещение	158 600	-	-
Медиакуб	50 000	-	-

Температура ледовой поверхности задана -5°С. Суммарная величина конденсации влаги на поверхности льда с учетом влаговыделений в процессе восстановления ледовой поверхности в модели составляла 9 400 г/ч.

Количество ячеек расчетной сетки варьировалось в зависимости от исследуемой схемы воздухораспределения от 18 до 24 млн. Для более точного разрешения параметров вблизи ледовой поверхности выполнен призматический слой сетки, величина y^+ для всех расчетов меньше 1. Вблизи диффузоров и в

области распространения струй выполнено сгущение расчетной сетки для корректного описания параметров турбулентного течения.

Для замыкания уравнений Рейнольдса (2.1) – (2.7) использовалась квадратичная форма $k - \varepsilon$ модели турбулентности. На выходе из воздухораспределительных устройств задавались значения интенсивности турбулентности $TE = 5\%$, масштаб турбулентности принят 10% от диаметра подводящего воздуховода $l_t = 0.1d_{\text{п}}$.

5.1.1.2. Результаты расчетов

Сравнение различных схем воздухораспределения произведено на основе анализа линий тока, построенных от плоскости выхода приточных струй (рисунки 5.2 – 5.4), распределения параметров микроклимата: скорости (рисунки 5.5 – 5.7), температуры (рисунки 5.8 – 5.10), влагосодержания (рисунки 5.11 – 5.13), углекислого газа (рисунки 5.14 – 5.16), относительной влажности (рисунки 5.17 – 5.19). Для анализа характера распределения параметров воздушной среды по высоте чаши были построены графики их изменения над ледовым полем (рисунки 5.20 – 5.23). При этом для каждой отметки высоты значения параметров микроклимата и CO_2 , представленных на графиках, являются осреднением значений, полученных в результате CFD-моделирования, по плоскости проекции ледового поля. Для схемы №4.3 с отсутствием подачи воздуха с помощью сопловых воздухораспределителей в зону ледового поля нормируемые на отметке 1,5 м значения температуры оказываются практически такими же, как для схем с подачей приточного воздуха в зону ледовой площадки с температурой 10 °С и 20 °С. Значения температуры для всех трех схем колеблются в диапазоне 14,1 – 14,3 °С и попадают в требуемый диапазон 12,0 – 16,0 °С [129]. Незначительные отличия в значениях температуры, формирующихся на отметке 1,5 м над ледовой поверхностью, для трех вариантов подачи приточного воздуха в зону ледового поля свидетельствует о том, что для схем №4.1 и №4.2 струи от сопловых диффузоров не достигают

зоны ледового поля и поступления теплого воздуха из основного объема чаши арены не происходит.

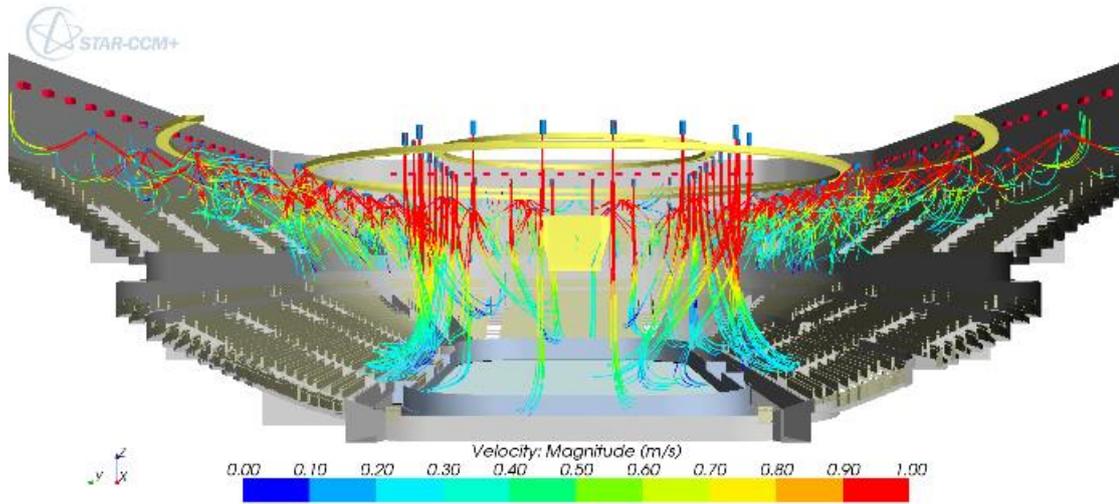


Рисунок 5.2 – Линии тока. Схема №4.1

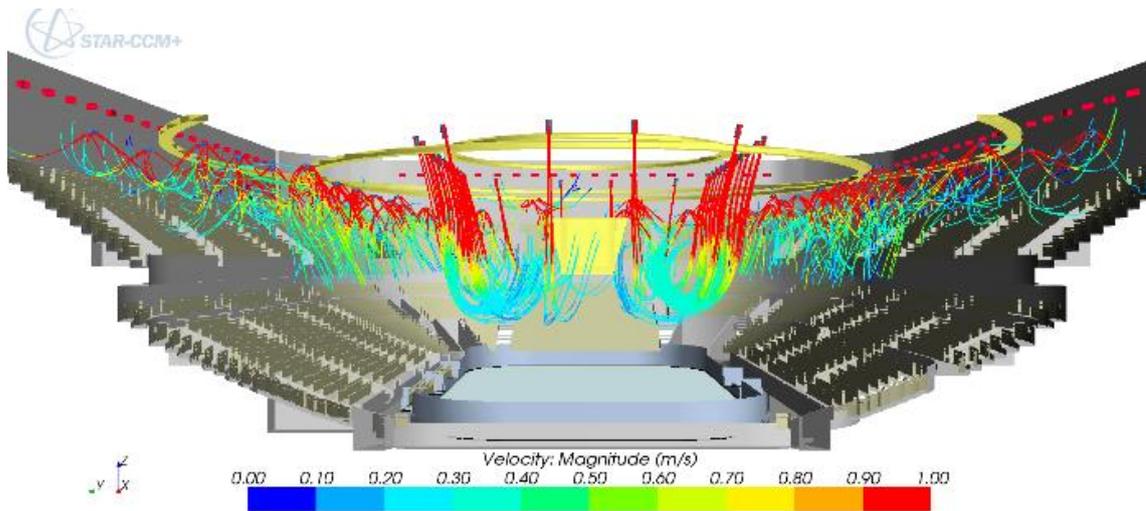


Рисунок 5.3 – Линии тока. Схема №4.2

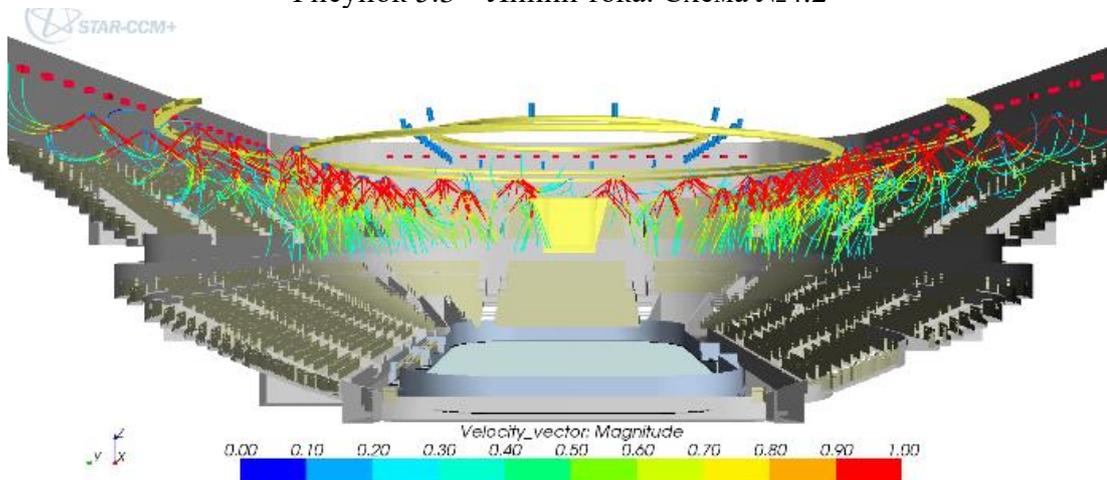


Рисунок 5.4 – Линии тока. Схема №4.3

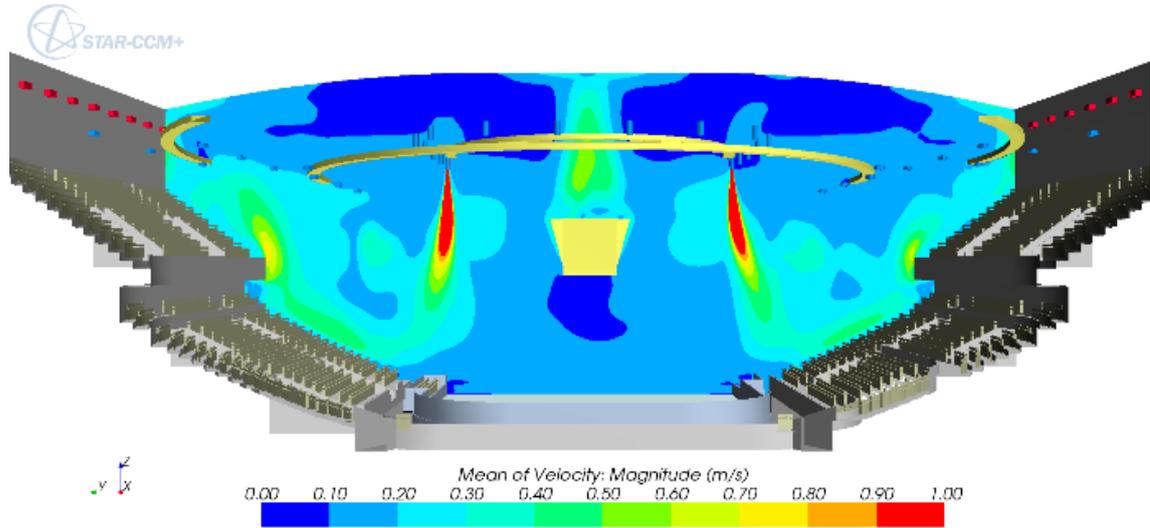


Рисунок 5.5 – Поле модуля скорости. Схема №4.1

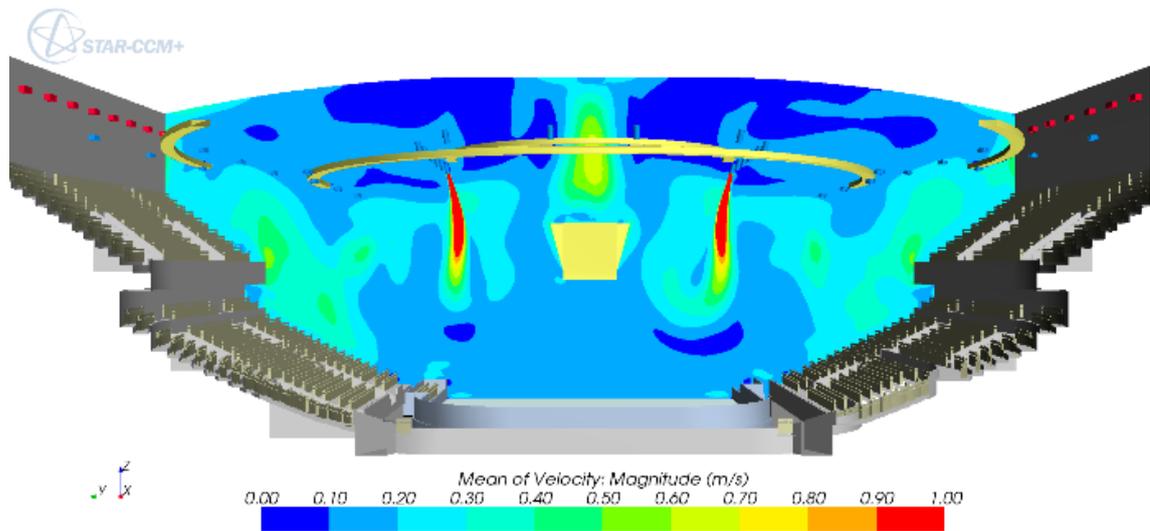


Рисунок 5.6 – Поле модуля скорости. Схема №4.2

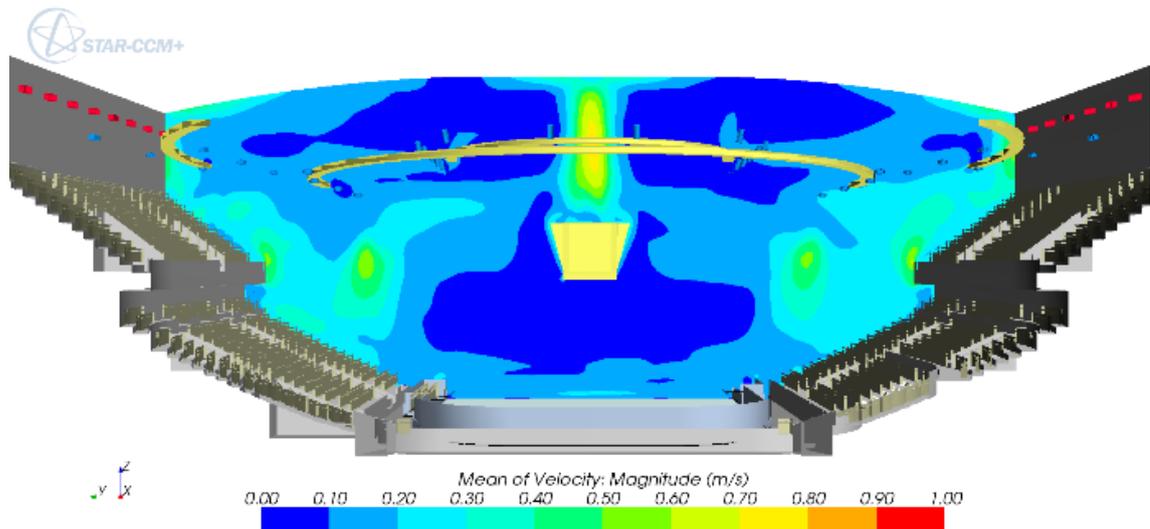


Рисунок 5.7 – Поле модуля скорости. Схема №4.3

Одна из проблем, возникающая при проектировании СКВ зоны ледового поля, состоит в том, чтобы правильно рассчитать дальнобойность приточных струй, так их распространение происходит в неизвестном заранее поле температуры, формируемом в чаше ледовой арены, а, следовательно, данных для их расчета традиционными методами недостаточно.

Для схемы №4.1 сопловые воздухораспределители были направлены не к центру поля, как для схемы №4.2, а вертикально вниз, на борта. Численные расчеты показали, что для случая подачи приточного воздуха с температурой 10 °С соплами, направленными к центру поля, на отметке 1,5 м температура увеличивается до 16,1 °С. В этом случае приточные струи, имеющие на выходе температуру 10 °С, вносят в зону ледового поля теплый воздух из основного объема чаши, увеличивая температуру воздуха в нормируемом сечении.

В случае отсутствия подачи наружного воздуха в зону ледового поля (схема №4.3), результаты численного моделирования показали, что значения концентрации углекислого газа в зоне катания игроков возрастает и, следовательно, такой вариант не может быть рекомендован для учета при проектировании систем КВ ледовых арен (рисунки 5.14 – 5.16, 5.23).

Выводы о влиянии температуры, направления подачи приточного воздуха в зону ледового поля для вариантов с другой схемой подачи воздуха от СКВ трибун аналогичные, как для схем №4.1 – №4.3.

Для всех рассмотренных схем получено, что от 2 – 2,5 м и до отметки расположения осветительных приборов, являющихся источником тепловыделений, температура воздуха над ледовым полем по высоте арены практически не меняется (Рисунок 5.20).

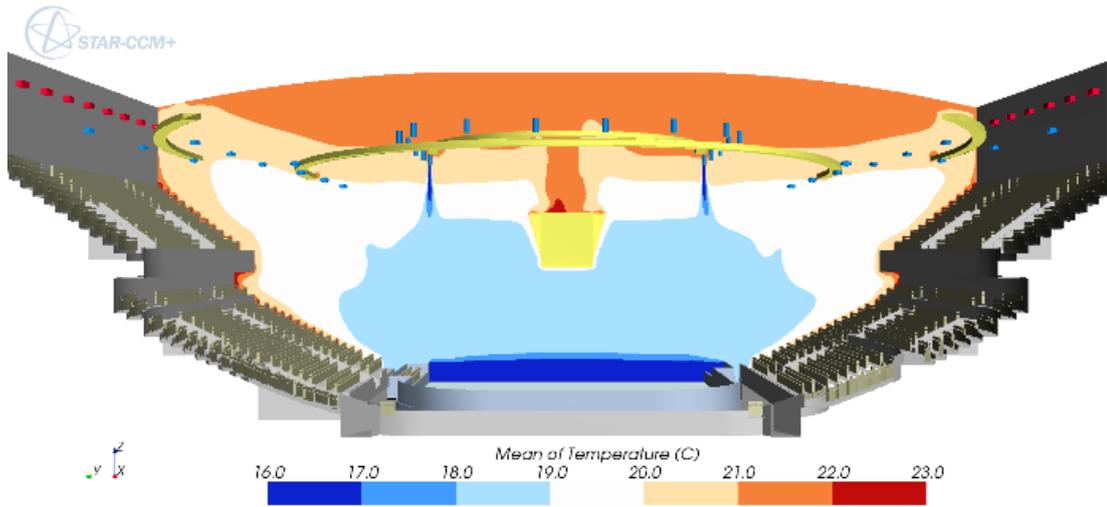


Рисунок 5.8 – Поле температуры. Схема №4.1

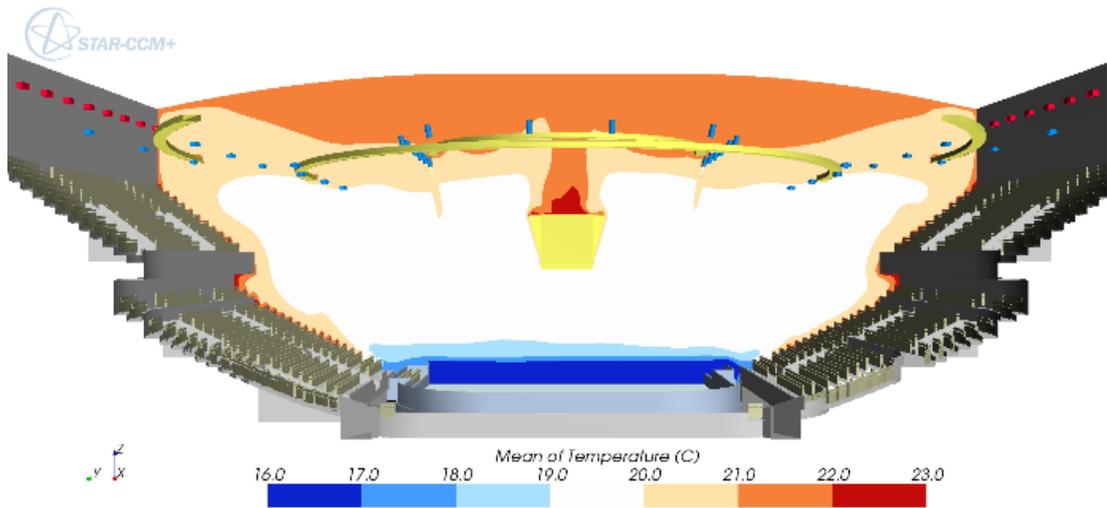


Рисунок 5.9 – Поле температуры. Схема №4.2

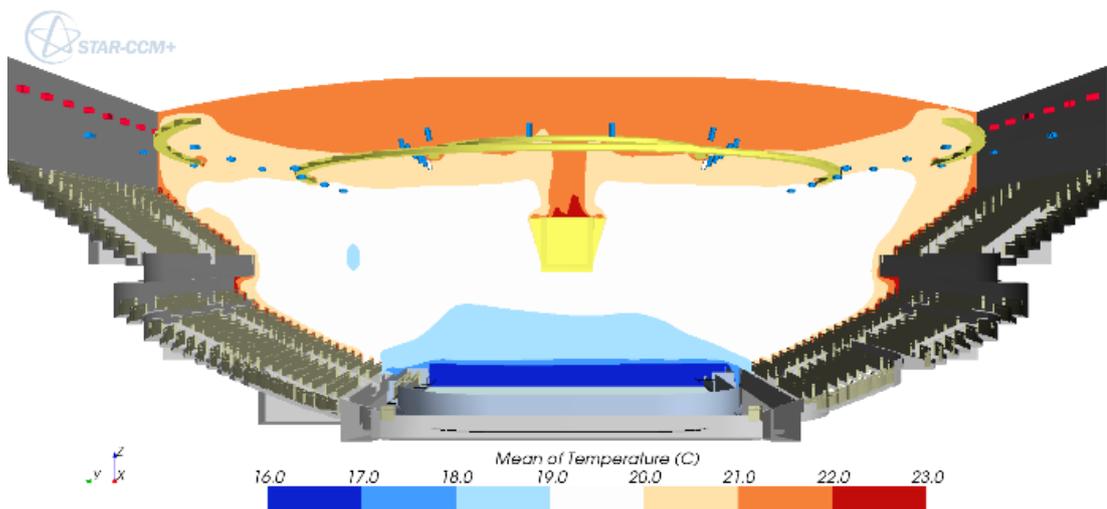


Рисунок 5.10 – Поле температуры. Схема №4.3

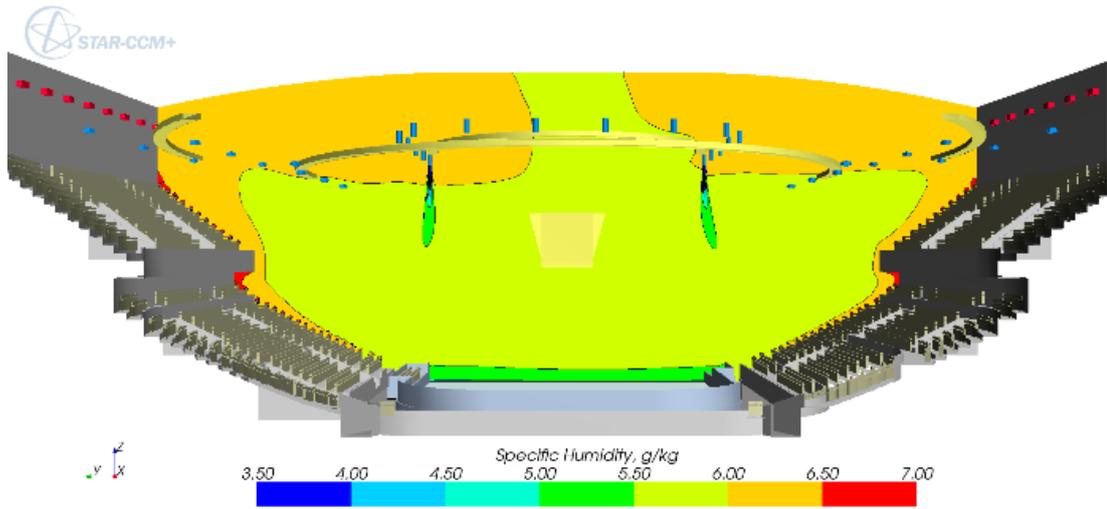


Рисунок 5.11 – Поле влагосодержания. Схема №4.1

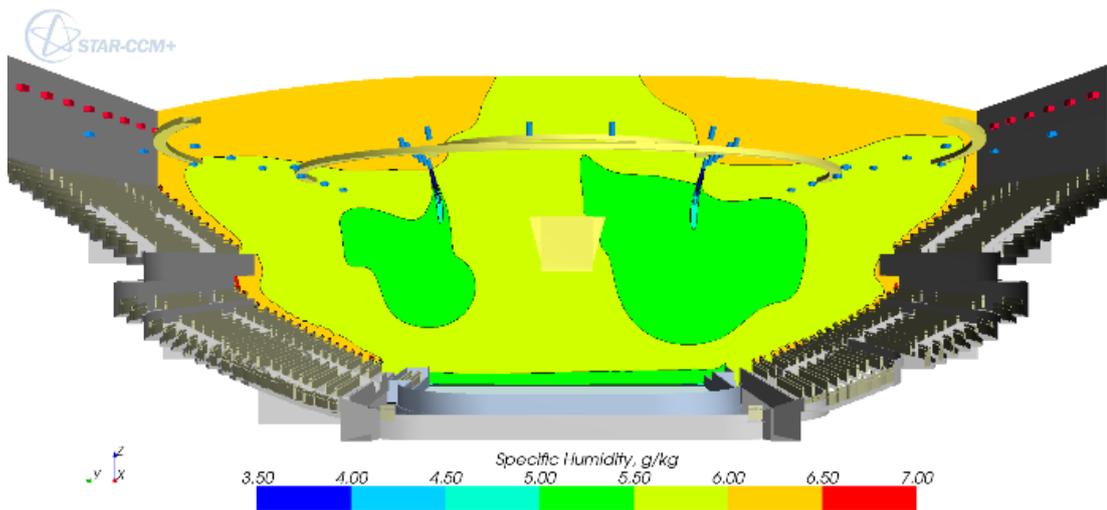


Рисунок 5.12 – Поле влагосодержания. Схема №4.2

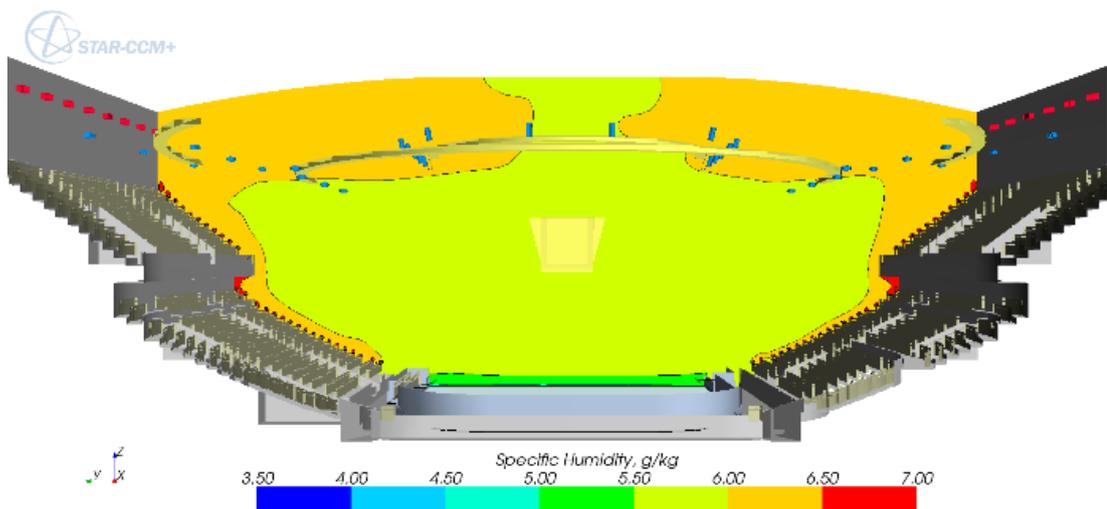
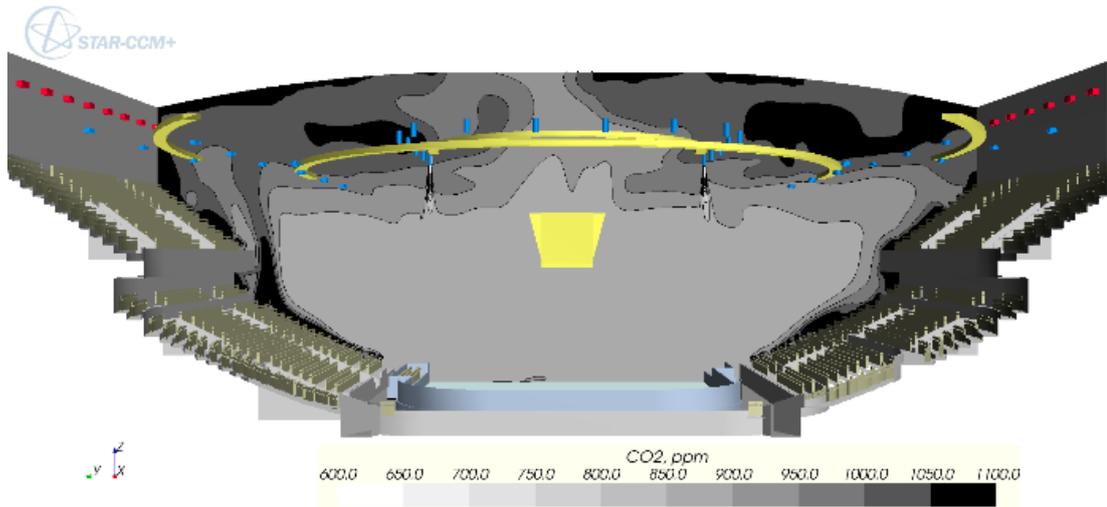
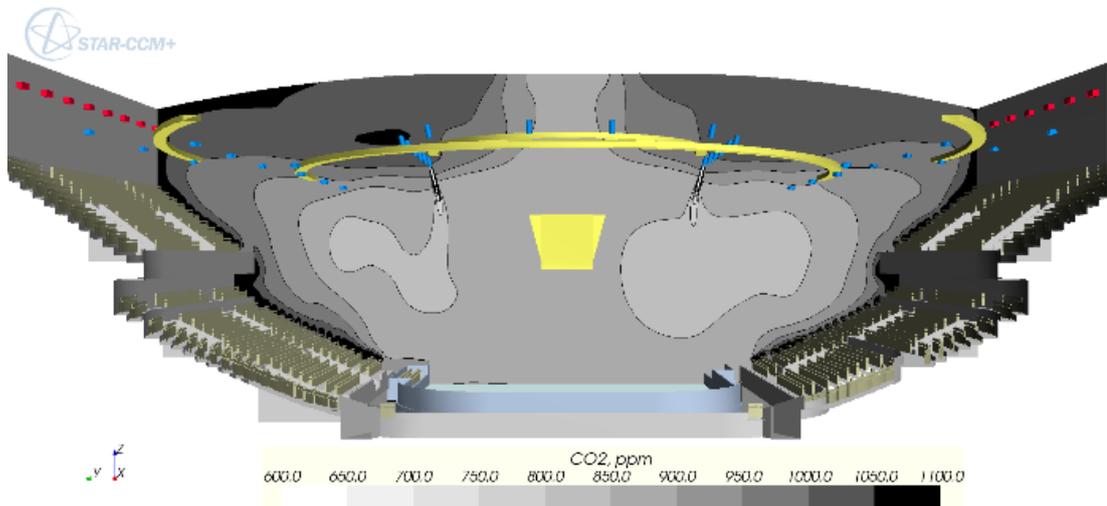
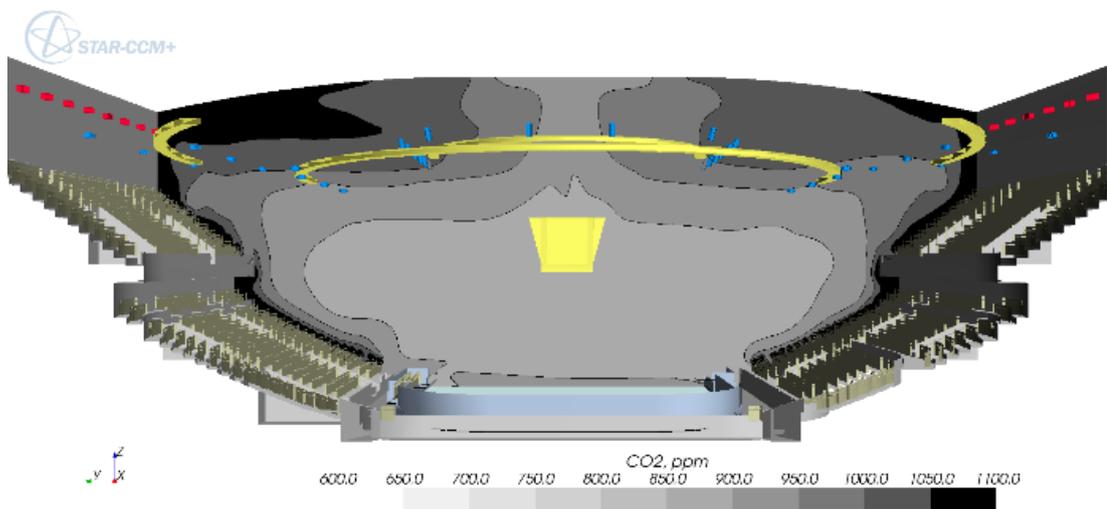


Рисунок 5.13 – Поле влагосодержания. Схема №4.3

Рисунок 5.14 – Поле концентрации CO₂. Схема №4.1Рисунок 5.15 – Поле концентрации CO₂. Схема №4.2Рисунок 5.16 – Поле концентрации CO₂. Схема №4.3

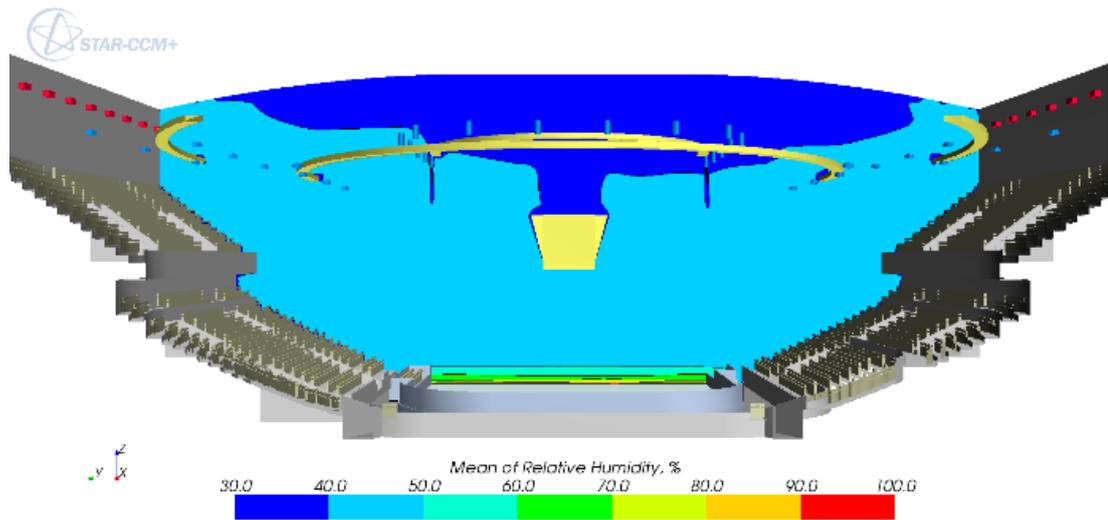


Рисунок 5.17 – Поле относительной влажности. Схема №4.1

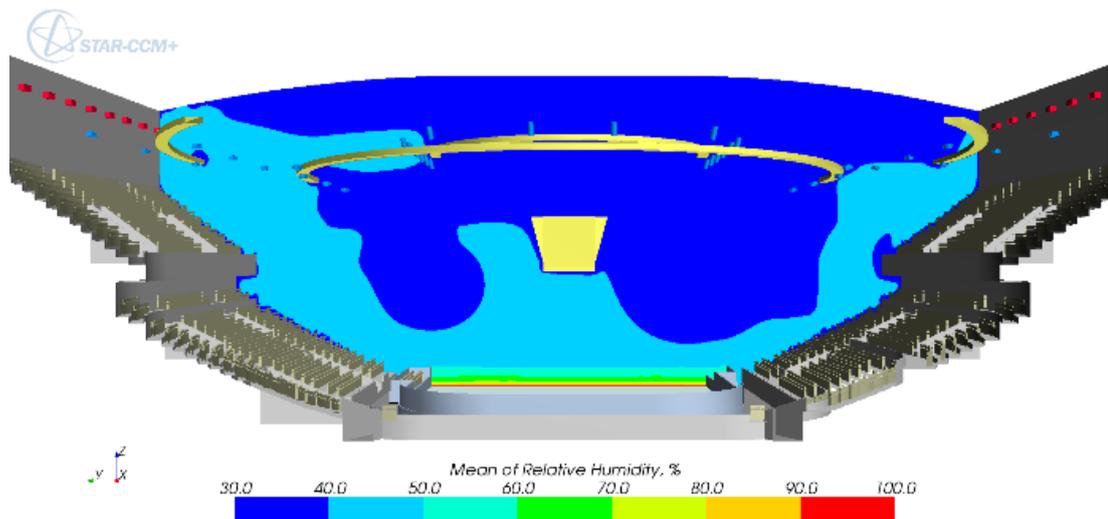


Рисунок 5.18 – Поле относительной влажности. Схема №4.2

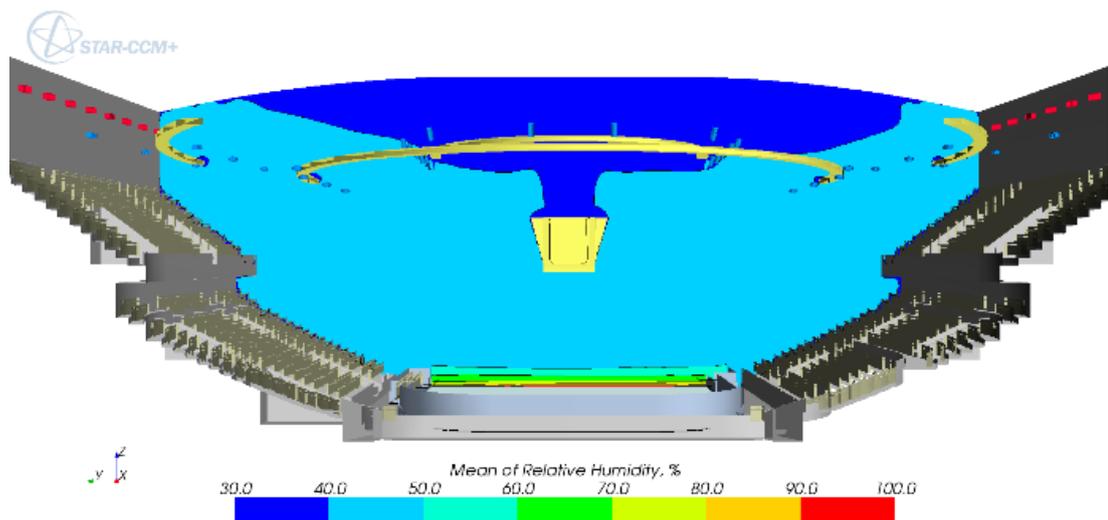


Рисунок 5.19 – Поле относительной влажности. Схема №4.3

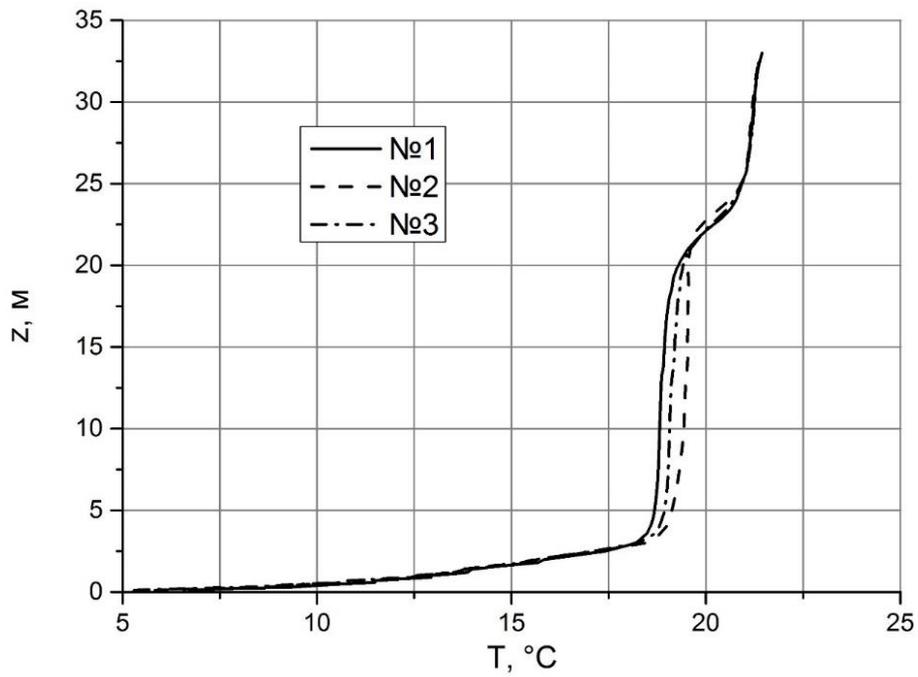


Рисунок 5.20 – Изменение средних значений температуры над ледовым полем с высотой для схем №4.1, №4.2, №4.3

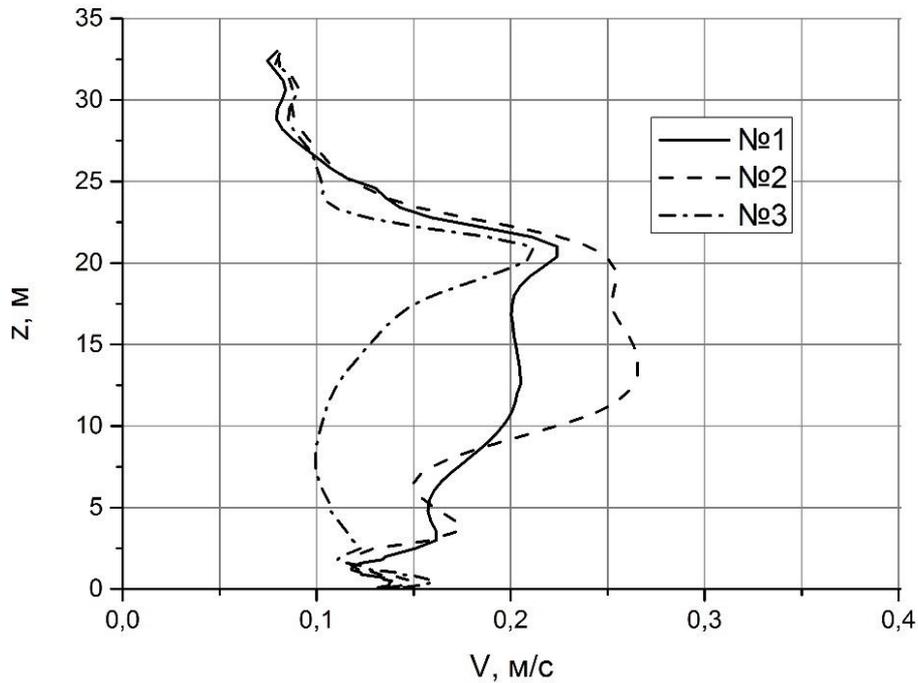


Рисунок 5.21 – Изменение средних значений модуля скорости над ледовым полем с высотой для схем №4.1, №4.2, №4.3

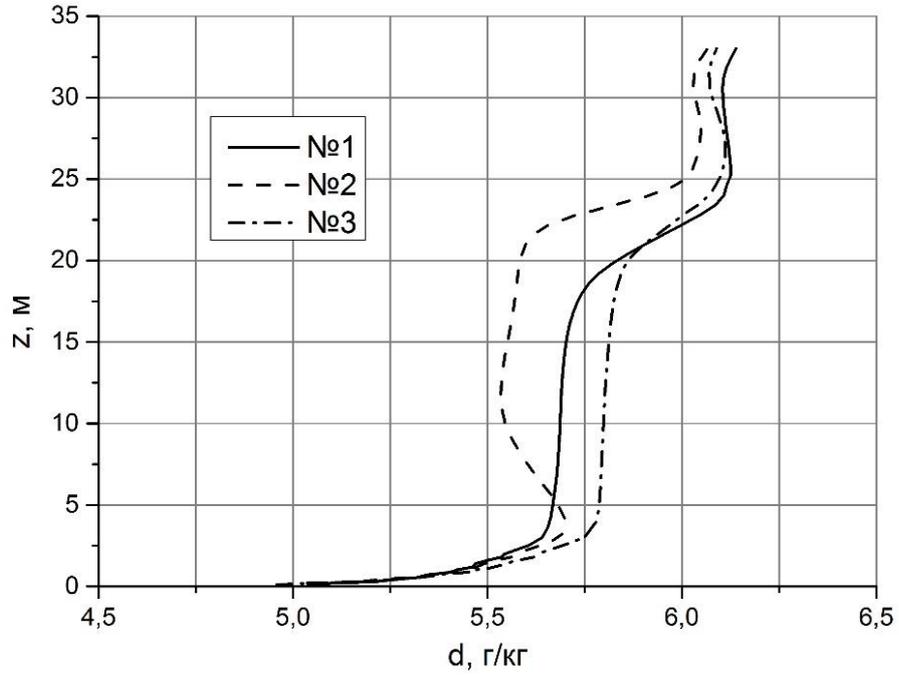


Рисунок 5.22 – Изменение средних значений влагосодержания над ледовым полем с высотой для схем №4.1, №4.2, №4.3

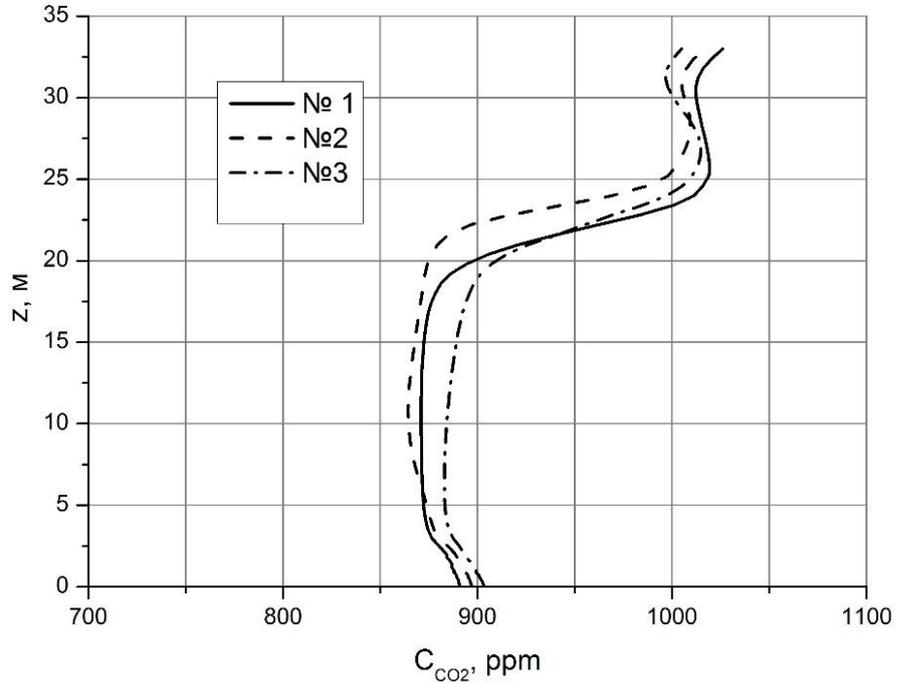


Рисунок 5.23 – Изменение средних значений концентрации углекислого газа над ледовым полем с высотой для схем №4.1, №4.2, №4.3

Анализ полученных результатов показал, что параметры микроклимата для нижнего яруса трибун оказываются более зависимыми от выбранной схемы подачи приточного воздуха.

Для схем №4.1 - №4.4 реализована перемешивающая схема вентиляция, и как следствие, наиболее близкие значения коэффициентов воздухообмена по температуре k_t для всех трех ярусов. При этом на поля температуры и влагосодержания воздуха нижнего яруса оказывает влияние схема подачи приточного воздуха в зону ледового поля (величина k_t , k_d выше, чем для 2-ого и 3-ого ярусов).

Получено, что при полностью перемешивающей вентиляции центр арены оказывается наиболее «теплым», а при полностью вытесняющей вентиляции – наиболее «холодным». Это объясняется тем, что при подаче воздуха через ступеньки трибун приточный воздух нагревается и, соединяясь с конвективными потоками от массива зрителей, поднимается вверх вдоль трибун, не затрагивая центральную часть зала. При перемешивающей схеме (подача воздуха сверху) формируется циркуляционное течение, захватывающее весь объем зала, и тепловыделение от зрителей распространяются по всему объему. Показано, что подвижность воздуха в центре арены выше при перемешивающей, чем при вытесняющей.

Наиболее чувствительны к схеме подачи в зону ледового поля оказываются схемы, в которых реализовано для одних ярусов подача приточного воздуха в верхнюю зону, а для других – в нижнюю (через ступеньки трибун). Для этих же схем наблюдается максимальное отличие между параметрами микроклимата верхних и нижних ярусов.

Количественная оценка полученных результатов показала, что коэффициенты воздухообмена для ярусов трибун при различных схемах подачи приточного воздуха варьируется в диапазонах k_t от 1 до 3,2, k_{CO_2} от 1 до 2,1, k_d от 1 до 2.2 (таблица 5.3, рисунки 5.24 – 5.26).

На параметры микроклимата над ледовым полем оказывает существенное влияние интенсивность общей циркуляции в объеме зала, особенно, вблизи 1-ого

яруса трибун. Определяющим является направление движения воздушных масс через борта ледового поля, либо поступление воздуха с трибун, либо наоборот, поступление воздуха из «холодной подушки», которая формируется над ледовым полем.

Таблица 5.3 – Значение параметров воздуха на высоте 1,5 м над поверхностью ледового поля при различных схемах воздухораспределения

Наименование схемы	t, °C	d, г/кг	CO ₂ , ppm
Схема №1.1	14.4	5.4	911
Схема №1.2	12.5	5.3	787
Схема №1.3	12.5	5.5	877
Схема №2.1	13.9	5.3	876
Схема №2.2	11.3	5.2	718
Схема №2.3	11.6	5.2	757
Схема №3.1	14.3	5.4	864
Схема №3.2	11.3	5.3	784
Схема №3.3	11.4	5.2	753
Схема №4.1	14.4	5.5	886
Схема №4.2	14.1	5.5	892
Схема №4.3	14.1	5.6	897

Для всех рассмотренных схем воздухораспределения параметры микроклимата соответствуют значениям, которые нормируются (температура и влагосодержание) на высоте 1,5 м над поверхностью ледового поля [129]. В нормируемой точке значения температуры соответствуют диапазону

11,3 – 14,4 С, при практически постоянном влагосодержании (различие менее 1%).

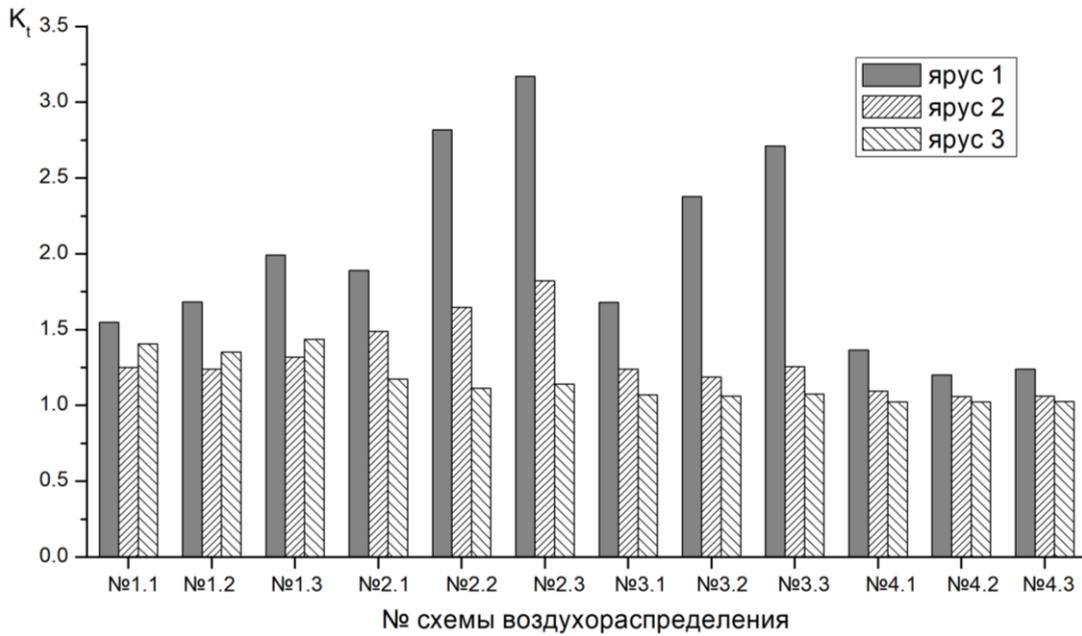


Рисунок 5.24 – Значение коэффициента воздухообмена по температуре для трех ярусов зрительных трибун при различных схемах воздухораспределения

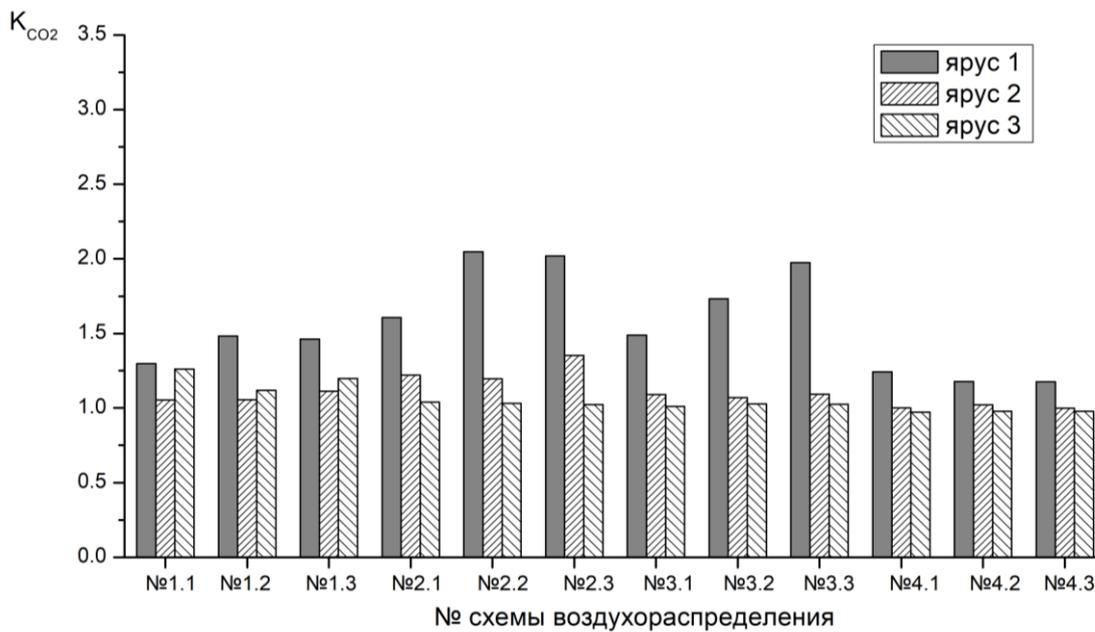


Рисунок 5.25 – Значение коэффициента воздухообмена по CO₂ для трех ярусов зрительных трибун при различных схемах воздухораспределения

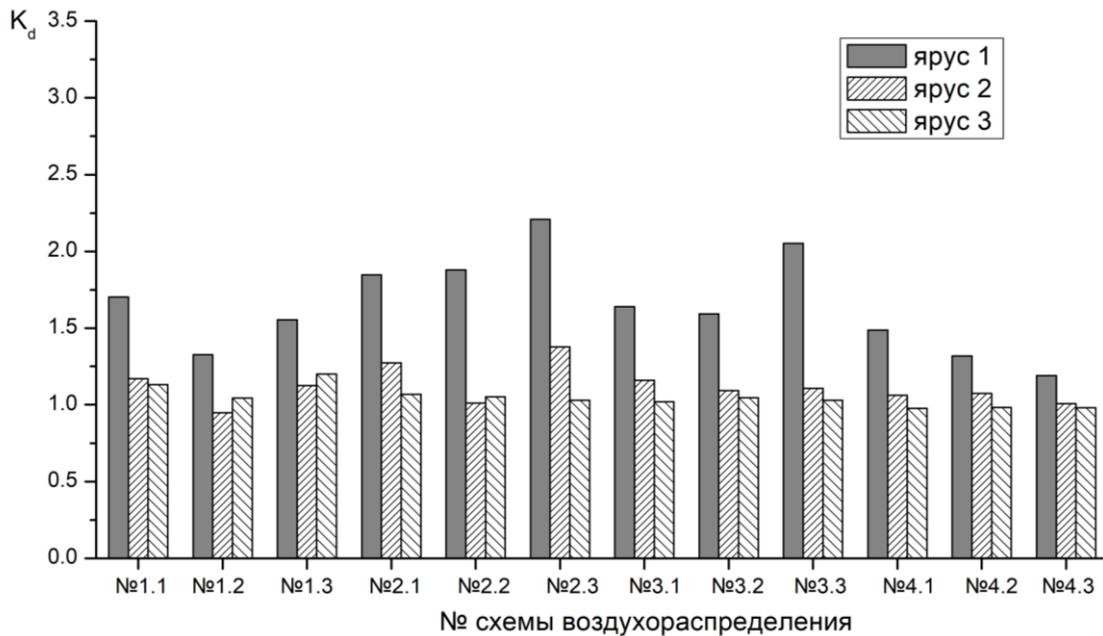


Рисунок 5.26 – Значение коэффициента воздухообмена по влажосодержанию для трех ярусов зрительных трибун при различных схемах воздухораспределения

Известный подход для расчета параметров приточных систем ледовых арен [69] предполагает, что системы СКВ зоны трибун и зоны ледового поля рассчитываются *независимо друг от друга*. При этом полагается, что расчетные параметры температуры и относительной влажности в зоне трибун следует поддерживать на уровне теплового комфорта зрителей, так для теплого периода года эти значения задаются 25° и 60% соответственно [69].

Исследования, проведенные с помощью методов 3D численного моделирования, позволили получить подробную картину турбулентного тепло-массопереноса в объеме чаши ледовой арены, проанализировать зоны влияния приточных струй от СКВ трибун и СКВ ледового поля.

Так, результаты исследования показали, что в объеме чаши арены формируется сложное турбулентное течение, с циркуляцией, определяемой как самими приточными струями, так и конвективными потоками нагретого массивом зрителей воздуха. Получено, что параметры в зоне ледового поля не определяются только работой систем СКВ, обеспечивающих подачу воздуха в направлении поверхности льда. Параметры у ледовой поверхности, в том числе на отметке 1,5м (на которой нормируются значения температуры и

относительной влажности) зависят от средних по объему значений температуры и влагосодержания, формирующихся в объеме чаши арены. Учитывая, что для современных ледовых арен вместимостью 12 тысяч зрителей, расход приточных систем, обслуживающих зону зрителей, в 10 и более раз выше расхода систем, подающих воздух в направлении ледового поля, средние параметры температуры и влагосодержания определяются именно параметрами СКВ зоны трибун со зрителями. В результате подход, при котором СКВ зоны трибун рассчитывается из условия поддержания комфортных параметров у зрителей приводит к тому, что в теплый период года для ледовых арен большой вместимости возникает проблема с качеством ледовой поверхности и туманом во время хоккейных матчей. Отметим, что вместимость 12 тысяч зрителей является достаточно распространенной при проектировании современных ледовых арен. Чем меньше вместимость зрительских трибун помещений искусственных катков, тем меньше будет влияние расчетных параметров на вытяжных устройствах СКВ трибун на параметры в зоне ледового поля, тем справедливее будет известный подход [69].

Таким образом, при проектировании современных ледовых арен со зрителями, расчет СКВ трибун следует выполнять с учетом необходимости поддержания средних по объему значений влагосодержания и температуры, позволяющих обеспечить требуемые параметры в зоне ледового поля. Подход независимого расчета параметров СКВ трибун и ледового поля, предлагаемый в [69], при этом не справедлив.

Результаты расчета показали зависимость параметров микроклимата, особенно над ледовым полем, от способа подачи приточных струй, их взаимодействия с общим циркуляционным течением в объеме арены, создаваемым свободно-конвективными потоками от массива зрителей, радиационного теплообмена между ледовой поверхностью и ограждающими конструкциями, что свидетельствует о необходимости использовать численные методы для анализа эффективности схем вентиляции и особенностей воздухораспределения ледовых арен.

5.1.2 Распределения параметров микроклимата и углекислого газа для различных ледовых арен с массовым пребыванием людей

На основе разработанной в Главах 2 и 3 математической модели для анализа вариантов организации воздушного режима ледовых арен (рисунки 5.27 – 5.31) с массовым пребыванием людей (количество зрителей в рассмотренных аренах – 12 тыс. и более) были выполнены расчеты параметров микроклимата в объеме чаши **5 ледовых арен** (поля температуры, влагосодержания, скорости и CO_2).

Арены отличались объемом, высотой помещения, температурой льда, кратностью воздухообмена, схемой подачи приточного воздуха, количеством зрителей (таблица 5.4).

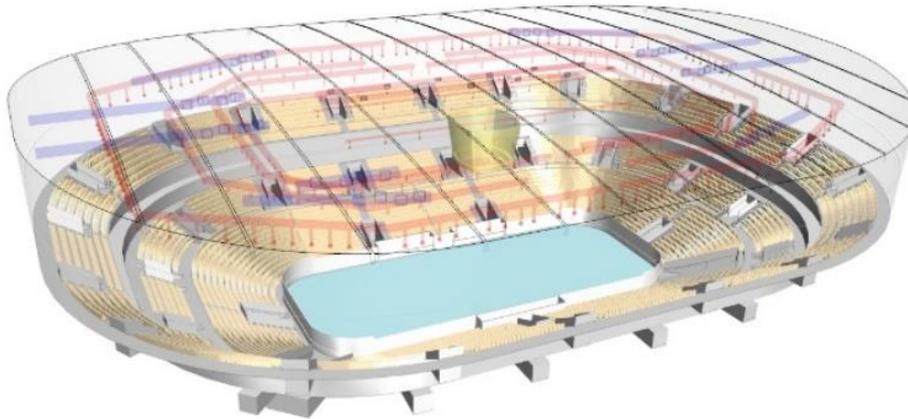


Рисунок 5.27 – Ледовая арена №1. 3D геометрия

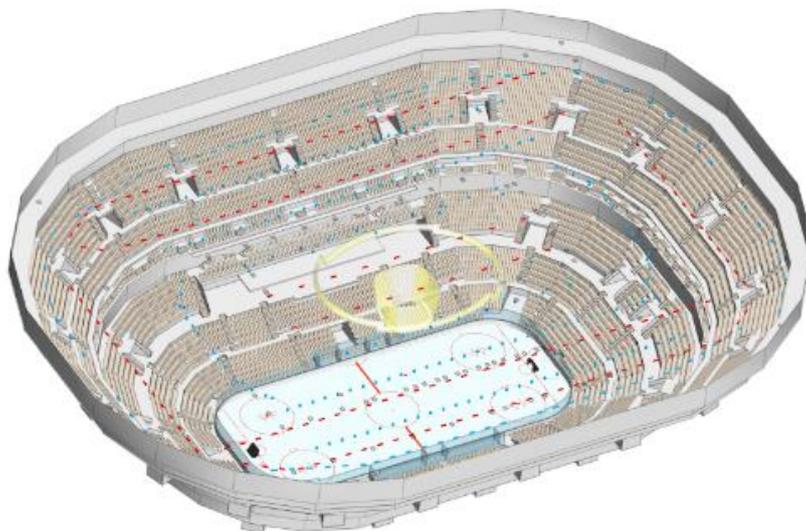


Рисунок 5.28 – Ледовая арена №2. 3D геометрия

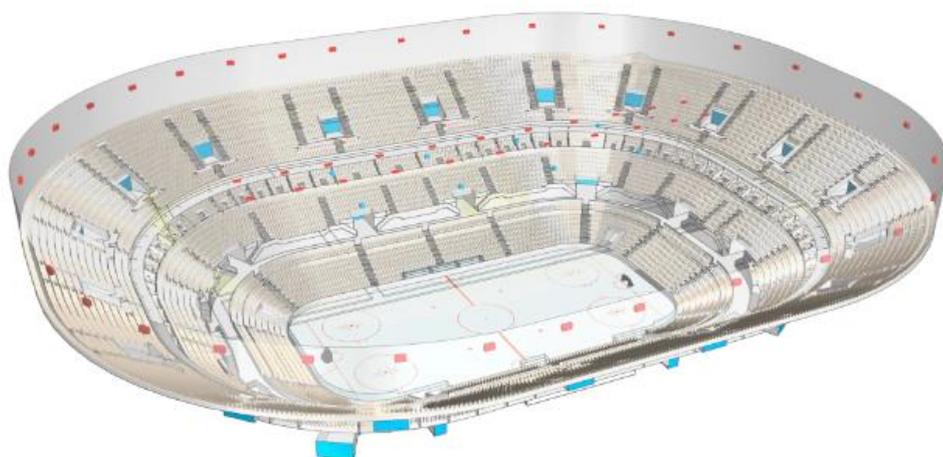


Рисунок 5.29 – Ледовая арена №3. 3D геометрия

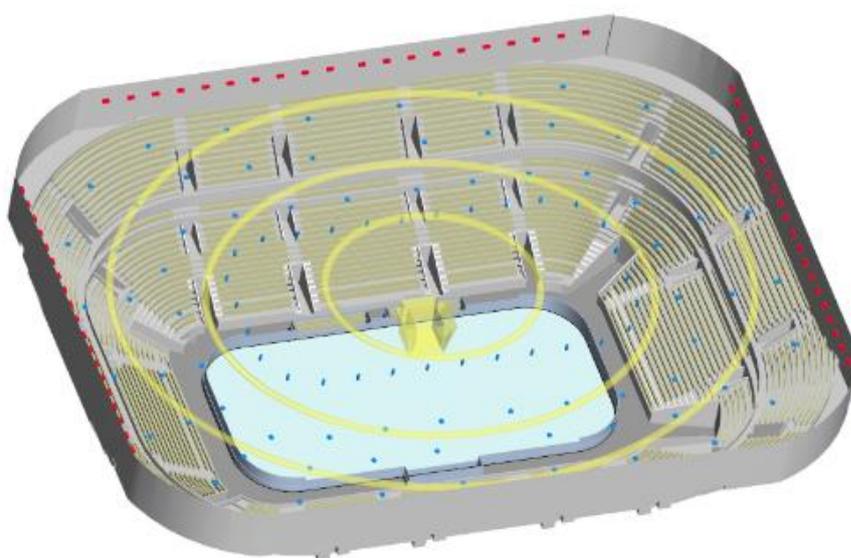


Рисунок 5.30 – Ледовая арена №4. 3D геометрия

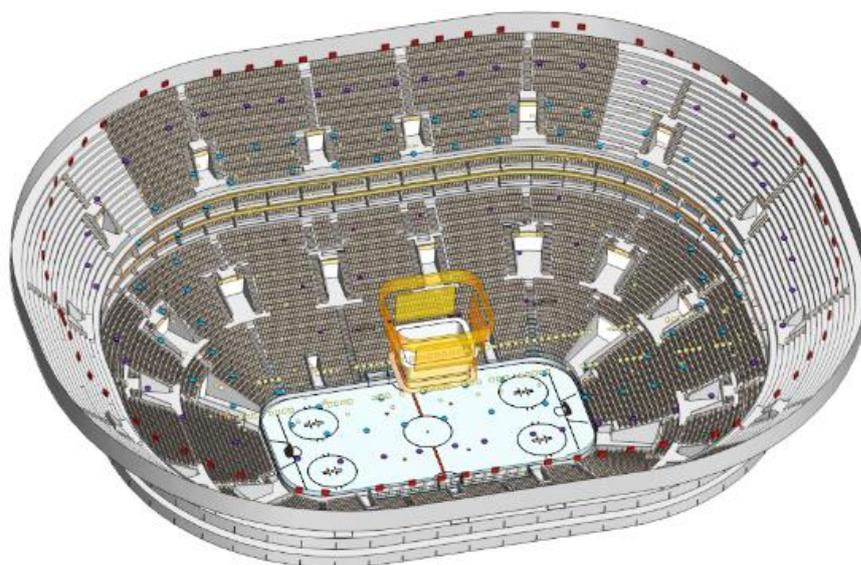


Рисунок 5.31 – Ледовая арена №5. 3D геометрия

Характеристики рассчитанных ледовых арен приведены в таблице 5.4.

Анализ формирования воздушных течений и распределения температуры в объеме чаш ледовых арен показал, что циркуляция воздуха в их объеме формируется за счет тепловыделений от зрителей и светотехнического оборудования (медиа куб, медиа экраны, освещение поля и зала). При этом нагрузки на систему ОВиК чаши ледовой арены от зрителей во всех рассматриваемых случаях в 2-4 раза больше, чем от освещения.

Таблица 5.4 – Характеристики рассчитанных ледовых арен

Наименование арены	Объем чаши арены, м ³	Высота, м	Количество зрителей	Нагрузки от освещения, Вт	Температура льда, °С	Кратность воздухообмена, 1/ч
Ледовая арена №1	266 938	36	12 000	355 000	-6	1,09
Ледовая арена №2	295 617	40	12 000	352 000	-5	0,88
Ледовая арена №3	284 099	40	12 240	380 142	-6	1,52
Ледовая арена №4	245 761	34	12 000	208 000	-5	1,79
Ледовая арена №5	451 042	50	17 600	329 000	-6	1,22

Основной циркуляционный поток включает восходящие потоки от зрителей, которые также содержат СО₂ и влагу, и конвективные потоки от приборов освещения. Для всех рассмотренных случаев арены №1 – №5 эта картина сохраняется независимо от температуры подачи приточного воздуха, типов приточных устройств, абсолютной величины теплопритоков от освещения, температуры поверхности ледового поля, кратности воздухообмена.

В связи с тем, что численное моделирование было проведено для реальных проектных вариантов различных ледовых арен (таблица 5.4), полученные результаты могут быть распространены на типовые проектные решения.

Значения параметров микроклимата и CO_2 для ледовых арен №1 - №5, полученные в результате моделирования, приведены в таблице 5.5, а распределение температуры в вертикальном сечении на рисунках 5.32 – 5.36.

Таблица 5.5 – Значение параметров микроклимата и CO_2 для ледовых арен

Наименование арены	Средняя температура воздуха в чаше, °C	Температура на вытяжке, °C	Среднее влагосодержание воздуха в чаше, г/кг	Влагосодержание на вытяжке, г/кг	Средняя концентрация CO_2 в чаше, ppm	Концентрация CO_2 на вытяжке, ppm
Ледовая арена №1	20,45	21,36	6,07	6,21	1 378	1 417
Ледовая арена №2	21,81	22,16	7,34	7,43	1 313	1 340
Ледовая арена №3	20,23	20,68	6,51	6,92	1 260	1 308
Ледовая арена №4	19,90	20,63	5,98	6,22	967	1 052
Ледовая арена №5	18,74	19,21	6,27	6,43	1 306	1 362

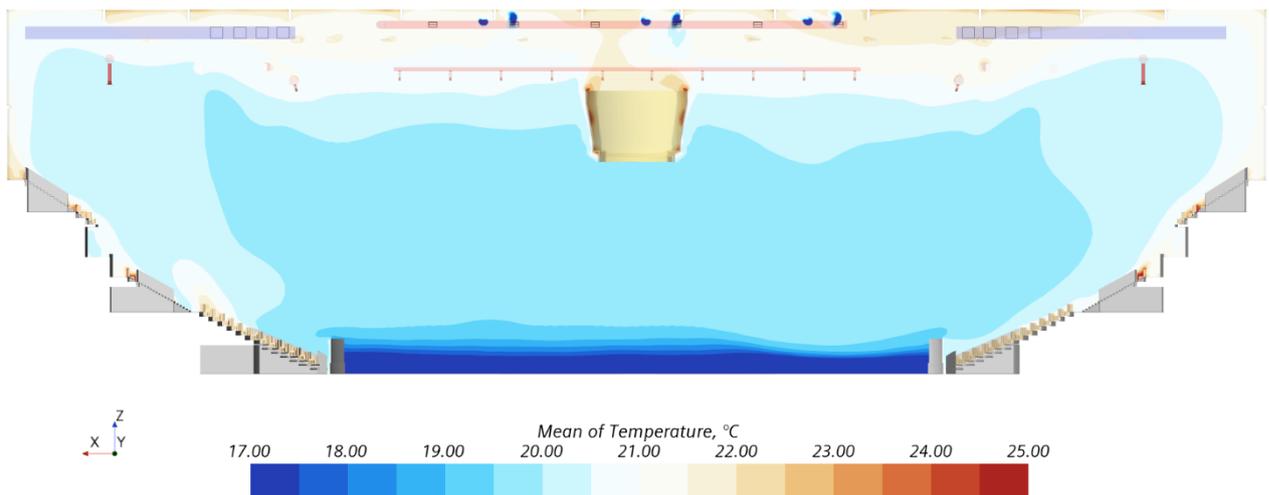


Рисунок 5.32 – Ледовая арена №1. Поле температуры в вертикальном сечении

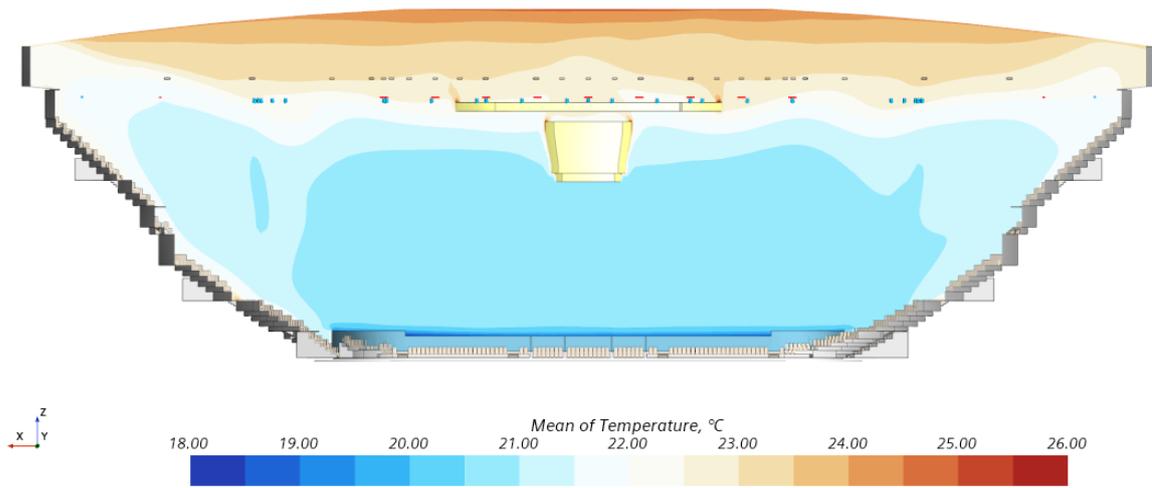


Рисунок 5.33 – Ледовая арена №2. Поле температуры в вертикальном сечении

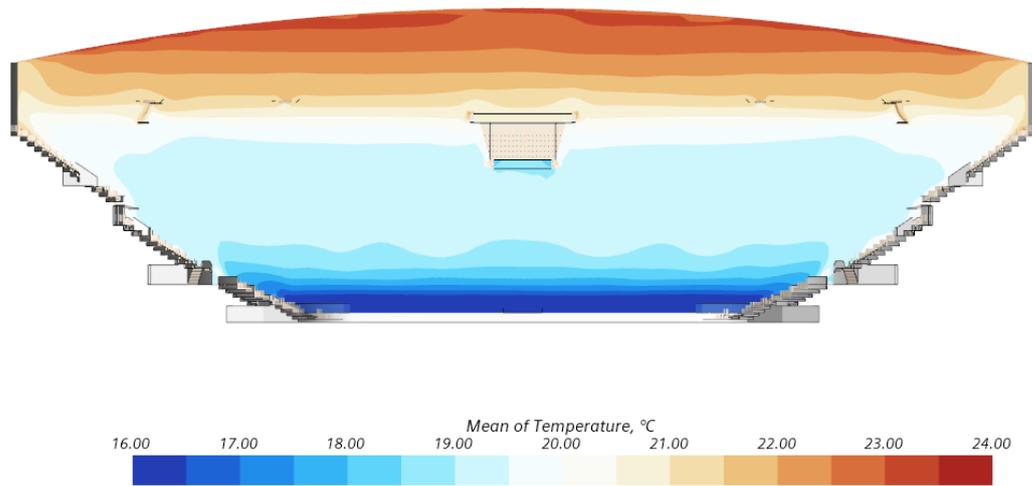


Рисунок 5.34 – Ледовая арена №3. Поле температуры в вертикальном сечении

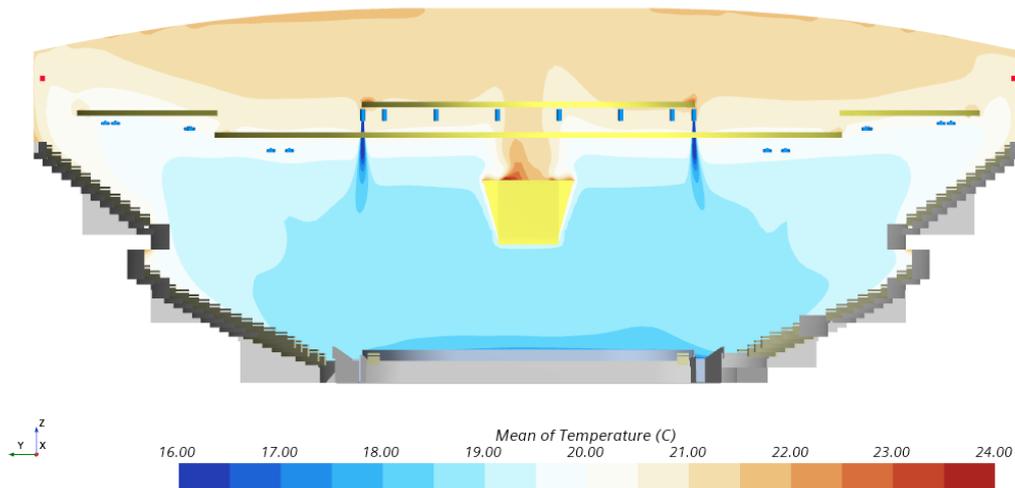


Рисунок 5.35 – Ледовая арена №4. Поле температуры в вертикальном сечении

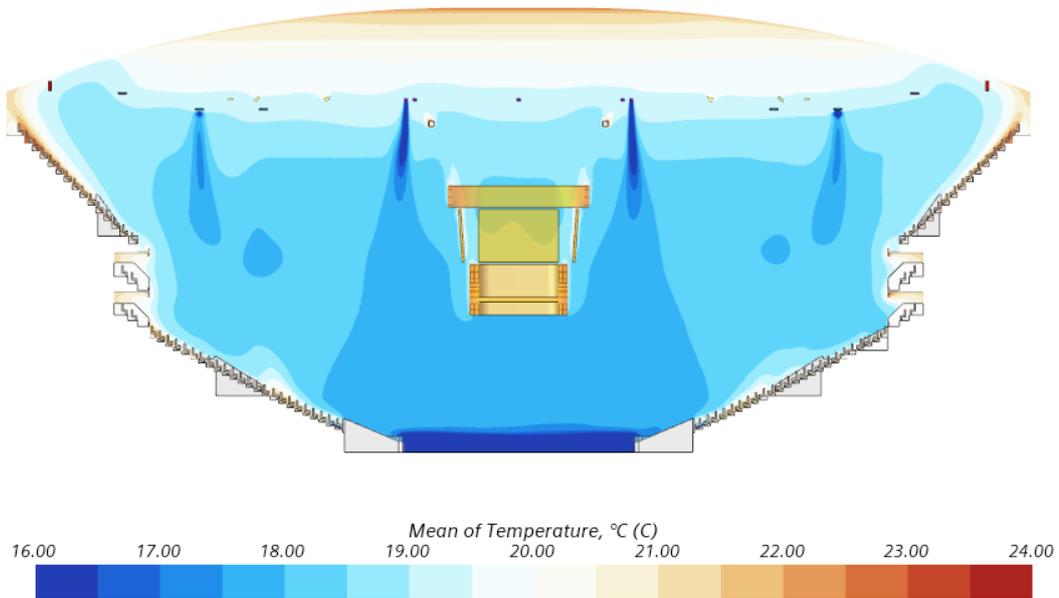


Рисунок 5.36 – Ледовая арена №5. Поле температуры в вертикальном сечении

Для всех рассмотренных случаев получено, что над ледовым полем формируется область постоянных параметров. Она начинается от отметки высоты бортов и заканчивается, как показали исследования на высоте расположения источников освещения. В связи с этим, при построении графиков изменения параметров микроклимата и CO_2 по высоте помещения (рисунки 5.37 – 5.39) использована безразмерная высота h_0 , которая определяется по высоте расположения светотехнического оборудования h . Так как различное оборудование, как правило, располагается на различной высоте в объеме чаши арены, то параметр h_0 для арен №1 - №5 вычислялся следующим образом:

$$h_0 = \frac{\sum_1^n h_i N_i}{\sum_1^n N_i}, \quad (5.1)$$

где n – количество светотехнических приборов, h_i – высота расположение i -ого прибора, N_i – мощность i -ого прибора.

При построении графиков на рисунках 5.37 – 5.39 значения температуры, влагосодержания и CO_2 также приведены к безразмерному виду. При этом для каждой отметки высоты значения параметров микроклимата на представленных

графиках являются осреднением значений, полученных в результате CFD моделирования, по плоскости (являющейся проекцией ледового поля и совпадающей с ним по площади), расположенной на соответствующей отметке по высоте.

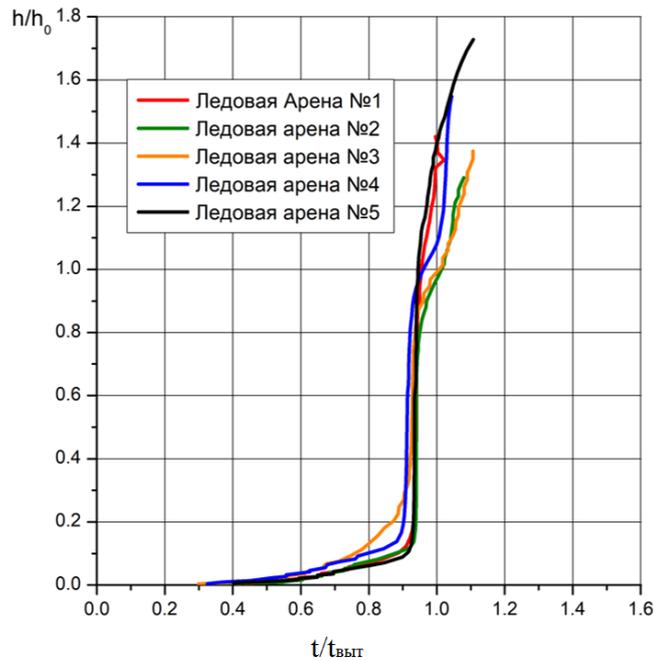


Рисунок 5.37 – График значений температур в зависимости от расстояния до ледовой поверхности

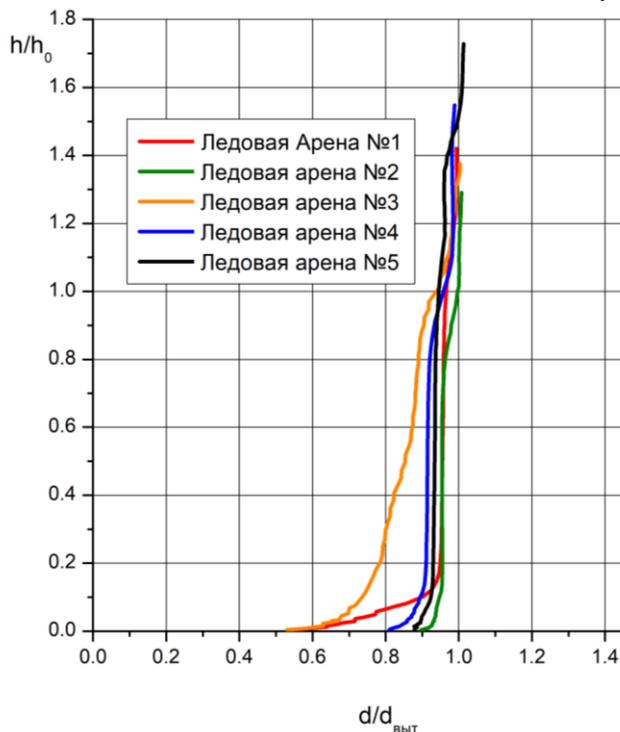


Рисунок 5.38 – График значений влагосодержания в зависимости от расстояния до ледовой поверхности

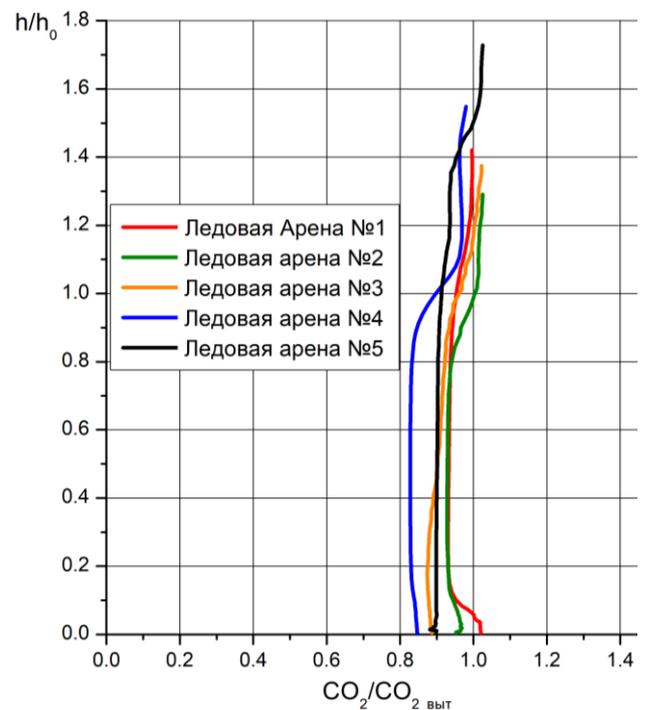


Рисунок 5.39 – График значений CO_2 в зависимости от расстояния до ледовой поверхности

Как видно из представленных графиков, безразмерные величины параметров микроклимата и CO_2 имеют незначительные отличия в диапазоне значений безразмерной высоты 0,2-1,0. В графиках изменения влагосодержания по высоте чаши арены отличается результат для ледовой арены №3. Так в нижней половине безразмерное значение влагосодержания меньше, чем для остальных рассматриваемых арен. Это связано с тем, что часть сухого приточного воздуха подается в нижние ярусы трибун. Таким образом, получение универсальных зависимостей возможно при схеме подачи воздуха сверху-вверх. Отметим, что схема сверху-вверх является распространенной в настоящее время при проектировании новых ледовых арен.

Изменения температуры над ледовым полем является важным параметром при разработке проектного решения по воздухораспределению ледовых арен. Распространение приточных струй от сопел, обслуживающих ледовое поле, происходит в условиях существенного температурного градиента. Не учет данного факта при проектировании приводит к тому, что рассчитанная по закономерностям струйных течений (или программам подбора оборудования) дальнобойность приточных струй оказывается существенно занижена. Так как при эксплуатации происходит попадание теплого воздуха в зону ледового поля, что приводит к подтаиванию и искривлению ледовой поверхности.

Предложенный вариант обработки результатов в безразмерном виде позволил получить общую аппроксимационную зависимость для ледовых арен с различными проектными решениями.

Отметим, что безразмерные зависимости (рисунки 5.37 – 5.39), могут быть рекомендованы при разработке проектных решений для других ледовых арен без проведения CFD-моделирования. Так как полученные графики позволяют учесть изменение температуры по высоте чаши ледовых арен при расчете воздухораспределения соплами в направлении ледового поля классическими методами.

В результате обработки результатов математического моделирования получены следующие обобщающие зависимости для описания изменения температуры воздуха по высоте арены для пяти рассчитанных ледовых арен.

По результатам численных расчетов можно выделить 3 характерных зоны изменения температуры с высотой, представленные в безразмерных величинах (три обобщающих уравнения).

1. Зависимость, описывающая поведение температуры по всей высоте арены, $0 < h/h_0 < 1,4$:

$$\ln(t/t_{\text{выт}}) = a + b(h/h_0)^{0.5} \quad (5.2)$$

Зависимость (5.2) описывает закономерность изменения температуры воздуха по высоте различных арен при изменении коэффициентов в следующих диапазонах $a = [0.041-0.104]$, $b = [-0.107-0.069]$. Статистические данные полученного уравнения приведены в таблице 5.6, пример полученной зависимости приведен на рисунке 5.40.

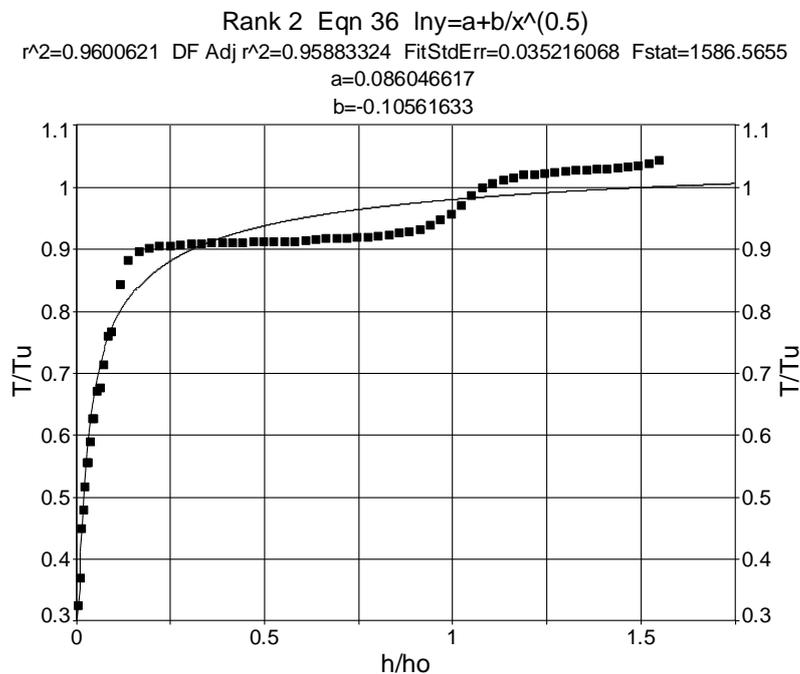


Рисунок 5.40 – График изменения безразмерной температуры с высотой и аппроксимационная зависимость

Таблица 5.6 – Статистические данные обобщающих уравнений вида .
 $\ln t/t_{\text{выт}}=a+b(h/h_0)^{0.5}$, $0 < h/h_0 < 1,4$

№ Арены	a	b	r^2	$Fstat$
Арена №1	0.041	- 0.069	0.957	1550
Арена №2	0.049	-0.070	0.963	1666
Арена №3	0.105	-0.107	0,940	1142
Арена №4	0.086	- 0.106	0,959	1587
Арена №5	0.054	-0.072	0,950	813

2. Зависимость, описывающая поведение температуры в нижней зоне арен на высотах $0 < h/h_0 < 0,1$:

$$\ln (t/t_{\text{выт}})=a+b \ln(h/h_0). \quad (5.3)$$

Диапазон изменения коэффициентов $a = [0,286 \dots 0,434]$, $b = [0,200 \dots 0,290]$.
 Статистические данные полученного уравнения приведены в таблице 5.7, полученные зависимости приведены на рисунке 5.41.

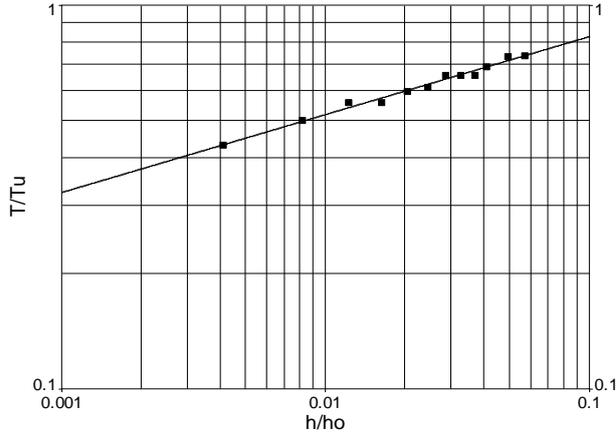
Таблица 5.7 – Статистические данные обобщающих уравнений вида
 $\ln t/t_{\text{выт}}=a+b \ln(h/h_0)$, $0 < h/h_0 < 0,1$

№ Арены	a	b	r^2	$Fstat$
Арена №1	0,316	0,210	0,981	1019
Арена №2	0,369	0,224	0,980	968
Арена №3	0,237	0,228	0,986	1529
Арена №4	0,340	0,262	0,974	798
Арена №5	0,457	0,250	0,973	704

Для нижней зоны $0 < h/h_0 < 0,1$ арены средние коэффициенты зависимости (5.3) равны $a = 0,34$, $b=0,23$.

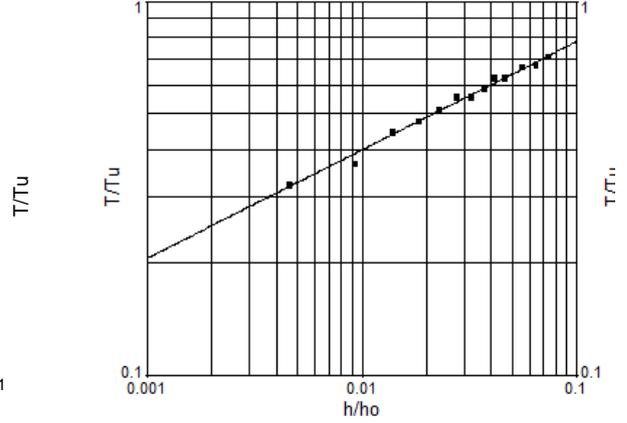
ледовая арена №1

Rank 4 Eqn 34 $\ln y = a + b \ln x$
 $r^2 = 0.9835329$ DF Adj $r^2 = 0.97987354$ FitStdErr = 0.01248661 Fstat = 597.27145
 $a = 0.28434853$
 $b = 0.20315269$



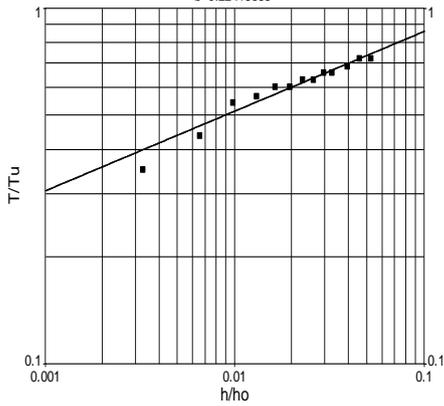
ледовая арена №2

Rank 5 Eqn 34 $\ln y = a + b \ln x$
 $r^2 = 0.99068904$ DF Adj $r^2 = 0.98882685$ FitStdErr = 0.012008899 Fstat = 1170
 $a = 0.42847164$
 $b = 0.28997201$



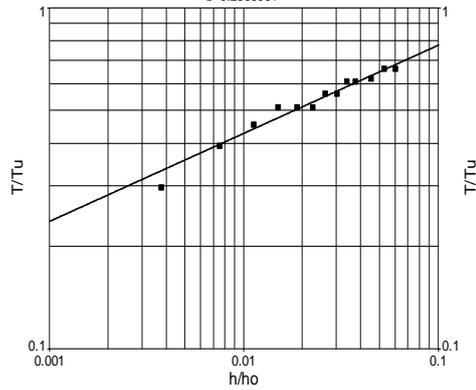
ледовая арена №3

Rank 19 Eqn 34 $\ln y = a + b \ln x$
 $r^2 = 0.954592$ DF Adj $r^2 = 0.9455104$ FitStdErr = 0.024087783 Fstat = 231.24807
 $a = 0.37197919$
 $b = 0.22416388$



ледовая арена №4

Rank 16 Eqn 34 $\ln y = a + b \ln x$
 $r^2 = 0.9699916$ DF Adj $r^2 = 0.96398992$ FitStdErr = 0.019474106 Fstat = 355.56406
 $a = 0.34963882$
 $b = 0.2585091$



ледовая арена №5

Rank 6 Eqn 34 $\ln y = a + b \ln x$
 $r^2 = 0.96727355$ DF Adj $r^2 = 0.96072826$ FitStdErr = 0.022251083 Fstat = 325.11957
 $a = 0.46385286$
 $b = 0.25313083$

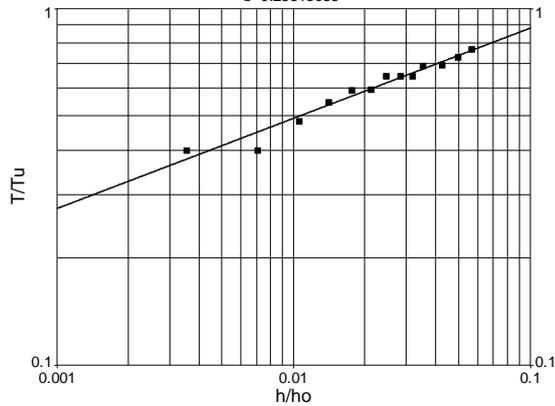


Рисунок 5.41 – График изменения безразмерной температуры с высотой. Зона 2.
 $0 < h/h_0 < 0,1$

3. Зависимость, описывающая поведение температуры для высот, $0,1 < h/h_0 < 1,0$:

$$\ln(t/t_{\text{выт}}) = a + b(h/h_0)^3. \quad (5.4)$$

Получено, что уравнение описывает закономерность изменения температуры воздуха по высоте различных арен при следующих диапазонах изменения коэффициентов $a = [-0,094 \dots -0,069]$, $b = [0,028 \dots 0,086]$. Статистические данные полученного уравнения приведены в таблице 5.8, полученные зависимости приведены на рисунке 5.42.

Таблица 5.8 – Статистические данные обобщающих уравнений вида $\ln \tau = a + bx^3$, $0,1 < h/h_0 < 1,0$

№ Арены	a	b	r^2	F_{stat}
Арена №1	-0,069	0,028	0,944	889
Арена №2	-0,071	0,066	0,824	218
Арена №3	-0,094	0,086	0,958	1182
Арена №4	-0,092	0,046	0,882	375
Арена №5	-0,077	0,031	0,971	2431

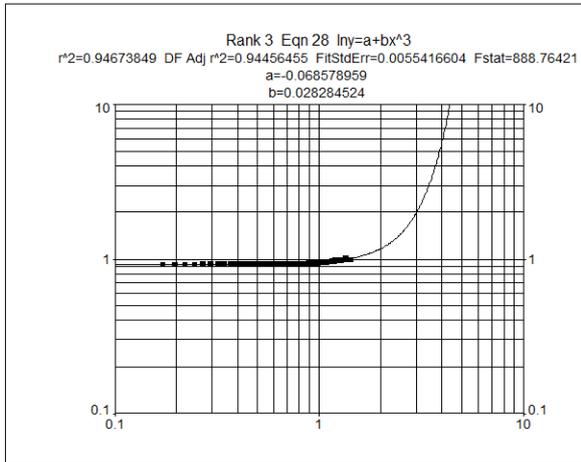
Для значений $h/h_0 > 1.0$ (верхняя зона арен) температура воздуха зависит от мощности освещения и будет индивидуальна для каждой арены.

Как видно, подобрать одни и те же коэффициенты уравнений для всех 5-ти арен не получается. Это объясняется влиянием на распределение температуры наличия подачи приточного воздуха в блитчеры нижних ярусов, мощность источников тепловыделений освещения и их расположения в верхней части арены, температурой подачи воздуха ВРУ зоны ледового поля.

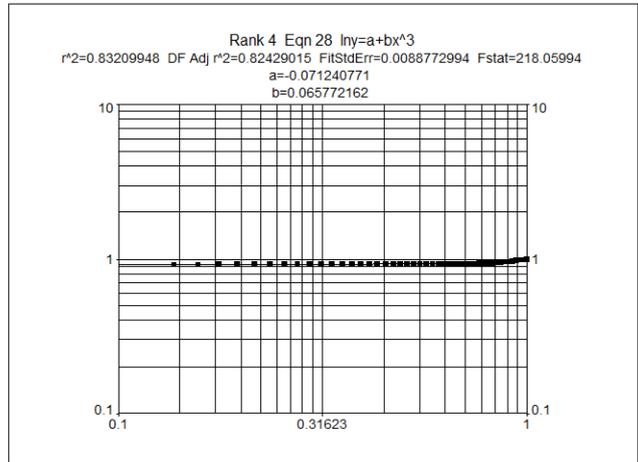
Таким образом, для оценки параметров в чаше ледовой арены при составлении проекта КВ арен можно пользоваться полученными зависимостями. Но для детальной доработки решения по воздухораспределению следует

выполнять численное моделирование с получением детальной информации о распределении параметров микроклимата для конкретной арены, формируемые выбранным проектным решением.

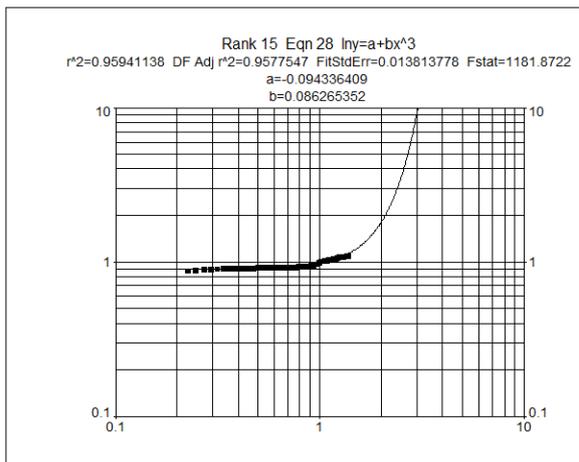
ледовая арена №1



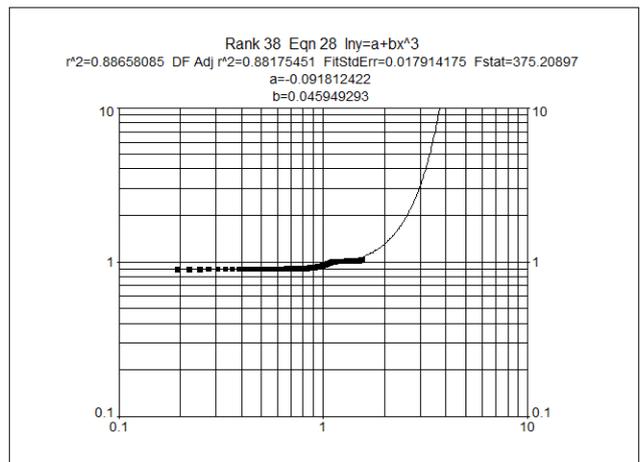
ледовая арена №2



ледовая арена №3



ледовая арена №4



ледовая арена №5

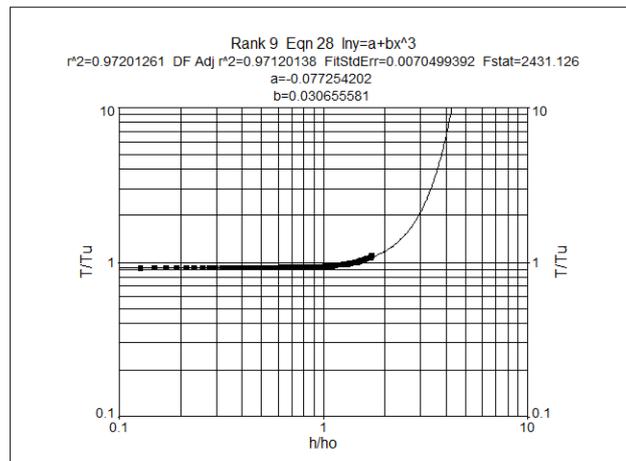


Рисунок 5.42 – График изменения безразмерной температуры с высотой. Зона 2. $0,1 < h/h_0 < 1,0$

Однако, несмотря на разные условия подачи приточного воздуха, температура на высоте 1,5 м над ледовым полем нормируется и должна обеспечиваться, для выбранного способа воздухораспределения. Для рассчитанных 5 арен, высота на которой нормируется температура воздуха и ее значения в относительных величинах приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Безразмерные значения температуры в слое воздуха 1.5 м над ледовой поверхностью

Номер ледовой арены	h_o , м	Безразмерные величины	
		h/h_o	$t/t_{\text{выт}}$
№1	24.50	0.061	0.756
№2	30.68	0.050	0.742
№3	26.63	0.056	0.681
№4	21.70	0.069	0.708
№5	28.35	0.053	0.750

Примечание: Приведенные значения относительной температуры получены с использованием аппроксимации $\ln y = a + b \ln x$, коэффициенты детерминации $r^2 = 0.98-0.99$. Среднее значение $t/t_{\text{выт}} = 0.727$.

Распределение температуры в слое 1,0- 2,5 м приведено на рисунке 5.43 для 5 арен.

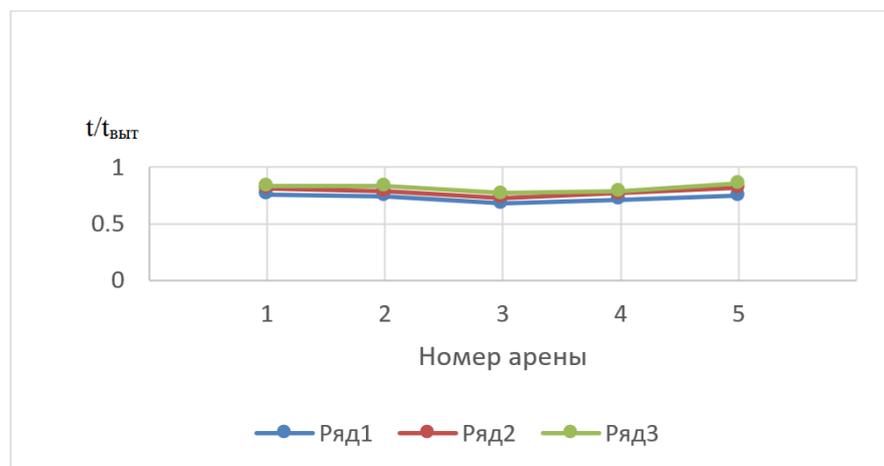


Рисунок 5.43 – Изменение безразмерной температуры для слоя 1 – 2,5 м над поверхностью льда

В крытых ледовых аренах в зоне 1,5 м над поверхностью льда в режиме соревнований со зрителями необходимо поддерживать температуру воздуха в диапазоне 12 – 16 °С. При этом следует обеспечивать относительную влажность, исключая образование тумана в зоне ледовой площадки. Согласно СП 332.1325800.2017 [129] на высоте 1,5 м над уровнем льда следует поддерживать не более указанных в таблице 5.10 значений влажности.

Таблица 5.10 – Значение параметров микроклимата в зоне ледового поля

№ арены	Температура, на отметке 1,5 м °С	Влагосодержание на отметке 1,5 м	Влагосодержание на вытяжных устройствах, г/кг	Относительная влажность, % на отметке 1,5 м	Предельные максимальные значения относительной Влажности [126], %
№1	16.2	4.9	6.2	43	60
№2	16.1	7.0	7.4	61	60
№3	13.8	4.8	6.9	50	65
№4	14.4	5.5	6.2	54	65
№5	14.5	5.8	6.4	57	65

Как видно из таблицы 5.10 величина влагосодержания на высоте 1,5 м над уровнем ледовой поверхности коррелирует с ее значением на вытяжке. Но в то же время зависит от конкретной схемы воздухораспределения, в частности от подачи воздуха с более низким влагосодержанием непосредственно в нижнюю зону трибун (арены №3, №5).

5.1.3 Исследование нестационарных условий формирования параметров воздушной среды в течение хоккейного матча

Результаты расчета воздушного режима ледовых арен, приведенные в разделах 5.1.1, 5.1.2 относятся к стационарному режиму и могут рассматриваться

как максимальные значения параметров, однако, в реальных условиях требуется определенное время для достижения стационарных условий. Решение нестационарной задачи имеет свои особенности и более трудоемко, однако, позволяет проследить формирование полей параметров микроклимата и их динамические изменения. Это позволяет регулировать производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, например, в ходе хоккейного матча, с одной стороны, обеспечивая нормативные величины параметров микроклимата, а с другой сокращая энергопотребление.

Если в течение хоккейного матча не будут достигнуты значения температуры, влагосодержания, углекислого газа, которые имеют место при стационарном расчете (то есть «бесконечно долгом матче»), номинальная мощность самих СКВ может быть уменьшена. Следовательно, могут быть снижены капитальные затраты на оборудование. При этом, регулирование производительности СКВ в ходе хоккейного матча, позволяет снизить эксплуатационные затраты на электроэнергию

Решение нестационарных дифференциальных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, проводилось при изменяющихся во времени граничных условий. Переменные во времени граничные условия были необходимы для математического описания изменяющегося количества людей на трибунах, спортсменов на поле в течение хоккейного матча, кратковременных влаговыделений при заливке льда в перерывах. На рисунке 5.44 представлены графики изменения величины тепло-, газо-, влагопритоков со временем в течение хоккейного матча, задаваемые в качестве граничных условий при численном решении нестационарной задачи. Графики на рисунке 5.44 описывают постепенное заполнение зрителями трибун, начинающееся за 15 минут до начала матча, частичное покидание зрителями помещения арены во время перерыва, работу ледозаливочной машины во время перерывов и постепенный уход зрителей после окончания матча.

В качестве начального поля использовались значения параметров воздушной среды, полученные при численном моделировании стационарной

задачи в условиях, что люди в чаше арены отсутствуют, освещение включено, системы СКВ работают на поддержание в чаше температуры воздуха 18 °С.

Схема воздухораспределения, расход и параметры приточного воздуха, пиковые величины тепло-, влаго-, газовыделений соответствуют значениям, приведенным для схемы №1.3 в разделе 5.1.1.

Использование нестационарных уравнений Навье-Стокса (подход №1, рисунок 5.45) означает, что параметры воздушной среды в объеме чаши ледовой арены не реагируют мгновенно на изменяющиеся во времени тепло-, влаго-, газовыделения от людей и оборудования. Изменение значений параметров воздушной среды во всем объеме связано с интенсивностью турбулентного переноса в течениях, формируемых в чаше арены.

Одновременно с решением нестационарной задачи методом численного моделирования, были проведены расчеты изменения параметров воздушной среды во времени, но в предположении гипотезы мгновенного перемешивания [177], согласно которой, любое изменение в источниках теплоты, углекислого газа, влаги мгновенно сказывается во всем объеме чаши ледовой арены (подход №2, рисунок 5.45). Такие расчеты учитывают изменения нагрузок в течение периодов и перерывов, но не учитывают особенности турбулентного переноса формирующихся течений.

Следующим упрощением при расчете изменения параметров микроклимата в ледовой арены в течение хоккейного матча является задание стационарных нагрузок от людей и оборудования. При этом изменения параметров воздушной среды во времени от начального состояния рассчитывается также в предположении гипотезы мгновенного перемешивания (подход №3, рисунок 5.45).

Изменение параметров воздушной среды во время хоккейного матча при использовании подходов №1 – №3 представлено на рисунке 5.45. Также на рисунке 5.45 приведена горизонтальная прямая, отражающая стационарное значение параметров воздушной среды, рассчитанные балансовым методом.

Графики изменения параметров воздушной среды на нормируемой отметке (1,5 м над уровнем ледового поля), отметке 3 м и 5 м со временем приведены на рисунках 5.49, 5.50. На рисунках 5.46 – 5.48 представлены поля температуры, скорости, углекислого газа и влагосодержания через 30 минут после начала матча.

Изменение со временем параметров воздушной среды, полученное при использовании подхода №3 (рисунок 5.45), показывает влияние объема помещения на время приближения параметров воздушной среды к их стационарному значению.

Кривые изменения параметров с течением времени при использовании подхода №2 лежат между кривыми подходов №1 и №3 (рисунок 5.45). То есть подход №2 учитывает влияние объема помещения, нестационарность нагрузок, но не учитывает особенности турбулентного тепло- массопереноса в объеме чаши арены.

Получено, что наиболее медленный рост температуры, влагосодержания, углекислого газа наблюдается при использовании численного решения нестационарных уравнений Навье-Стокса (подход №1). То есть учет процессов турбулентного тепло-, массопереноса в объеме чаши арены, имеющего место при работе СКВ трибун, нестационарности нагрузок в течение матча позволяет обосновать меньшую производительность оборудования, чем при применении более простых и быстрых традиционных подходов. Так, по сравнению с балансовым методом, воздухообмен может быть уменьшен на 25% для рассматриваемого случая вытесняющей схемы вентиляции чаши арены.

Отметим, что полученные результаты, и, в частности, величина, на которую может быть уменьшен воздухообмен, рассчитанный с помощью традиционных методов, справедливы для рассмотренной схемы вытесняющей вентиляции, конкретного объема чаши ледовой арены, кратности воздухообмена. Данные результаты не могут быть автоматически распространены на другие проектные решения. Показан потенциал

использования нестационарного численного моделирования параметров воздушной среды при проектировании ледовых арен.

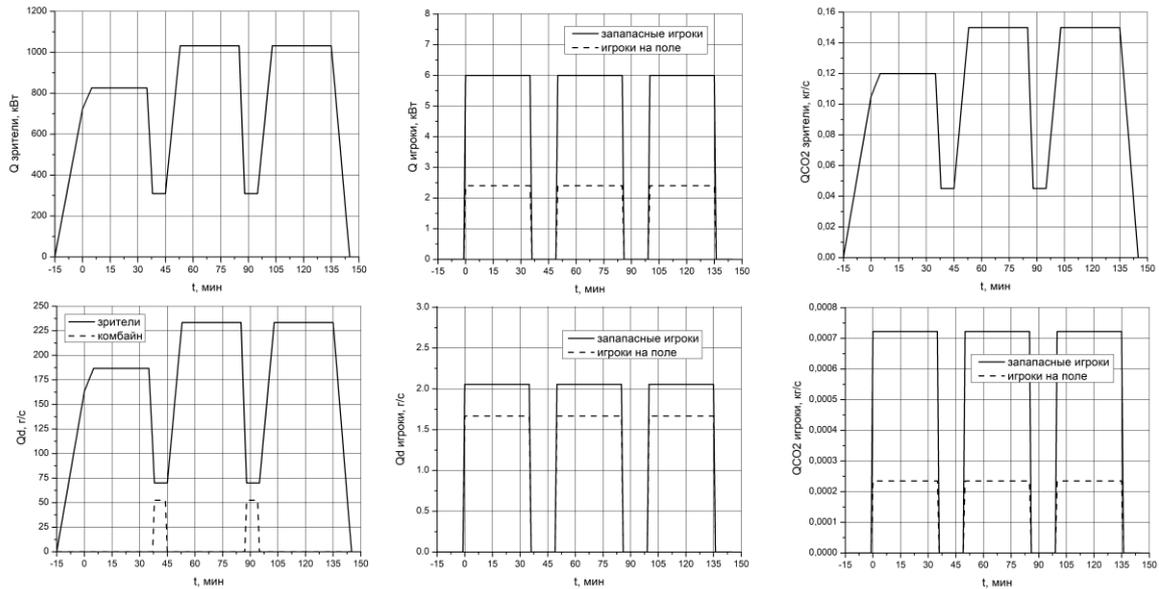


Рисунок 5.44 – Профили тепло-, газо-, влажностных нагрузок в течение хоккейного матча

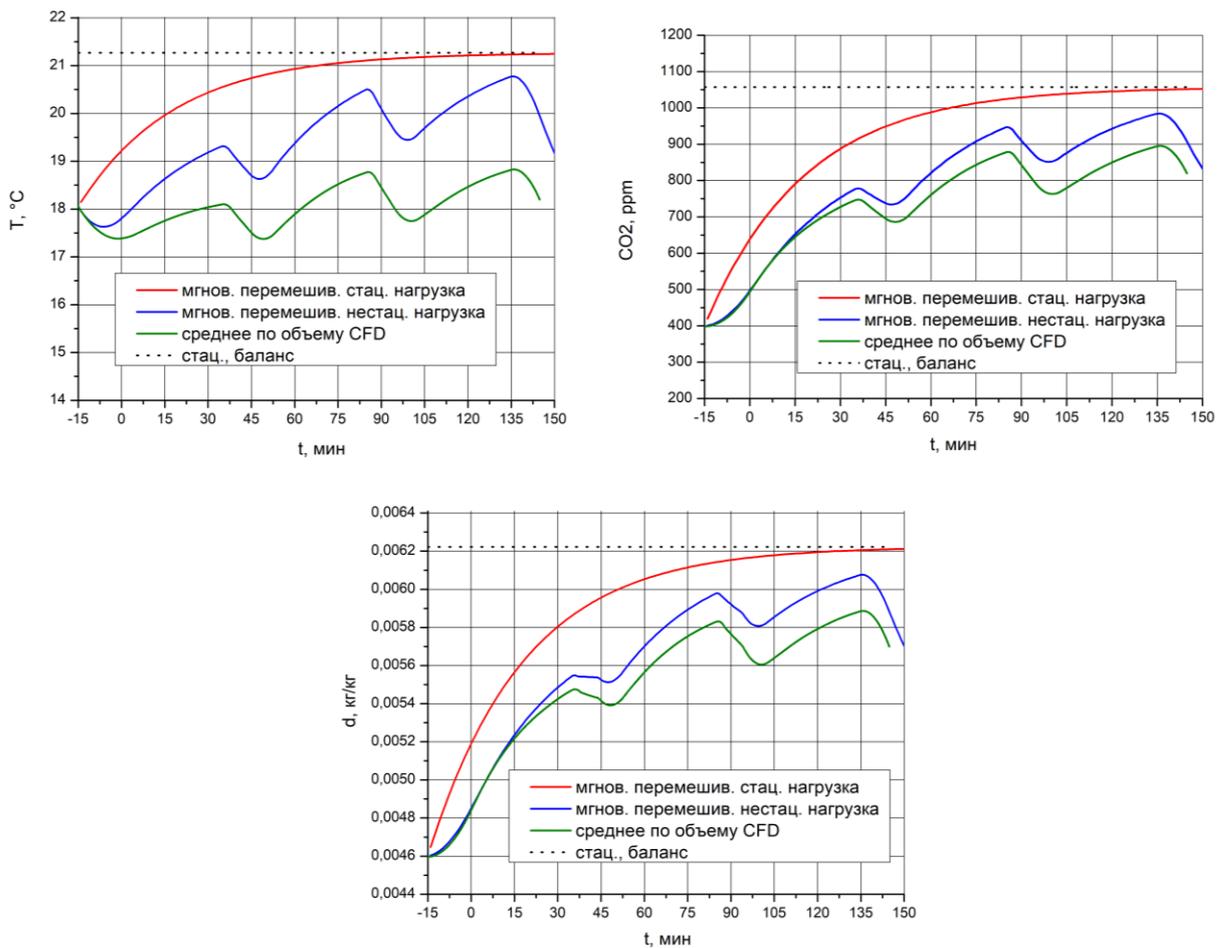


Рисунок 5.45 – Изменение средних значений температуры, концентрации CO₂, влагосодержания в объеме арены в течение хоккейного матча при использовании различных подходов

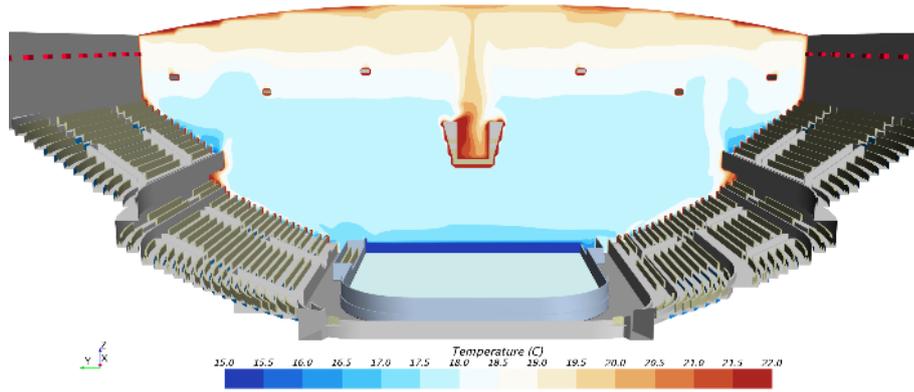


Рисунок 5.46 – Поле температуры через 30 минут после начала матча

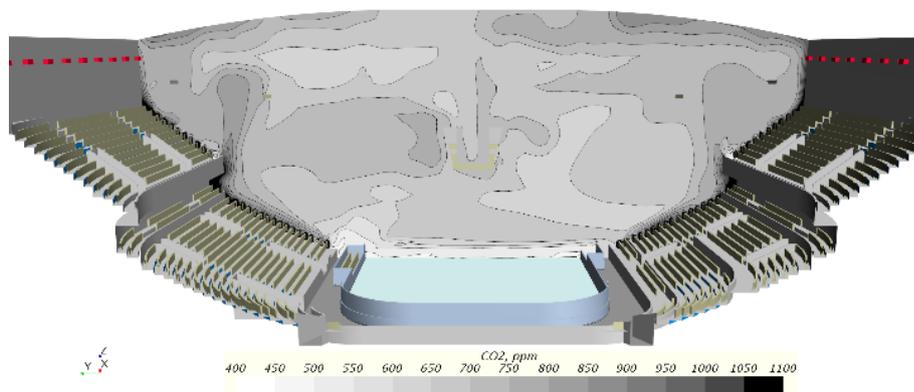


Рисунок 5.47 – Поле концентрации CO₂ через 30 минут после начала матча

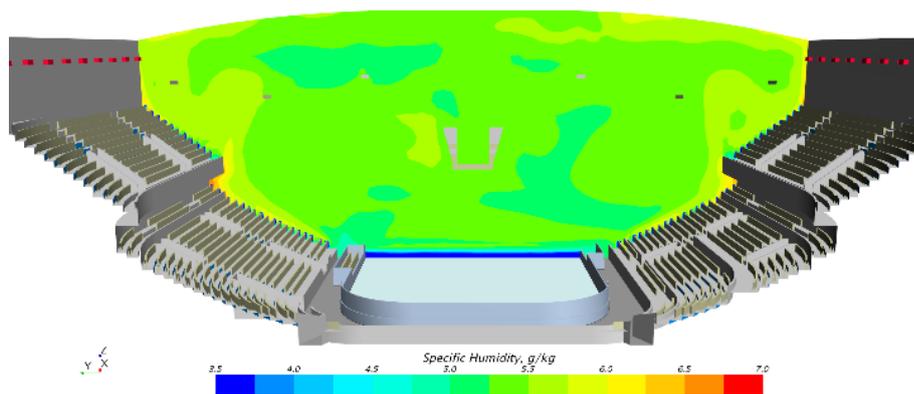


Рисунок 5.48 – Поле влагосодержания через 30 минут после начала матча

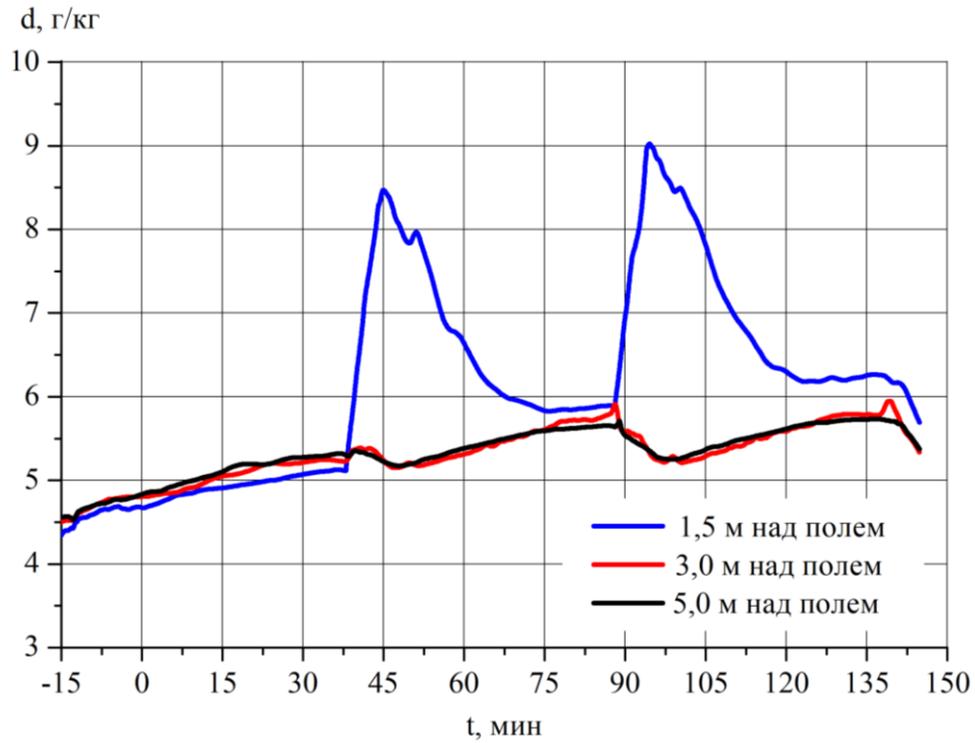


Рисунок 5.49 – Изменение влагосодержания на различной высоте от ледового поля со временем

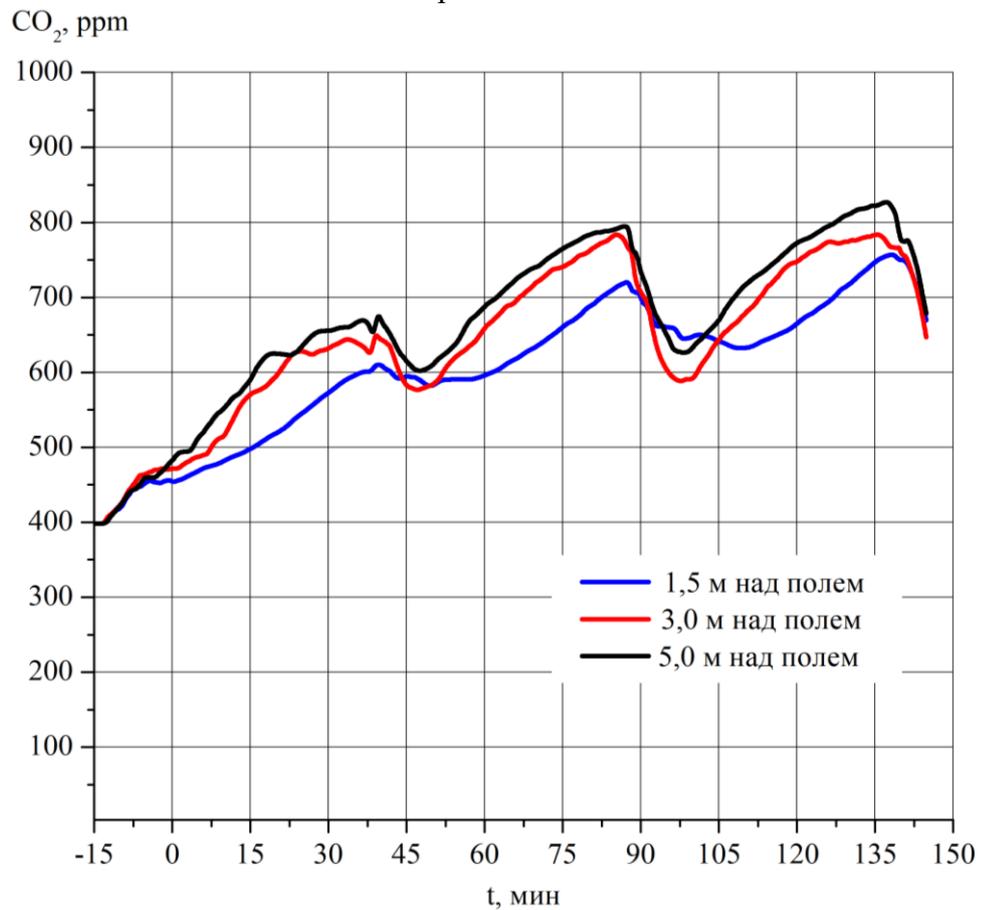


Рисунок 5.50 – Изменение концентрации углекислого газа на различной высоте от ледового поля со временем

5.2 Исследование процессов вентиляции зрительных залов

Основные результаты исследований опубликованы в [49, 51].

Обеспечение комфортных условий в зрительных залах является непростой задачей [20, 175]. Для сложных вентиляционных течений использование заранее определённой величины коэффициента воздухообмена может привести к существенным ошибкам в определении величины воздухообмена.

5.2.1 Определение коэффициентов воздухообмена зрительных залов

В качестве объекта исследования выбран зрительный зал театра, рассчитанный на 600 человек. Общая площадь $\approx 350 \text{ м}^2$. Объем зала функционально разделен на две зоны:

- зрительный зал (в т.ч. балкон);
- сцена.

Основные источники тепловыделений в зрительной части –люди, в зоне сцены – постановочное освещение:

- ложа световая КСЛ-1: 1,04 кВт; 1,3 кВт; 1,17 кВт
- ложа световая КСЛ-2: 1,04; 1,3 кВт, 1,17 кВт
- сцена: 3.11 кВт; 4,28 кВт; 2,05 кВт; 1, 44 кВт.

Общее количество людей, находящихся в зале – 600 человек.

3D геометрия рассматриваемого зала приведена на рисунке 5.54.

Анализ распределения параметров воздушной среды и коэффициентов воздухообмена по температуре и CO_2 был проведен для четырех схем вентиляции зрительного зала:

1) схема №1, перемешивающая. Схема подачи воздуха «горизонтальными струями выше рабочей зоны при формировании обратного потока в обслуживаемой зоне»;

2) схема №2, перемешивающая. Схема подачи воздуха «горизонтальными струями выше рабочей зоны при формировании обратного

потока в обслуживаемой зоне». По сравнению со схемой №1 изменены высота уставновки приточных решеток, углы установки жалюзи решеток, незначительно увеличен расход воздуха;

3) схема №3, перемешивающая. Подача по схеме снизу вверх;

4) схема №4, перемешивающая. Подача по схеме снизу вверх.

Отсутствуют теплопритоки от сценического освещения.

При перемешивающей схеме вентиляции подача приточного воздуха осуществляется через 8 приточных решеток АДР 400х400 – по 4 решетки с левой и правой стороны зала. Приток в зону сцены осуществляется двумя решетками АДР 400х200 мм.

При вытесняющей схеме вентиляции подача приточного воздуха осуществляется через решетки, расположенные на вертикальных поверхностях ступеней зрительских мест. На сцену отдельного притока воздуха не предусмотрено.

Параметры, задаваемые при исследовании различных схем воздухораспределения приведены в таблицу 5.11.

Таблица 5.11 – Параметры исследуемых схем воздухораспределения

№ Схемы	Описание схемы	Расход приточного воздуха (наружный), м3/ч	Температура приточного воздуха, °С	Явные тепловыделения от людей, Вт	Тепловыделения от освещения, Вт
1	Перемешивающая	15 000	15	43 200	17 900
2	Перемешивающая	16 200	15	43 200	17 900
3	Вытесняющая	47 000	23	43 200	17 900
4	Вытесняющая. Тепловыделения только от людей	47 000	23	43 200	0

Вытяжка из зала осуществляется через 6 потолочных решеток 800x400мм, расположенных над балконом, а также через 2 потолочные решетки 800x800мм, расположенные на потолке вблизи сцены.

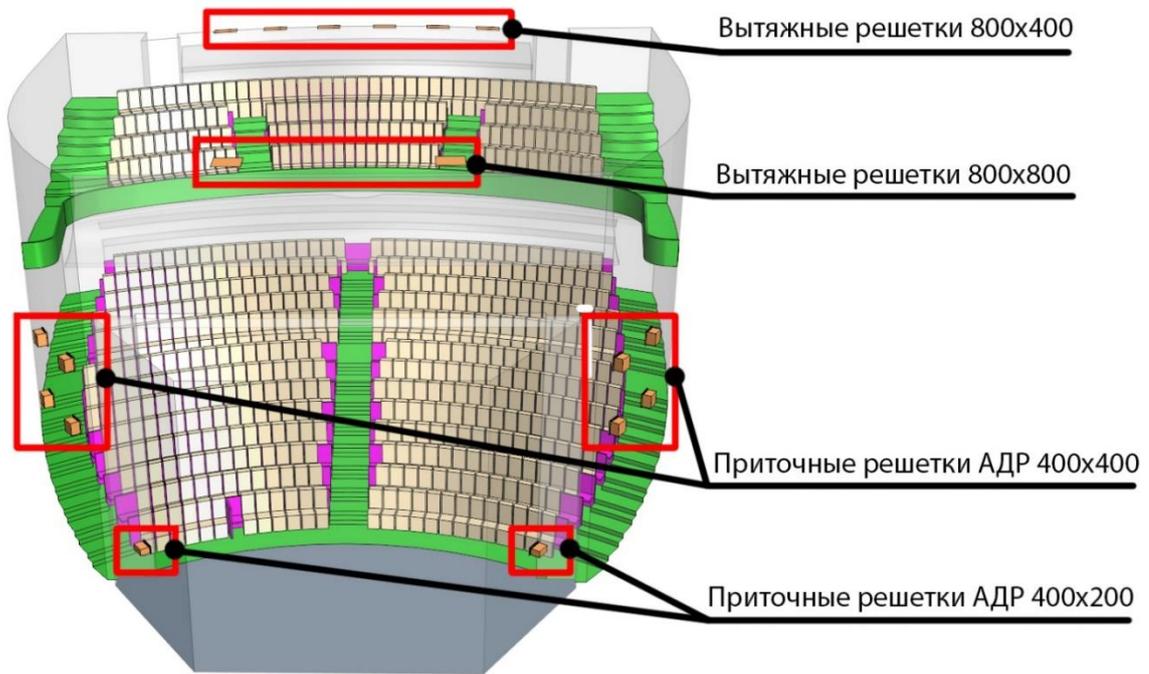


Рисунок 5.51 – 3D модель зрительного зала с расположением приточных и вытяжных решеток

Для численных расчетов была построена неструктурированная конечно-объемная сетка размерностью ≈ 25 млн. ячеек. Сгущение сетки выполнено к местам выхода приточных струй, источникам тепло-, газовыделений (людям). Замыкание уравнений Рейнольдса выполнялось с помощью k - ϵ модель турбулентности.

Поля температуры и CO_2 , полученные для схем №1 – №4 представлены на рисунках 5.52, 5.53.

Результаты исследования также представлены в виде изменения безразмерных температуры и CO_2 (рисунок 5.54), рассчитанных по средней температуре в горизонтальном сечении по высоте помещения, аналогично (3.1).

Немонотонность изменения CO_2 по высоте помещения для схемы №3 (рисунок 5.53, 5.54) связана с наличием теплопоступлений от сценического

освещения в верхней зоне зрительного зала. В результате, поднимающийся от зрителей CO_2 достигает максимума на середине зала и не распространяется выше.

Схема №1

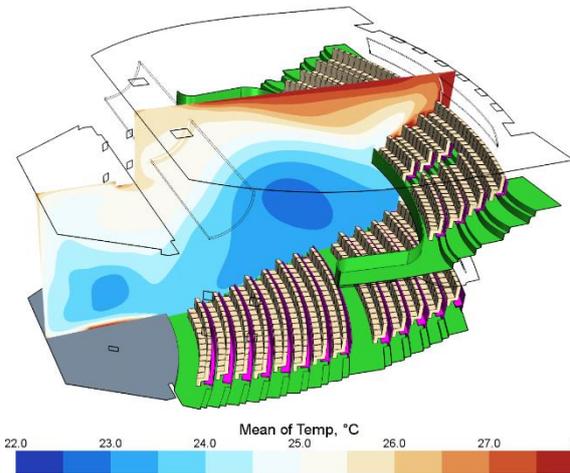


Схема №2

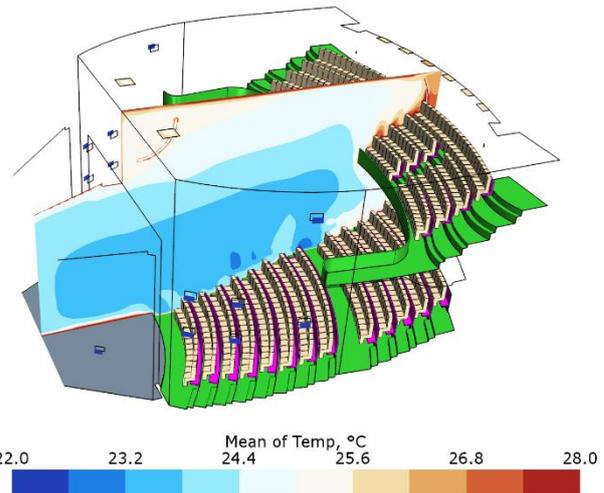


Схема №3

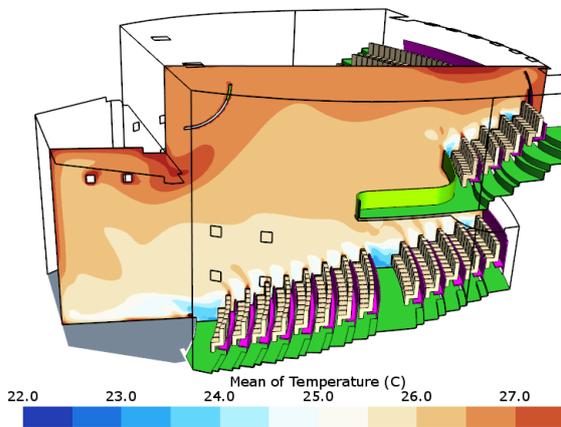


Схема №4

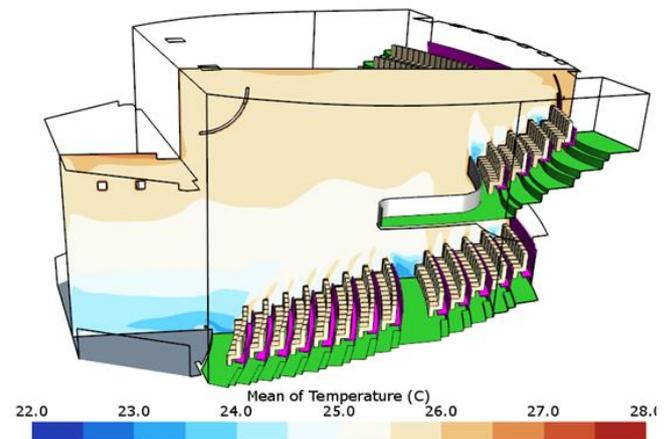


Рисунок 5.52 – Поле температуры

Исследования, проведенные для вытесняющей вентиляции в условиях, когда люди являются единственным источником тепловыделения (схема №4), показывают, что в этом случае концентрация углекислого газа монотонно увеличивается с высотой (рисунок 5.54). В случае перемешивающей вентиляции (схемы №1 и №2) перенос CO_2 происходит за счет интенсивного

циркуляционного течения, сформированного приточными струями (рисунки 5.54 и 5.55).

Схема №1. Поле CO_2

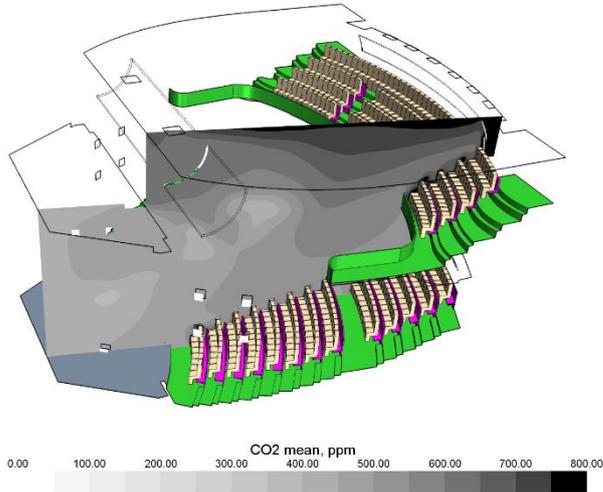


Схема №2. Поле CO_2

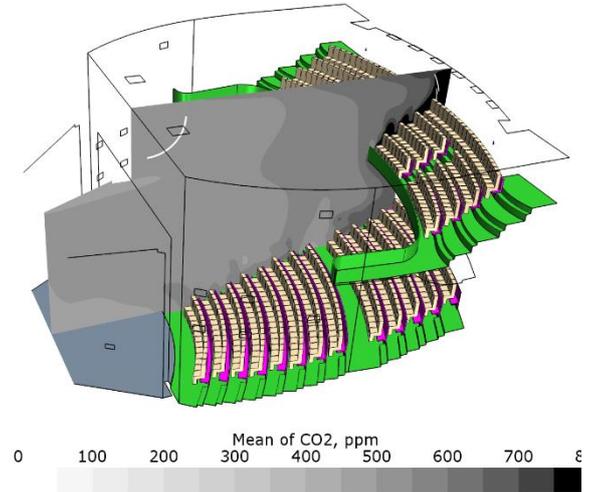


Схема №3

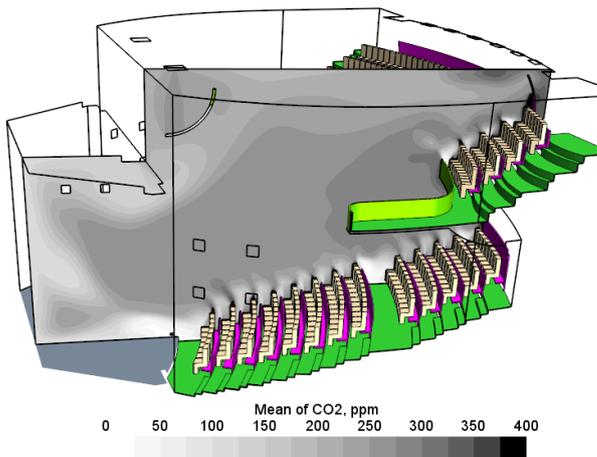


Схема №4

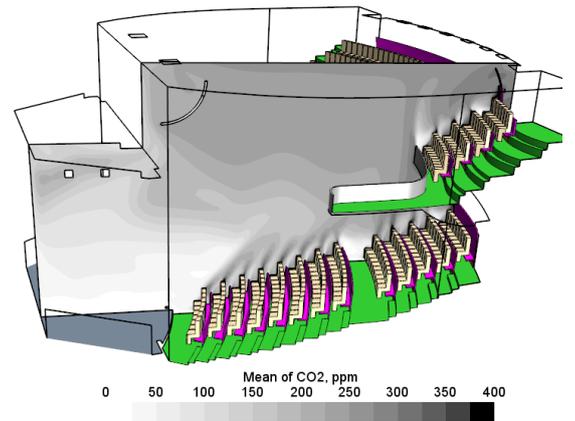


Рисунок 5.53 – Концентрация CO_2 над наружным воздухом, ppm

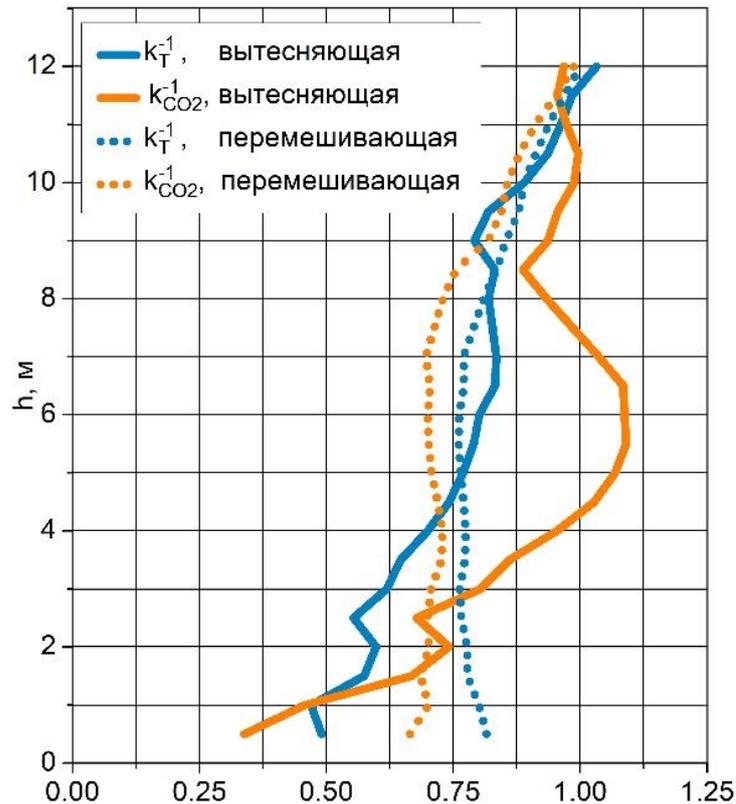


Рисунок 5.54 – Изменение безразмерных величин температуры и концентрации CO₂ для вытесняющей и перемешивающей вентиляции

Коэффициенты воздухообмена при перемешивающей и вытесняющей схемах вентиляции. Исследование взаимосвязи коэффициентов воздухообмена по температуре и концентрации CO₂ для перемешивающей и вытесняющей вентиляции показало, что эти величины оказываются близки при перемешивающей вентиляции и могут заметно отличаться при вытесняющей (таблица 5.12).

Значения коэффициентов воздухообмена по теплоте и вредности (таблица 5.12) рассчитаны по средним значениям температуры и концентрации CO₂ в сечении, проходящем в обслуживаемой зоне на расстоянии 1,2 м от пола:

$$k_t = \frac{t_{\text{выт}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{р.з.}} - t_{\text{пр}}} \text{ и } k_{CO_2} = \frac{C_{\text{выт}} - C_{\text{пр}}}{C_{\text{рз}} - C_{\text{пр}}}$$

Таблица 5.12 – Величины коэффициентов воздухообмена для зоны партера

Схема воздухораспределения	k_t	k_{CO_2}
Схема №1. Перемешивающая	1.28	1.29
Схема №2. Перемешивающая	1,22	1,13
Схема №3. Вытесняющая	1.79	1.34
Схема №4. Вытесняющая, источник тепловыделений только люди	1.56	1.68

Для задачи вентиляции большеобъемного помещения с массивом зрителей и работающим постановочным освещением показано существенное отличие в коэффициентах воздухообмена, взятых согласно традиционному подходу [131] и полученным при расчете численным методом (таблица 5.13).

При этом как для подачи приточного воздуха по схеме сверху-вверх, так и непосредственно в обсуживаемую зону (вытесняющей вентиляцией) при использовании численного метода расчета распределенных параметров коэффициенты воздухообмена для зон партера и балкона имеют различные значения (таблица 5.13).

Таблица 5.13 – Значения коэффициентов воздухообмена для двух схем подачи приточного воздуха в зал со зрителями

Используемый источник	Сосредоточенная подача		Подача в рабочую зону	
	зона партера	зона балкона	зона партера	зона балкона
Справочник проектировщика [131]	0,95	0,95	1,3	1,3
CFD-моделирование	1,22	1,09	1,79	1,33

Таким образом, показано, что для сложных смешанно-конвективных течений коэффициенты воздухообмена, а, следовательно, и сами воздухообмены, полученные при использовании численного метода расчета распределенных параметров, отличаются от аналогичных значений, полученных

традиционным методом расчета на 22-27%. В Главе 3 было показано, что для классических схем вентиляционных течений, для которых интегральные методы дают точные результаты, расхождение результатов интегральных методов расчета воздухообмена и методов численного моделирования не превышает 6%

То есть численный метод расчета воздухораспределения, хотя и является существенно более трудоемким по сравнению с традиционными методами, однако, для сложных вентиляционных течений (театры, бассейны, ледовые арены, атриумы и т.п.) позволит скорректировать проектное решение по воздухообмену и воздухораспределению, обеспечив требуемые параметры микроклимата, правильно рассчитать необходимую мощность вентиляционных и холодильных установок.

Коэффициенты воздухообмена при различных расходах наружного воздуха при вытесняющей вентиляции.

При сохранении общего расхода (и температуры) подаваемого воздуха коэффициенты воздухообмена по температуре k_t , и вредности k_{CO_2} практически одинаковы (таблица 5.14). Таким образом, величина k_{CO_2} , полученная из математической модели, может быть применена как при подачи максимального расхода наружного воздуха (в летний, переходные периоды), так и минимально требуемого расхода в зимний период.

Таблица 5.14 – Значения коэффициентов воздухообмена при различной доле наружного воздуха

общий расход, кг/с	расход наружного воздуха, кг/с	расход наружного воздуха на чел., м ³ /ч	$C_{\text{выт}}$, ppm	k_t	k_{CO_2}
15,52	15,52	78,12	248	1,79	1,34
15,52	11,22	56,48	345	1,79	1,33
15,52	5,10	25,67	754	1,79	1,33

Таким образом, численный метод расчета воздухораспределения, хотя и является существенно более трудоемким по сравнению с традиционными

методами, однако, для сложных вентиляционных течений (театры, бассейны, ледовые арены, атриумы и т.п.) позволит скорректировать проектное решение по воздухообмену и воздухораспределению, обеспечив требуемые параметры микроклимата, правильно рассчитать необходимую мощность вентиляционных и холодильных установок.

5.2.3 Распределения параметров микроклимата и углекислого газа для различных зрительных залов с массовым пребыванием людей

На основе разработанной в главах 2 и 3 математической модели для анализа вариантов организации воздушного режима зрительных залов с массовым пребыванием людей (количество зрителей в рассмотренных залах 600 и более зрителей) были выполнены расчеты пространственных распределений параметров микроклимата (поля температуры, скорости и CO_2) в объеме 4-х зрительных залов, 3D геометрия которых представлена на рисунках 5.55 – 5.58.

Зрительные залы отличались объемом, высотой помещения, кратностью воздухообмена, схемой подачи приточного воздуха, количеством зрителей. Характеристики исследованных зрительных залов приведены в таблице 5.15.

Зал №1 – подача приточного воздуха осуществляется как непосредственно в обслуживаемую зону (через ступеньки зрительских мест), так и вне обслуживаемой зоны через решетки, расположенные на половины высоты зала. Приточный воздух на сцену подается на отметке 1,3 м. Подача через ступеньки на зрительских местах происходит от прямоточной приточно-вытяжной установки. В объем необслуживаемой зоны подача происходит с подмесом рециркуляционного воздуха. Вытяжные решетки зала расположены под потолком, вытяжные решетки сцены – на уровне приточных решеток.

Зал №2 – реализована полностью перемешивающая схема, приточный воздух подается вне обслуживаемой зоны. Подача воздуха от прямоточной приточно-вытяжной установки осуществляется с двух уровней с помощью

сопловых устройств, расположенных на дальней от сцены стены зала. Подача с подмесом рециркуляционного воздуха происходит также осуществляется с двух уровней, с боковых стен зала, а также со стен сцены. Вытяжные устройства расположены над обслуживаемой зоной партера и над обслуживаемой зоной балконов.

Зал №3 – подача более 90% объема приточного воздуха происходит непосредственно в обслуживаемую зону через ступеньки зрительских мест и с низкоскоростных панелей, расположенных в нижней части сцены. В представленном расчете подается только наружный воздух (рециркуляция отсутствует). Вытяжные решетки расположены под потолком зала и сцены.

Зал №4 – весь приточный воздух подается через ступеньки зрительских мест. Приток в зону сцены отсутствует. Подача наружного воздуха происходит с подмесом рециркуляционного. Вытяжные решетки расположены под потолком зала.

Таблица 5.15 – Характеристики рассчитанных зрительных залов

Наименование зала	Объем зрительного зала, м ³	Объем сцены, м ³	Высота зала, м	Количество зрителей	Нагрузки от освещения, Вт	Кратность воздухообмена, 1/ч	L _{нар} на 1 чел., м ³ /ч
Зрительный зал №1	7321	623	10,0	600	160,000	6,08	39
Зрительный зал №2	4216	3026	14,6	600	47,616	3,35	30
Зрительный зал №3	22698	5373	18,0	2 350	224,000	4,99	60
Зрительный зал №4	3064	435	12,4	600	17,900	13,43	56

STAR-CCM+

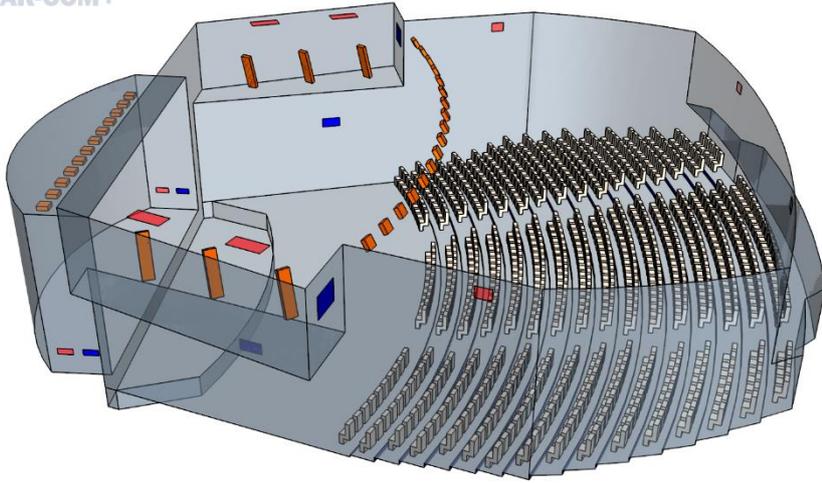


Рисунок 5.55 – Зрительный зал №1. 3D геометрия

STAR-CCM+

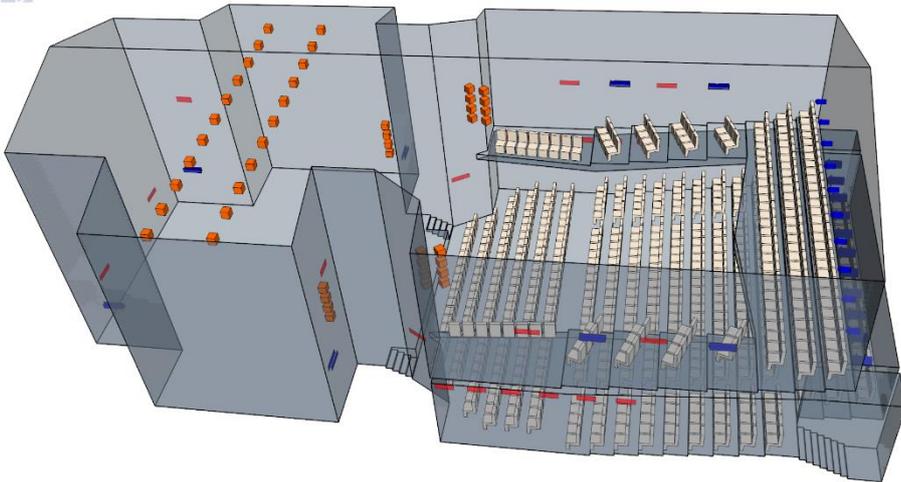


Рисунок 5.56 – Зрительный зал №2. 3D геометрия

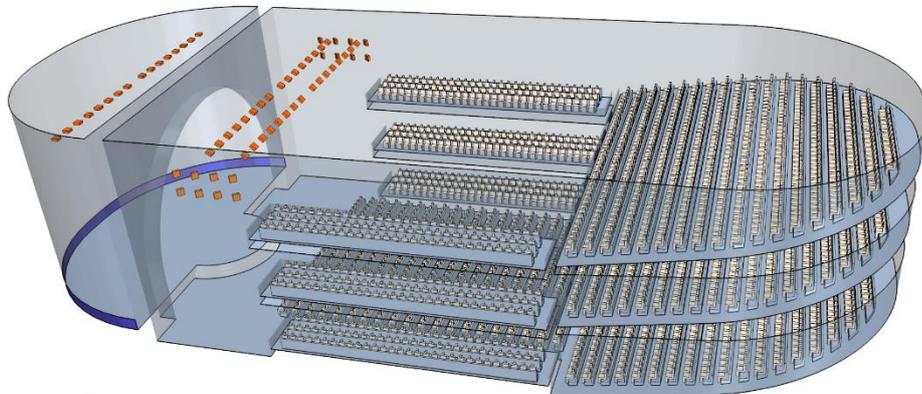


Рисунок 5.57 – Зрительный зал №3. 3D геометрия

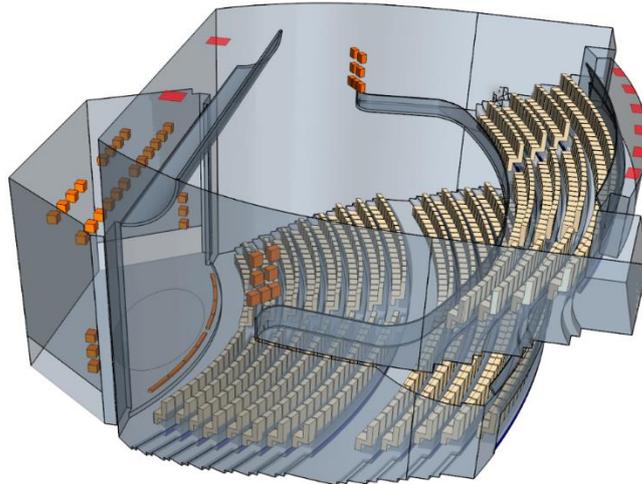


Рисунок 5.58 – Зрительный зал №4. 3D геометрия

Анализ формирования воздушных течений и распределения температуры в объеме зрительных залов показал, что циркуляция воздуха в их объеме формируется за счет тепловыделений от зрителей и сценического освещения. Основной циркуляционный поток включает восходящие потоки от зрителей, которые также содержат CO_2 и влагу, и конвективные потоки от приборов освещения.

В связи с тем, что численное моделирование было проведено для реальных проектных вариантов различных зрительных залов (см. таблицу 5.15), полученные результаты могут быть распространены на типовые проектные решения.

Значения параметров температуры и CO_2 для зрительных залов №1 - №4, полученные в результате моделирования, приведены в таблице 5.16. Поля распределения температуры и концентрации CO_2 приведены на рисунках 5.59 – 5.66.

Для всех рассмотренных случаев получено, в верхней зоне зрительного зала формируется выраженная область высоких температур, связанная с теплопритоками от приборов сценического освещения. В связи с этим при построении графиков изменения температуры и CO_2 по высоте помещения

(рисунки 5.70 и 5.72), также как и для ледовых арен использована безразмерная высота h_0 , которая определяется по высоте расположения приборов сценического освещения согласно (5.1).

Таблица 5.16 – Значения температуры и CO_2 для зрительных залов

Наименование зала	Средняя температура в объеме зрительного зала, °С	Температура в зоне дыхания зрителей (1 м от поверхность и пола)	Температура на вытяжке, °С	Средняя концентрация CO_2 в объеме зрительного зала, ppm	Концентрация CO_2 на уровне дыхания, на высоте 1 м от поверхности пола	Концентрация CO_2 на вытяжке, ppm
Зрительный зал №1	25.4	25.1	29	459	510	493
Зрительный зал №2	26	25.4	25.4	674	728	690
Зрительный зал №3	25.9	25.3	28.3	326	183	309
Зрительный зал №4	26.1	25.4	26.9	334	305	345

При построении графиков 5.70 и 5.72 значения температуры и CO_2 также приведены к безразмерному виду. Для каждой отметки высоты значения параметров микроклимата на представленных графиках являются осреднением значений, полученных в результате CFD-моделирования, по горизонтальным сечениям зрительного зала (зона над сценой при этом не входила в расчетные сечения), расположенной на соответствующей отметке по высоте.

Как видно из рисунка 5.70 при отношении $h/h_0 > 1$ изменения температуры воздуха по высоте существенно отличаются для различных зрительных залов. Это связано с тем, что в этой области значения температуры будут определяться мощностью оборудования сценического освещения, которая различна для рассмотренных вариантов.

STAR-CCM+

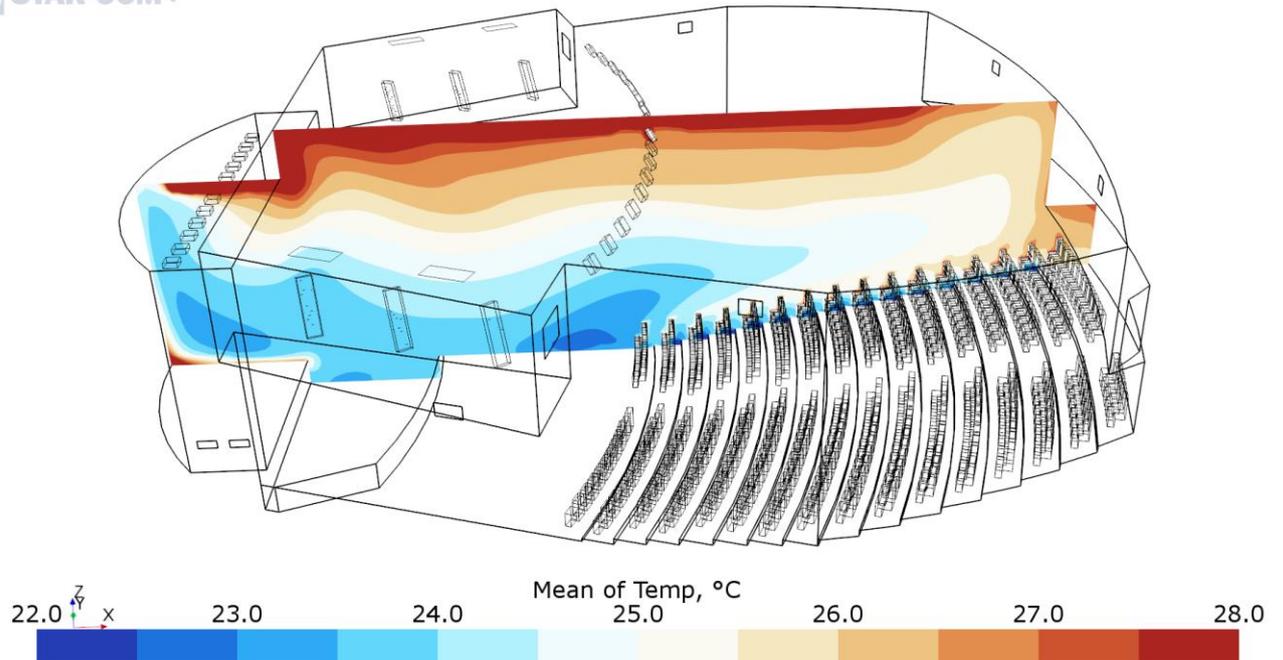
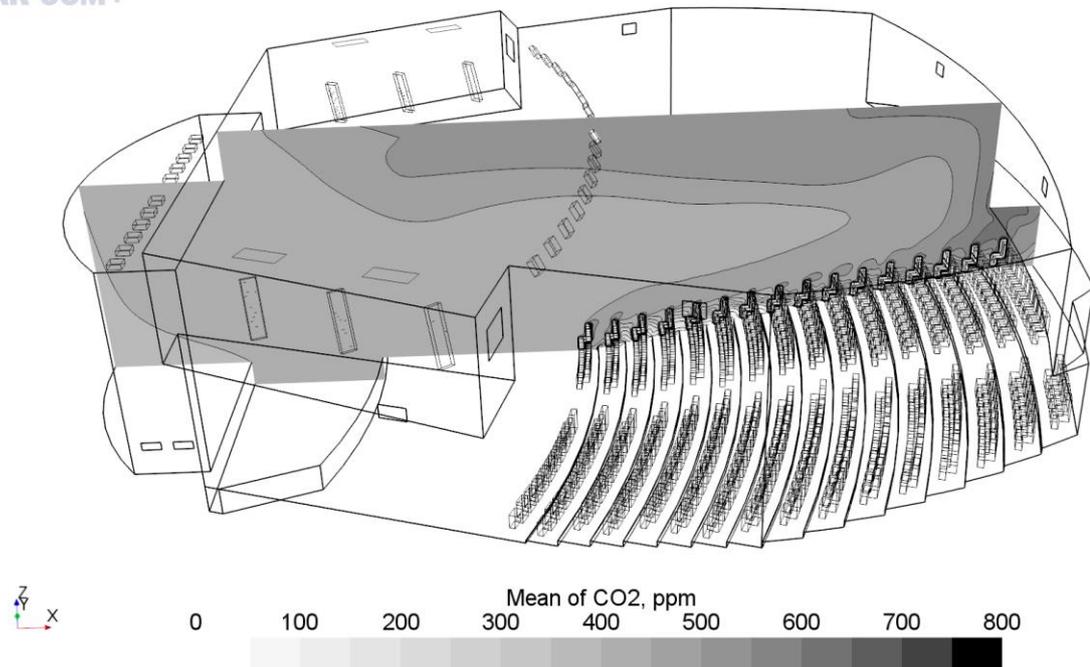


Рисунок 5.59 – Зрительный зал №1. Поле температуры в вертикальном сечении

STAR-CCM+

Рисунок 5.60 – Зрительный зал №1. Поле концентрации CO₂ в вертикальном сечении

STAR-CCM+

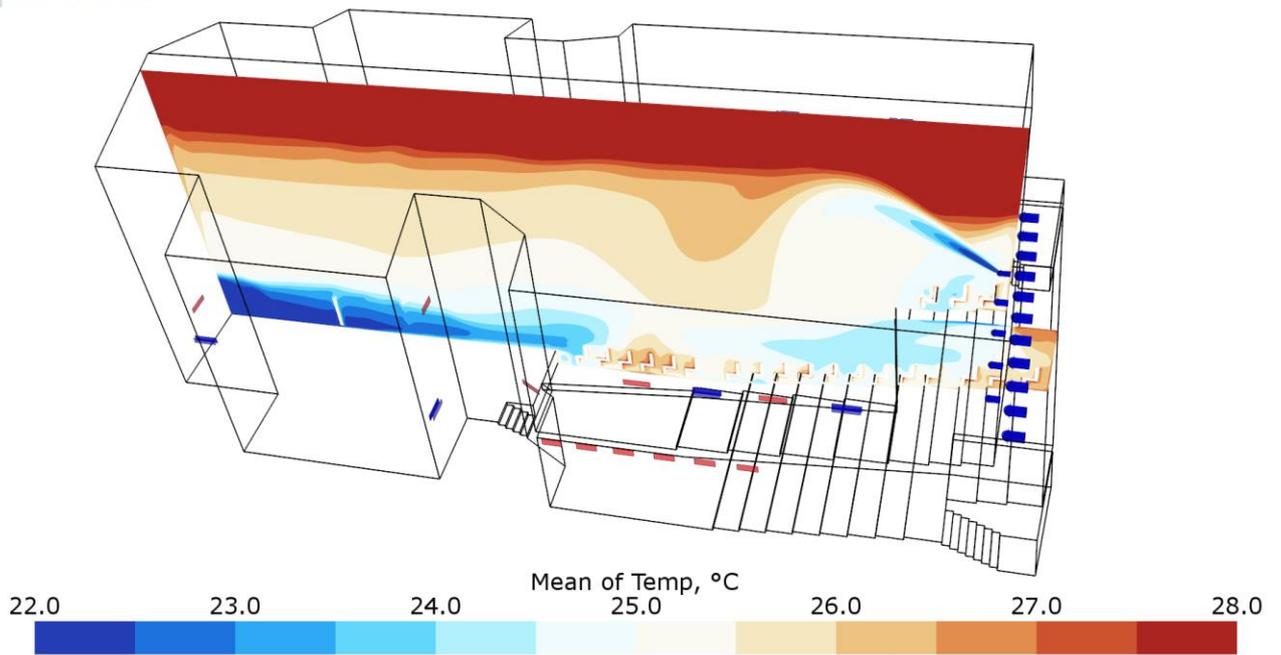
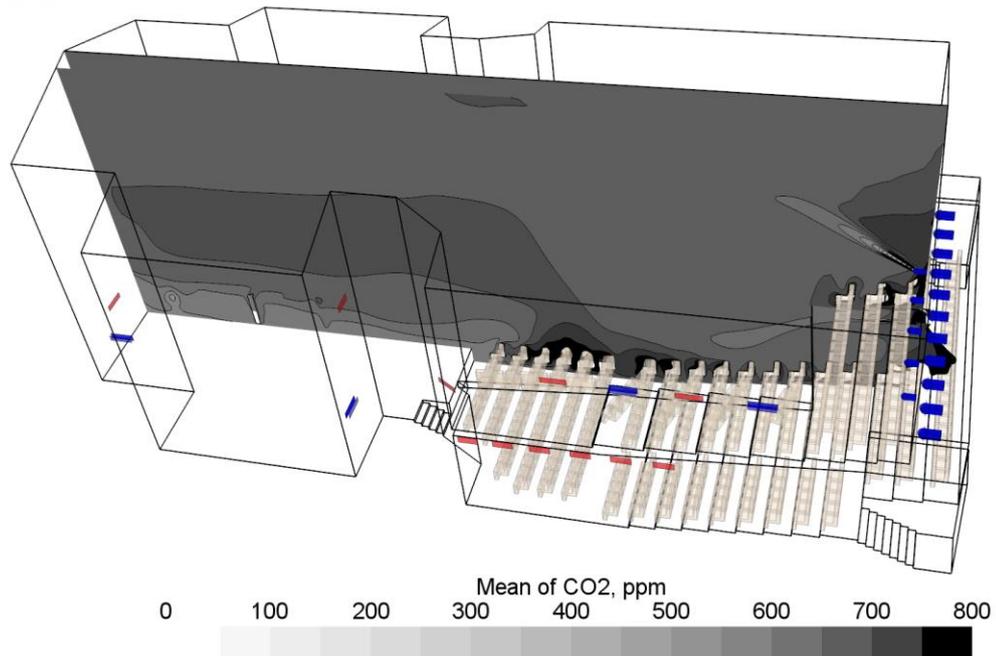


Рисунок 5.61 – Зрительный зал №2. Поле температуры в вертикальном сечении

STAR-CCM+

Рисунок 5.62 – Зрительный зал №2. Поле концентрации CO₂ в вертикальном сечении

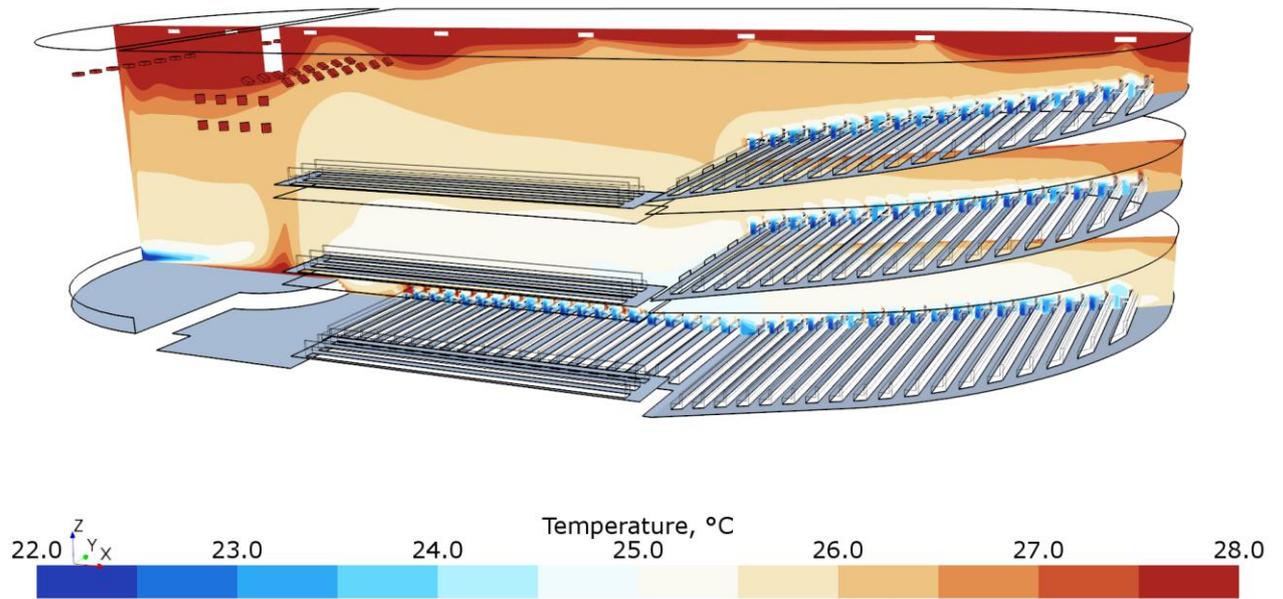


Рисунок 5.63 – Зрительный зал №3. Поле температуры в вертикальном сечении

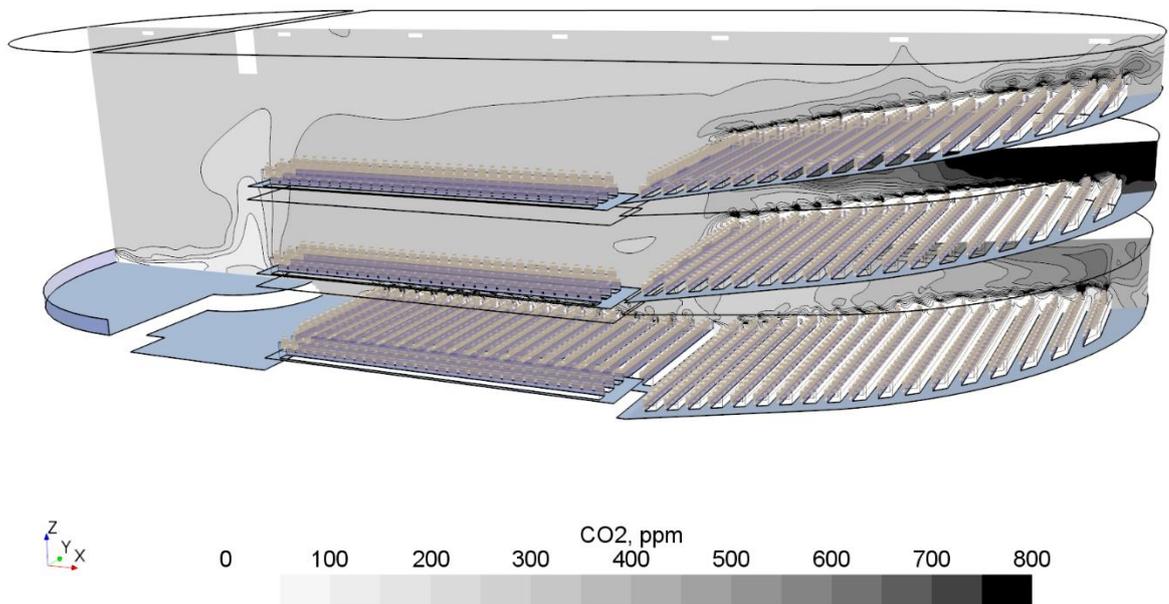


Рисунок 5.64 – Зрительный зал №3. Поле концентрации CO₂ в вертикальном сечении

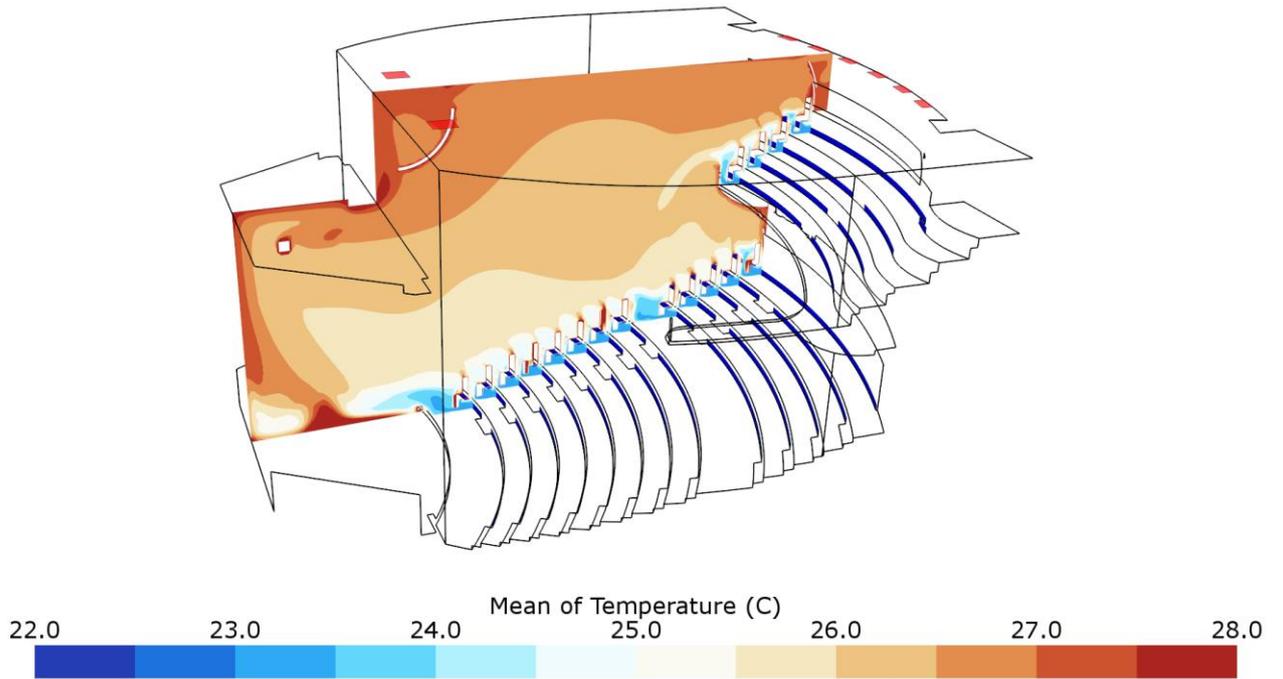


Рисунок 5.65 – Зрительный зал №4. Поле температуры в вертикальном сечении

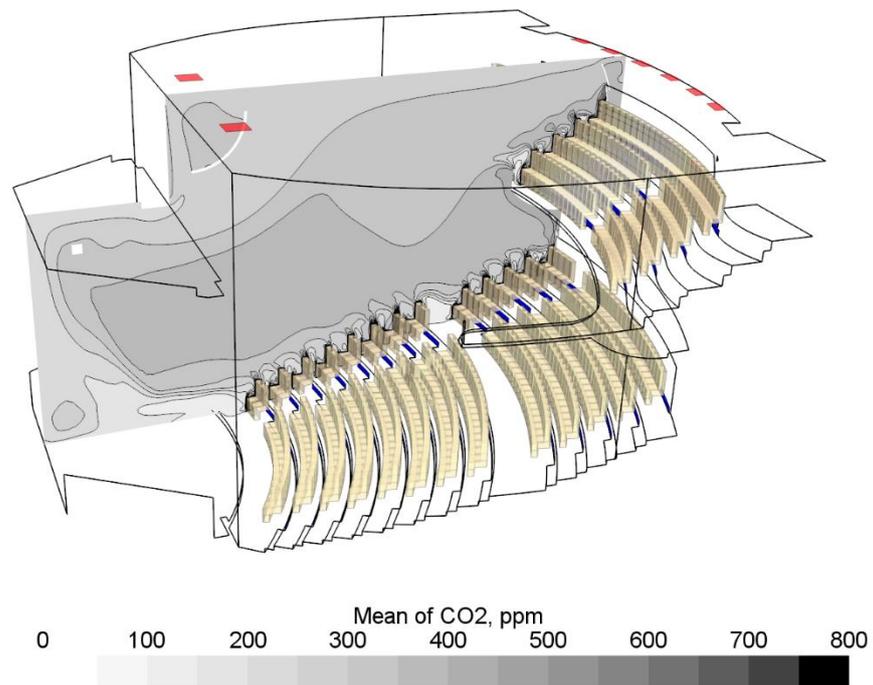


Рисунок 5.66 – Зрительный зал №4. Поле концентрации CO₂ в вертикальном сечении

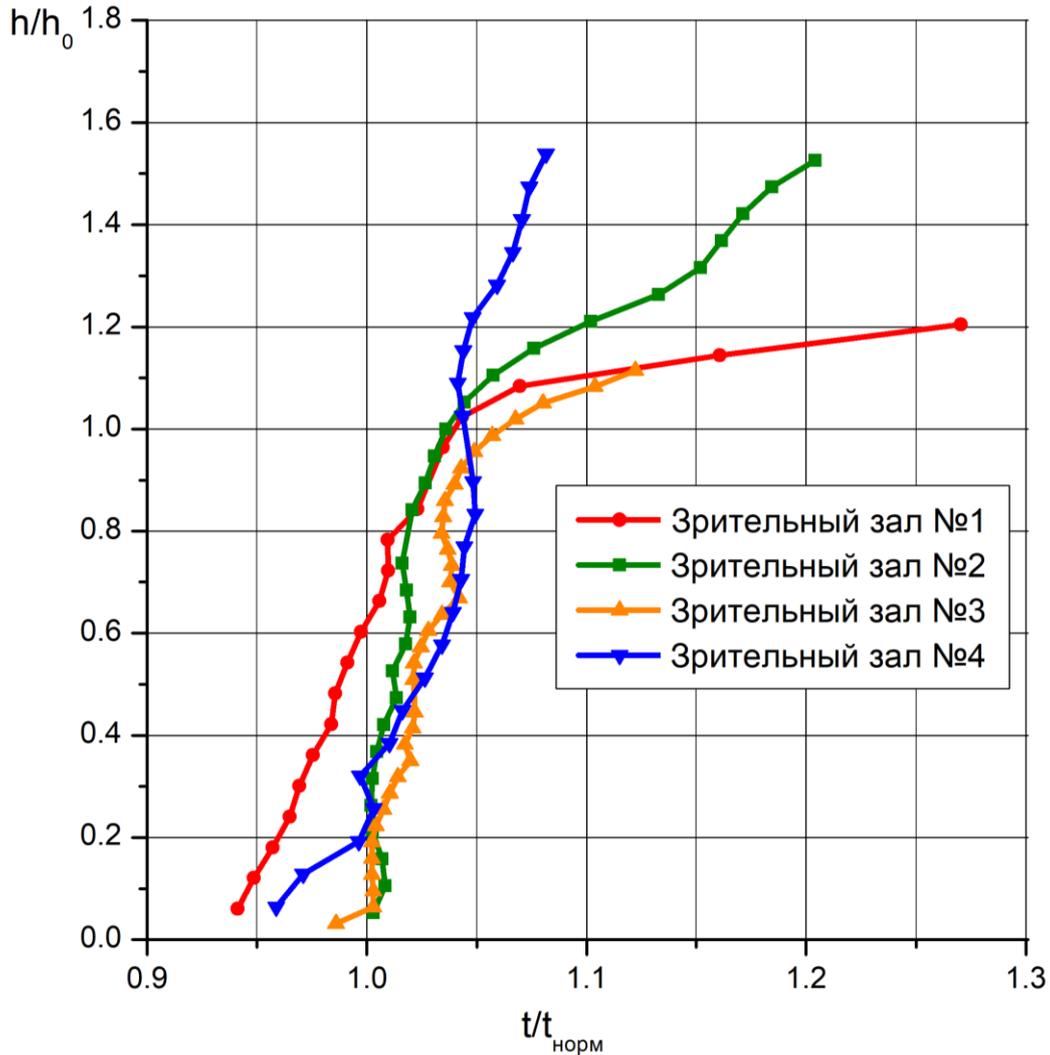
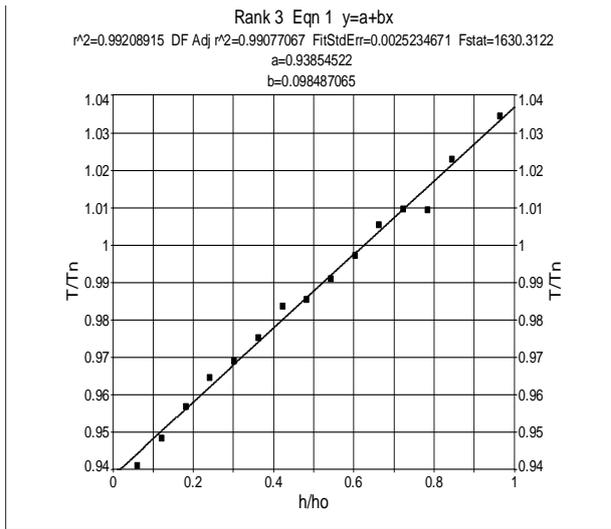
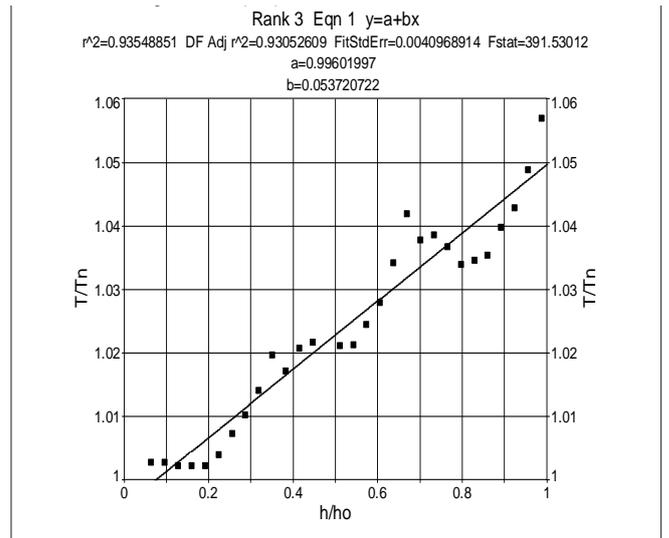


Рисунок 5.67 – График значений температур по высоте зрительного зала

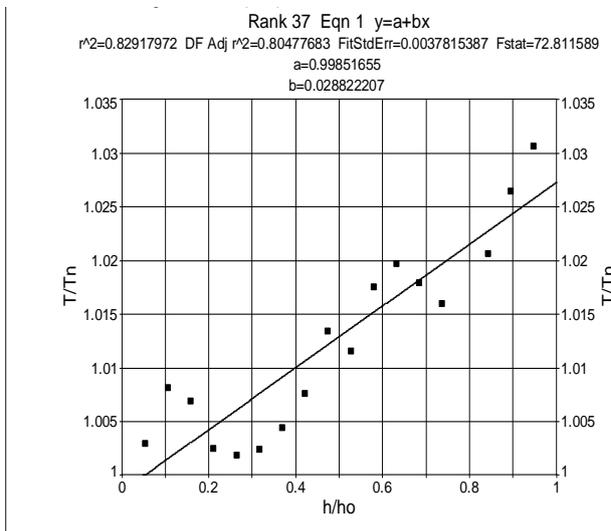
В связи этим, в результате обработки результатов математического моделирования получены обобщающие зависимости для описания изменения температуры воздуха по высоте при $0 < h/h_0 \leq 1$ для **четырёх** рассчитанных зрительных залов. Зависимость, описывающая изменение температуры по высоте зрительного зала при $0 < h/h_0 \leq 1$ имеет линейный вид $y = a + bx$. Изменение коэффициентов для 4 залов лежит в диапазонах $a = [0.94–1.00]$, $b = [0.028–0.098]$. Полученные зависимости приведены на рисунке 5.71. Статистические данные полученного уравнения приведены в таблице 5.17.



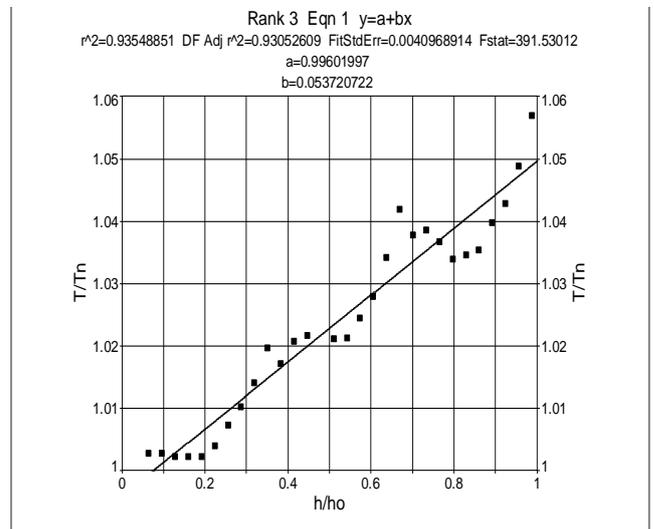
Зал №1



Зал №3



Зал №2



Зал №4

Рисунок 5.68 – График значений температур

Таблица 5.17 – Статистические данные обобщающих уравнений вида $t/t_{вгт} = a + b(h/h_0)$, $0 < h/h_0 \leq 1$

№ зрительного зала	a	b	r^2	F_{stat}
№1	0,939	0,098	0,99	1630
№2	0,999	0,028	0,81	72,81
№3	0,996	0,054	0,93	392
№4	0,971	0,091	0,85	90,57

Подобрать зависимость с одинаковыми коэффициентами для изменения безразмерных значений температуры от высоты для всех 4-х зрительных залов не получается. Это объясняется влиянием на распределение температуры в первую очередь схемы воздухораспределения, а также количества и расположения ярусов, неравномерности расположения по высоте зала приборов сценического освещения. Так, как видно из полученных обобщающих зависимостей, наибольшее отличие в коэффициентах получено для зрительного зала №2, для которого схема вентиляции является полностью перемешивающей.

Таким образом, при проектировании вентиляции зрительных залов можно пользоваться полученными зависимостями для оценки изменения температуры по высоте залов с учетом рассмотренных схем воздухораспределения.

Но для детальной доработки решения по воздухораспределению следует выполнять численное моделирование с получением детальной информации о распределении параметров микроклимата для конкретного зрительного зала, формируемые выбранным проектным решением.

На характере распределение CO_2 по высоте зрительных залов в значительной степени оказывает влияние наличие балконов, высота их расположения, и количество зрителей. Распределение безразмерной концентрации CO_2 по высоте залов приведено на рисунке 5.69. Кривая, описывающая распределения для зала №3 имеет два локальных максимума, связанных с наличием балконов со зрителями (рисунок 5.57) и расположенных на высоте расположения максимумов безразмерных значений CO_2 .

Получено, что для всех рассмотренных схем вентиляции, где есть подача приточного воздуха непосредственно в зону зрителей (полная или частичная) CO_2 от зрителей, находящихся на рядах с подъемом, распространяется вместе с нагретым зрителями воздухом вверх вдоль рядов. В результате, максимальные значения температуры и концентрации CO_2 формируются на дальних рядах амфитеатра, ярусов. То есть, при равномерной подаче воздуха к зрителям, например, через решетки в ступенях, верхние ряды, будут находиться всегда в более плохих условиях, чем нижние.

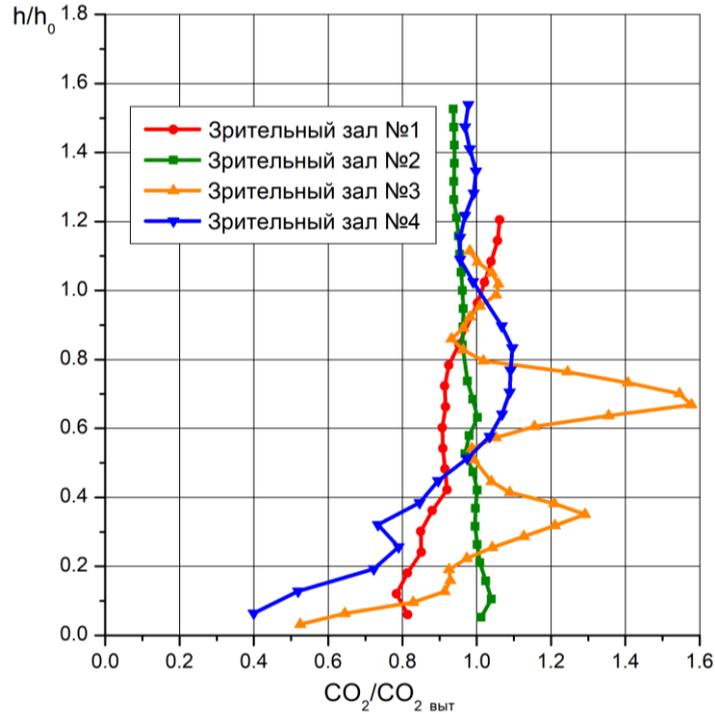


Рисунок 5.69 – График значений CO₂ по высоте зрительного зала

Для обеспечения более равномерного распределения CO₂ для зрителей разных рядов при подаче воздуха по схеме снизу-вверх следует увеличивать расход воздуха в расчете на 1 человека с учетом высоты подъема рядов. Если подача воздуха в зону зрителей происходит из камеры статического давления, расположенной под рядами зрителей, то добиться равномерности параметров можно, меняя количество/размер решеток в ступенях рядов в зависимости от высоты ряда. Соотношение расхода воздуха от ряда к ряду будет зависеть от угла подъема мест для зрителей, а также от высоты и глубины потолка следующего яруса.

Использование методов численного моделирования позволяет учесть многообразие факторов, влияющих на распределения температуры и CO₂, подобрать необходимые расходы приточного воздуха для рядов с подъемом, которые обеспечат комфорт для всех зрителей.

Результаты моделирования различных зрительных залов показали, что распределение концентрации CO₂ и температуры неравномерны по объему зала, в том числе по его высоте. Получаемые при численных расчетах распределения

температуры, концентрации CO_2 при проектировании залов позволяют выбрать правильные места расположения рециркуляционных и воздухозаборных решеток, тем самым повысив эффективность работы систем КВ.

Следует также отметить, что глобальная циркуляция в объеме зрительного зала будет зависеть от расположения и мощности световых приборов сценического освещения. Деление зала на зоны (сцена и зрительские места) не корректно, так как в объеме сложно предсказать особенности движения воздуха, особенно при использовании классического метода расчета.

Современным энергоэффективным решением является регулирование производительности приточных установок по датчикам CO_2 , расположенным в вентилируемом объеме или непосредственно в вытяжных воздуховодах. Данная мера позволяет регулировать расходы воздуха в зависимости от фактической заполненности зала. Как видно из полученных результатов, распределение CO_2 по объему четырех рассмотренных зрительных залов существенно неравномерно, в частности величина в зоне дыхания, может быть как выше, так и ниже значения на вытяжных устройствах. Кроме того, как показали расчеты, значения CO_2 отличаются на вытяжных решетках, расположенных на различной высоте в разных частях зала.

Получено, что для схем с подачей воздуха по схеме сверху-вверх приточные струи распространяются в направлении мест со зрителями в переменном температурном поле. При этом формируемый температурный градиент по высоте помещения будет зависеть для выбранной схемы подачи воздуха от мощности и местоположения оборудования сценического освещения, количества и глубины ярусов (рисунок 5.61).

Получено, что проектное решение, при котором необходимый расход наружного воздуха в размере $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на человека подается непосредственно в зону зрителей (через решетки в ступенях), а для ассимиляции теплопритоков используется подача рециркуляционного воздуха по схеме сверху-вверх вне обслуживаемой зоны, приводит к тому, что свежий воздух затопливает только

зону вблизи пола (рисунок 5.60). То есть при таких расходах приточного воздуха ($20 \text{ м}^3/\text{ч}\cdot\text{чел}$) зона стратификации, характерная для вытесняющей вентиляции, проходит по ногам человека (рисунок 5.59). В результате в районе ног формируется высокое качество воздуха, а на уровне зоны дыхания – среднее [ГОСТ Р 59972-2021]. Разница между концентрациями CO_2 в ногах зрителей и в зоне дыхания для рассмотренного варианта составила 400-500 ppm (рисунок 5.60). Получено, что на высоту зоны стратификации также влияет угол наклона рядов, тип зрительских кресел (с точки зрения возможности свободного протекания воздуха под ними). Так, холодный относительно температуры в помещении, приточный воздух, подаваемый через решетки ступеней, из-за разности плотностей и действия силы тяжести начинает распространяться вниз через ряды. В результате высота затопления приточным воздухом при подаче снизу становится еще меньше, чем для случая подачи в горизонтальный партер.

5.3 Исследование процессов воздухораспределения в чаше бассейна

Вентиляция крытых бассейнов предназначена для поддержания нормируемых температуры и относительной влажности внутреннего воздуха, а также снижения концентраций CO_2 . При этом ассимиляция влагоизбытков, как правило, является приоритетной задачей, а проблемы компенсации теплоизбытков/теплопотерь помещения, поддержания качества внутреннего воздуха решаются попутно [158].

При определении расхода приточного воздуха для ассимиляции влагоизбытков полагается, что коэффициент воздухообмена по влагосодержанию равен 1, то есть влагосодержание в объеме помещения бассейна равно влагосодержанию на вытяжке. В холодный период года возникает опасность конденсации влаги на поверхности фасадных светопрозрачных конструкций (КФС), если их температура ниже точки росы [80].

Использование средних значений температуры и влажности воздуха в

объеме бассейна для расчета воздухообмена не гарантирует соблюдение нормативных требований. Согласно [80] должна также учитываться конкретная схема воздухораспределения, реализуемая в помещении бассейна.

Прогнозирование распределения параметров микроклимата в объеме помещения бассейна, особенно, вблизи светопрозрачных ограждений сложно, так как имеет место взаимодействие холодных ниспадающих потоков воздуха вдоль окон, приточных струй и/или струй от конвекторов, располагаемых под окнами и струйных течений общеобменной вентиляции.

Ниже рассмотрены 4 схемы воздухораспределения (рисунок 5.70) для помещения бассейна с водной поверхностью площадью 391 м². Для всех рассмотренных схем суммарный расход приточного воздуха составляет 26 000 м³/ч. Суммарные влаговыделения с поверхности зеркала бассейна и водных дорожек для холодного периода года составило 198кг/ч. Влагосодержание приточного воздуха 4,6 г/кг. Сопротивление теплопередаче КФС $R_o = 0,99$ м²К/Вт. Температура наружного воздуха минус 24°С.

Для схемы №1 температура приточного воздуха задана 32°С.

Для схемы №2 – схемы №4 температура приточного воздуха задана 28°С. Для схем №2-№4 вдоль фасада расположены конвекторы с вынужденной конвекцией (в исполнении, позволяющим их использовать для влажных помещений), теплопроизводительность в модели – 35 кВт.

Размеры помещения в плане 52 x 13 м, высота помещения 7 м. Для расчетов была построена конечно-объемная сетка размерностью 12 – 14 млн. ячеек. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась k - ϵ модель турбулентности.

Цель расчетов с помощью методов численного моделирования – проанализировать связь величины влагосодержания воздуха на вытяжке из помещения и вблизи поверхности фасада в зависимости от принятой схемы воздухораспределения.

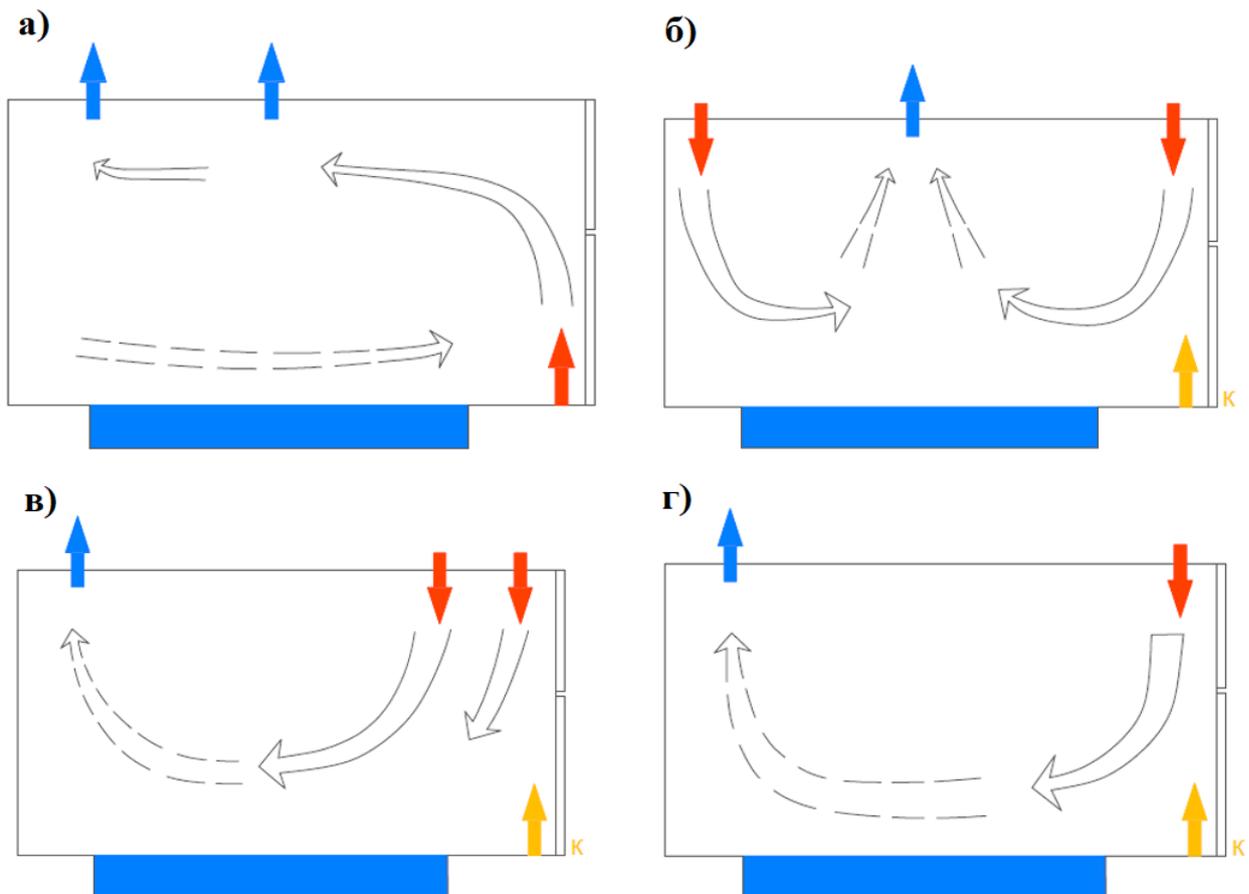


Рисунок 5.70 – Схема циркуляции потоков в помещении бассейна: а) схема №1; б) схема №2; в) схема №3; г) схема №4

Результаты расчетов представлены в таблица 5.18 и на рисунках 5.71 – 5.82.

Величина влагосодержания на вытяжных устройствах, полученная в результате численного моделирования, как и ожидалось одинакова для всех рассмотренных схем воздухораспределения и составляет 10,9 г/кг (таблица 5.18). Это связано с тем, что расход, влагосодержание приточного воздуха и влагопоступления с поверхностей бассейна и мокрых дорожек для всех схем одинаковы.

Получено, что вне зависимости от схемы воздухораспределения температура на вытяжке и температура средняя по объему помещения практически совпадают. При этом среднее по объему помещения влагосодержание зависит от схемы воздухораспределения: разброс в значениях до 2,5 г/кг, при этом значение влагосодержание в объеме может быть, как

больше, так и меньше, чем на вытяжных устройствах. Таким образом, величина коэффициента воздухообмена по влагосодержанию зависит от схемы воздухораспределения и, может быть, как больше, так и меньше 1. При этом влагосодержание вблизи поверхности фасада, также различно для всех схем (таблица 5.18), и может быть, как меньше, так и больше значений на вытяжных устройствах и средних по объему значений.

Таблица 5.18 – Влияние схем воздухораспределения на параметры микроклимата в помещении бассейна

Контролируемые параметры	Схема №1	Схема №2	Схема №3	Схема №4
Влагосодержание на вытяжке, г/кг	10,9	10,9	10,9	10,9
Влагосодержание в объеме помещения (среднее по объему), г/кг	11,7	10,4	10,7	9,2
Влагосодержание на фасаде (среднее по площади фасада)	9,2	13,2	12,3	7,7
Средняя температура в объеме	30,0	29,7	29,9	30,1
Температура на вытяжке, °С	29,9	30,1	29,9	29,9
Температура на поверхности фасада (средняя по площади), °С	22,8	24,1	24,1	23,5
Относительная влажность на фасаде (средняя по площади), %	53%	70%	66%	44%

В разделах 5.3.1 – 5.3.4 представлены поля влагосодержания и относительной влажности, формирующиеся различными схемами воздухораспределения.

Получено, что распределение влагосодержания по объему помещения бассейна оказывается существенно зависит от схемы воздухораспределения и определяется циркуляцией воздуха в помещении.

5.3.1 Схема «снизу-вверх». Схема №1

Схема подачи воздуха «снизу вверх» через щелевые диффузоры параллельно оконным конструкциям считается согласно [80] наиболее оптимальной схемой подачи приточного воздуха в помещение бассейна.

В рамках данной схемы сухой теплый воздух подается вдоль фасадов, предотвращая образования конденсата на его поверхности. Конвекторов вдоль фасада при такой схеме не предусмотрено.

Как видно из рисунка 5.71 при данной схеме формируется циркуляция воздуха в помещении, при которой влага, испаряющаяся с водных поверхностей, сносится к светопрозрачному фасаду. Приточные струи, распространяющиеся вверх, вдоль фасада, инжектируют воздух, формируя мощную циркуляцию вдоль поверхности воды к фасаду, вверх вдоль фасада, вдоль потолка и далее от фасада к противоположной стене. Однако, как показали результаты расчета, за счет обдува фасада теплым сухим воздухом, значение влагосодержания вблизи фасада оказываются ниже, чем в объеме (рисунки 5.71 и 5.72). Как следствие, на большей части фасада отсутствует конденсация водяных паров, относительная влажность на поверхности фасада в основном находится в диапазоне 30%-80% (рисунок 5.73), среднее значение 53% (таблица 5.18). Исключение в рассматриваемом случае составляют зоны в нижней части фасада. Это связано с тем, что щелевые решетки расположены на расстоянии более 20 см (в [80] рекомендуется не превышать расстояние в 20 см) от поверхности остекления, потому влажный воздух из помещения бассейна попадает в вихревую зону нижней части фасада, расположенную ниже места начала настиления приточной струи на поверхность фасада. Выполнить рекомендации [80] по расположению решеток (20 см) невозможно в связи с конструкцией стоечно-ригельной системы, характерной для высотных зданий, доля которых в последнее время растет.

STAR-CCM+

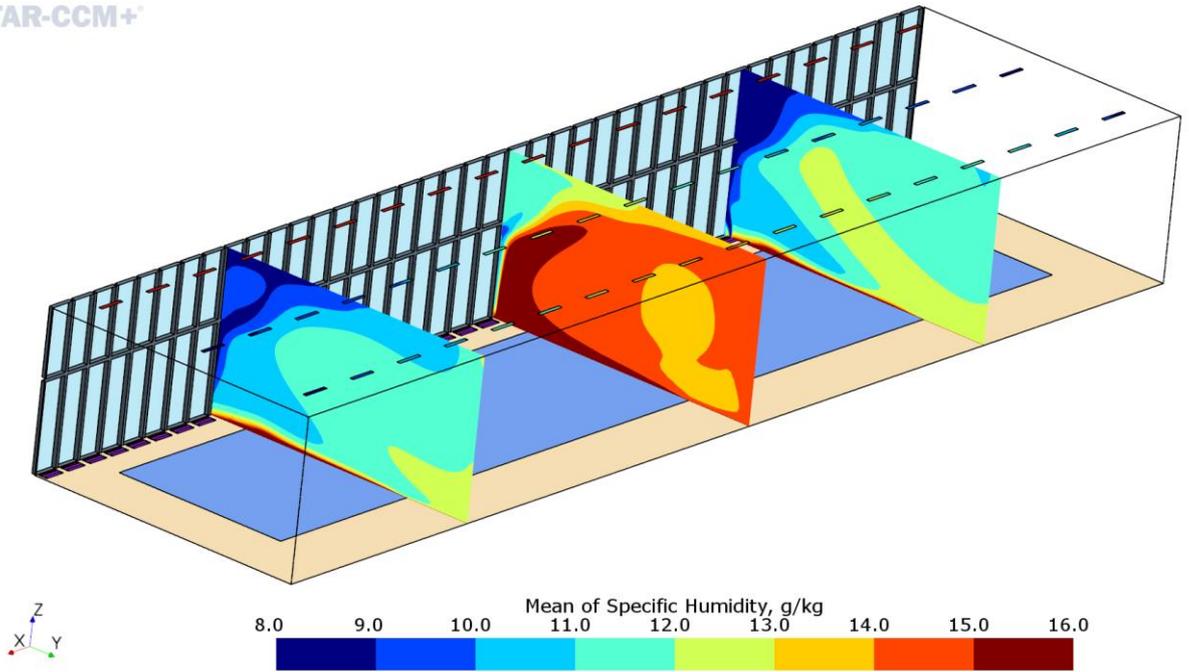


Рисунок 5.71 – Поле влагосодержания в вертикальных сечениях. Схема №1.

STAR-CCM+

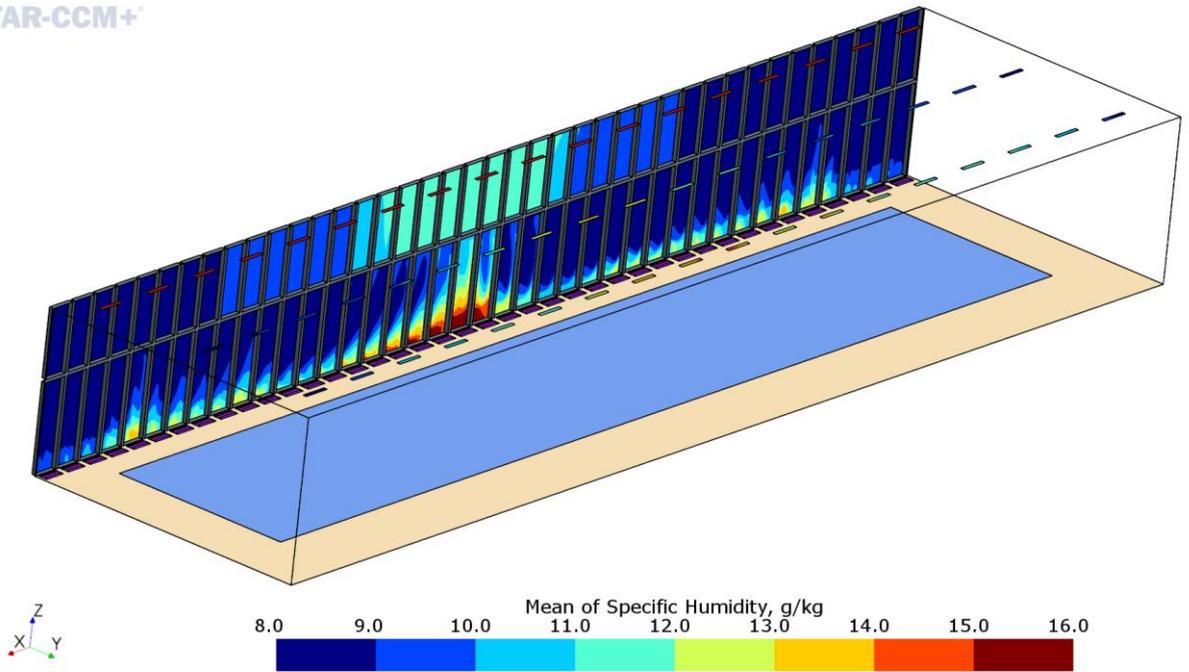


Рисунок 5.72 – Поле влагосодержания на поверхности фасада. Схема №1.

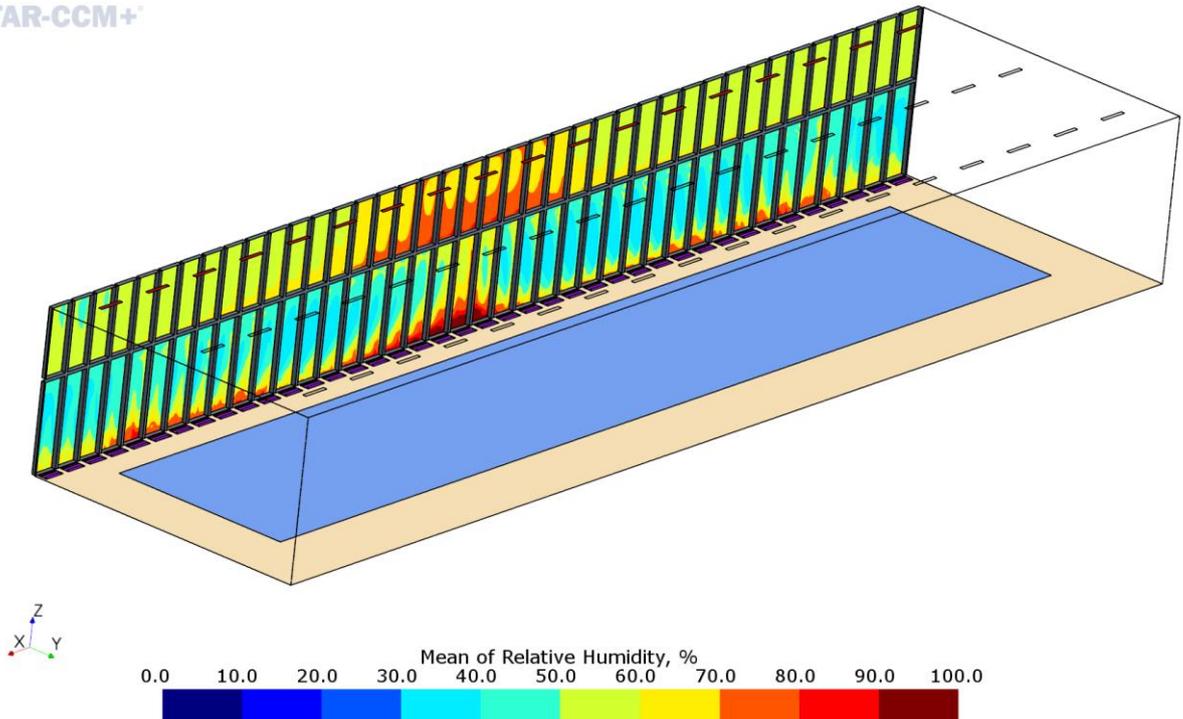


Рисунок 5.73 – Поле относительной влажности на поверхности фасада. Схема №1.

5.3.2 Схема «сверху-вверх». Схема №2

Схема подачи воздуха «сверху вниз» через щелевые диффузоры двух линий: вблизи фасада и вблизи противоположной от фасада стены. Линия вытяжных диффузоров – посередине. Вдоль фасада расположены конвекторы.

Получено, что в объеме помещения формируется циркуляция воздуха, при которой влага, испарившаяся с поверхности бассейна, сносится к светопрозрачному фасаду (рисунок 5.74). Как результат, вблизи фасада влагосодержание существенно выше, чем средняя по объему помещения и на вытяжных устройствах (рисунок 5.75, таблица 5.18). Значения относительной влажности на фасаде находятся в основном в диапазоне 70-80%, есть локальные зоны с повышением относительной влажности до 90%. Отметим, что несмотря на то, что влагосодержание вблизи нижней половины фасада (до среднего ригеля) заметно выше, чем вблизи верхней части (рисунок 5.75), относительная влажность такая же и ниже (рисунок 5.76). Это связано с влиянием подачи «горячего» воздуха конвекторами вверх вдоль фасада.

STAR-CCM+

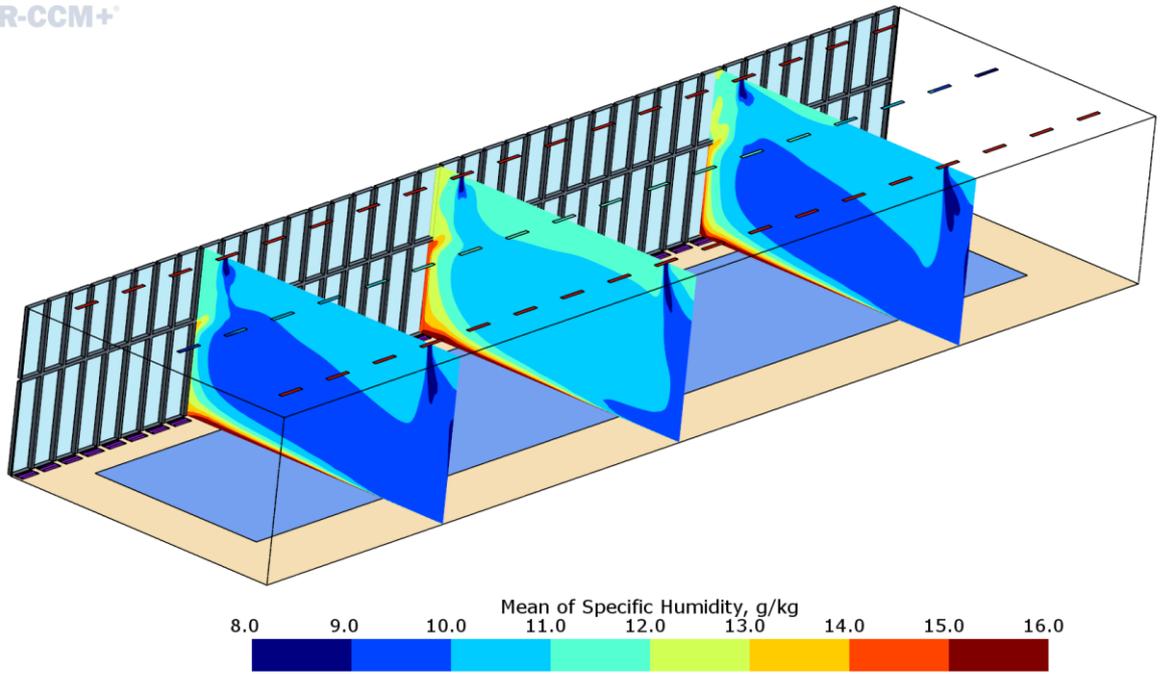


Рисунок 5.74 – Поле влагосодержания в вертикальных сечениях. Схема №2.

STAR-CCM+

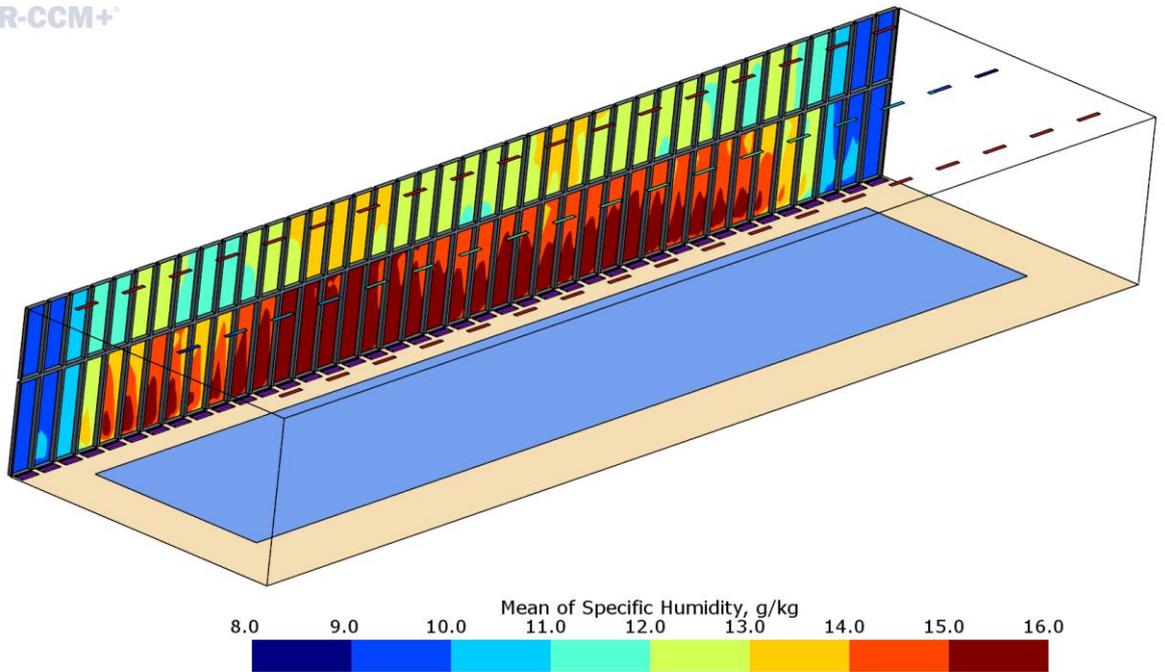


Рисунок 5.75 – Поле влагосодержания на поверхности фасада. Схема №2.

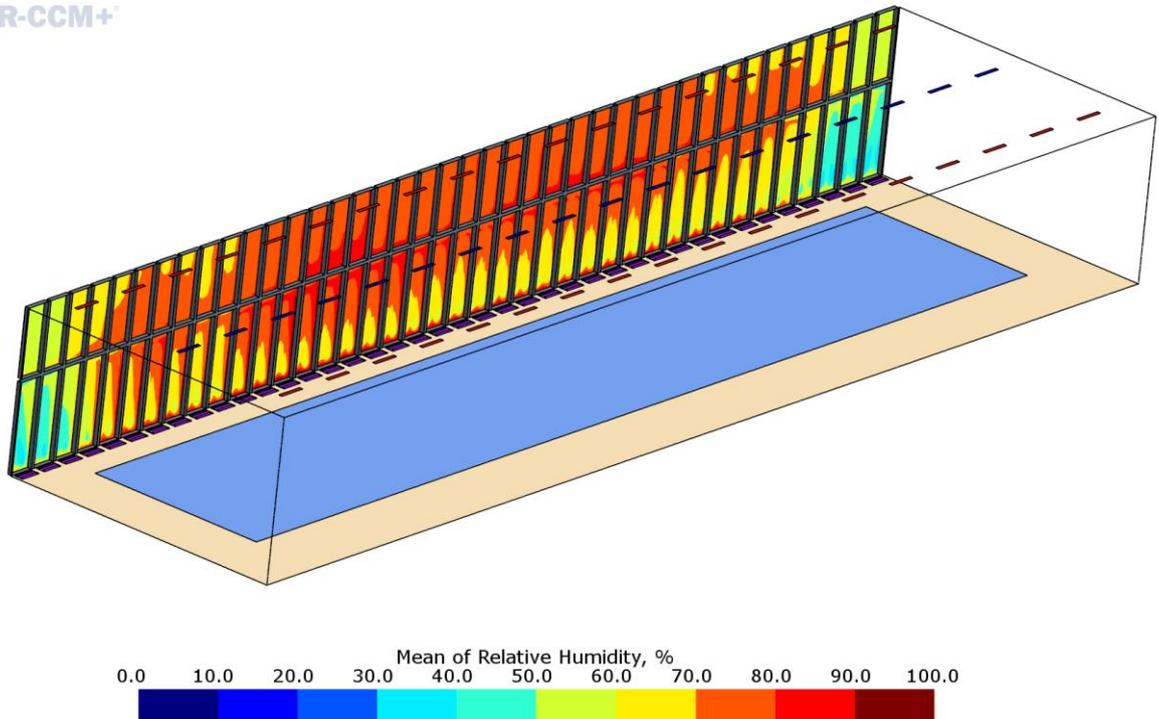


Рисунок 5.76 – Поле относительной влажности на поверхности фасада. Схема №2.

5.3.3 Схема «сверху-вверх». Схема №3

Схема подачи воздуха «сверху вверх» через щелевые диффузоры двух линий. Обе линии расположены вблизи фасада. Линия вытяжных диффузоров – вблизи противоположной от фасада стене. Вдоль фасада расположены конвекторы.

Отличие рассматриваемой схемы №3 от схемы №2 (раздел 5.3.2) в переносе второй приточной линии ближе к фасаду, а вытяжной – к противоположной от фасада стене. Было предположение, что перенос приточной линии позволит развернуть мощный циркуляционный поток, которой двигался вдоль водной поверхности к фасаду (схема №2), так чтобы воздушные потоки двигались от фасада вдоль водной поверхности к противоположной стене. Цель – предотвратить снос влажного воздуха к светопрозрачному фасаду.

Как показали результаты моделирования мощности приточных струй оказывается недостаточно, чтобы они достигли нижней зоны фасада. В результате, циркуляция воздуха близка к схеме №2, приточные струи

отклоняются общей циркуляцией в направлении от фасада, испаряющиеся с поверхности бассейна пары воды распространяются в направлении фасада (рисунок 5.77). Как результат, влагосодержание вблизи фасада также как и для схемы №2 имеет высокие значения (рисунок 5.78). Как и для схемы №2, относительная влажность на фасаде в основном находится в диапазоне 70-80%.

STAR-CCM+

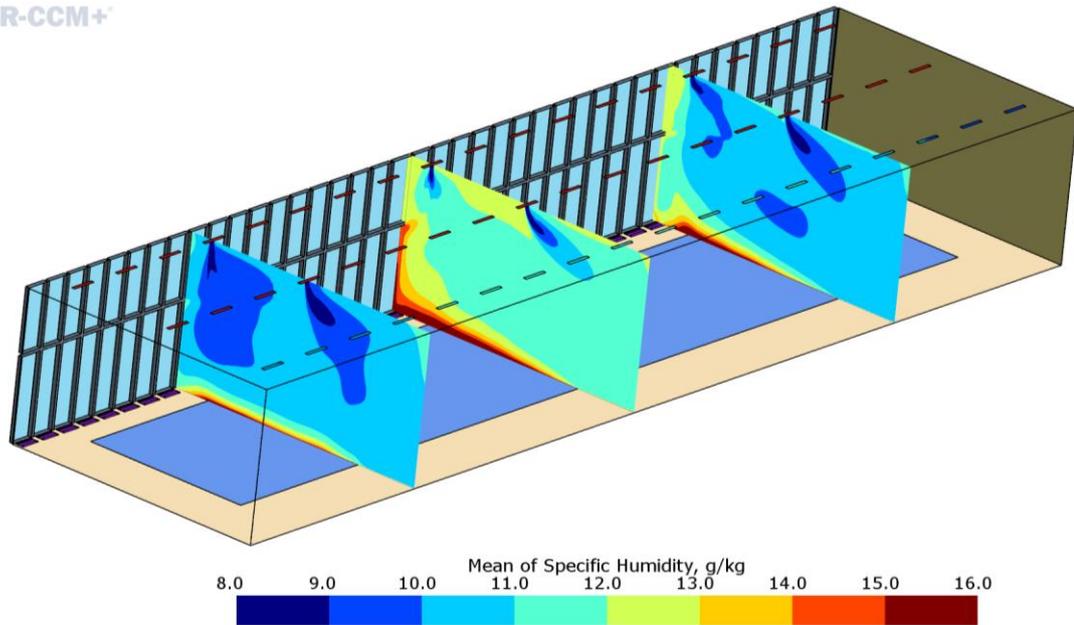


Рисунок 5.77 – Поле влагосодержания в вертикальных сечениях. Схема №3.

STAR-CCM+

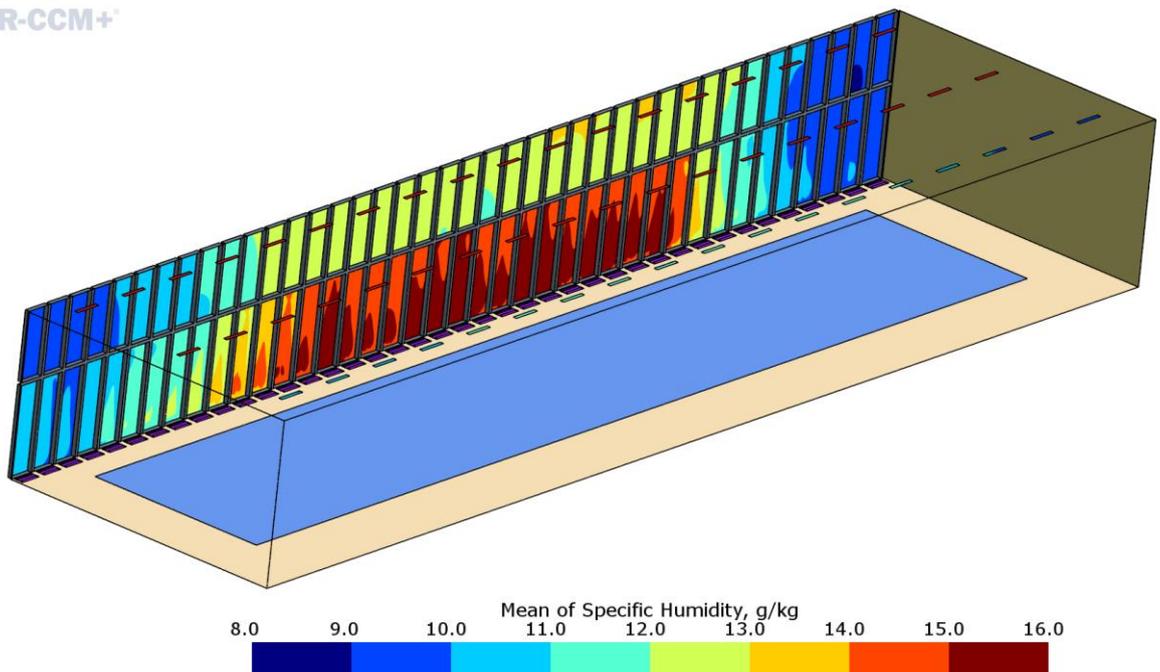


Рисунок 5.78 – Поле влагосодержания у поверхности фасада. Схема №3.

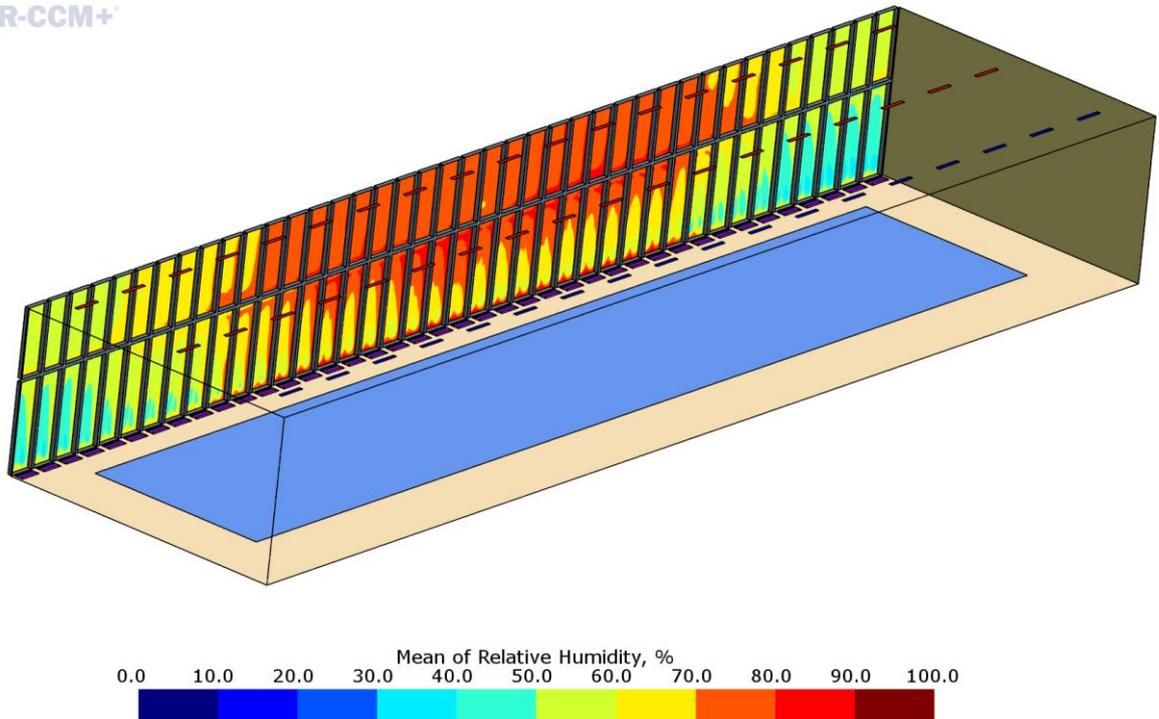


Рисунок 5.79 – Поле относительной влажности у поверхности фасада. Схема №3.

5.3.4 Схема «сверху-вверх». Схема №4

Схема подачи воздуха «сверху вверх» через щелевые диффузоры одной линии, расположенной вблизи фасада. Линия вытяжных диффузоров – вблизи противоположной от фасада стене. Вдоль фасада расположены конвекторы.

Отличие рассматриваемой схемы №4 от схемы №3 (раздел 5.3.3) в подаче всего расхода воздуха ($26\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$) через одну линию щелевых диффузоров, расположенных вдоль фасада.

Получено, что при рассматриваемой схеме приточные струи достигают нижней части помещения со скоростями $0,3\ \text{м/с}$, разворачиваются и идут вдоль поверхности воды со скоростью $0,2\text{-}0,3\ \text{м/с}$. В результате влага, испаряющаяся с зеркала бассейна, движется в направлении противоположной от фасада и затем на вытяжку (рисунок 5.80). Как результат – значение влагосодержания в объеме помещения и на фасаде заметно ниже, чем на вытяжных устройствах (таблица 5.18, рисунок 5.81). Относительная влажность у поверхности фасада находится в основном в диапазоне $40\%\text{-}70\%$, среднее значение 44%

(таблица 5.18). То есть схема №4 обеспечивает минимальную влажность у поверхности фасада по сравнению с остальными рассмотренными схемами воздухораспределения (разделы 5.3.1-5.3.3). Однако минус данной схемы – могут быть повышенные скорости вдоль поверхности воды (0,3 м/с).

STAR-CCM+

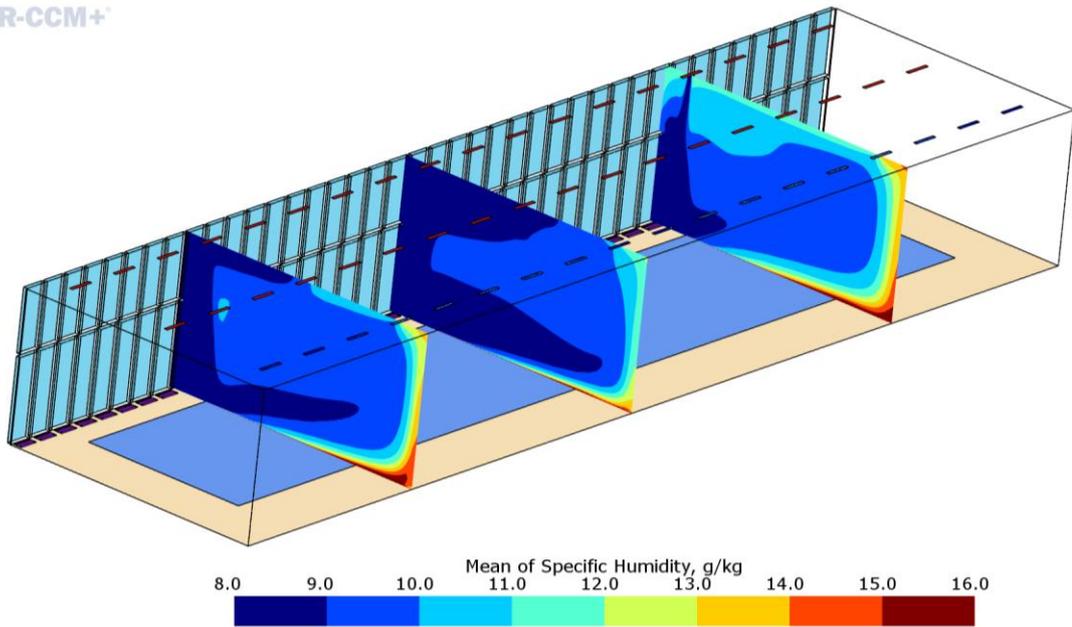


Рисунок 5.80 – Поле влагосодержания в вертикальных сечениях. Схема №4.

STAR-CCM+

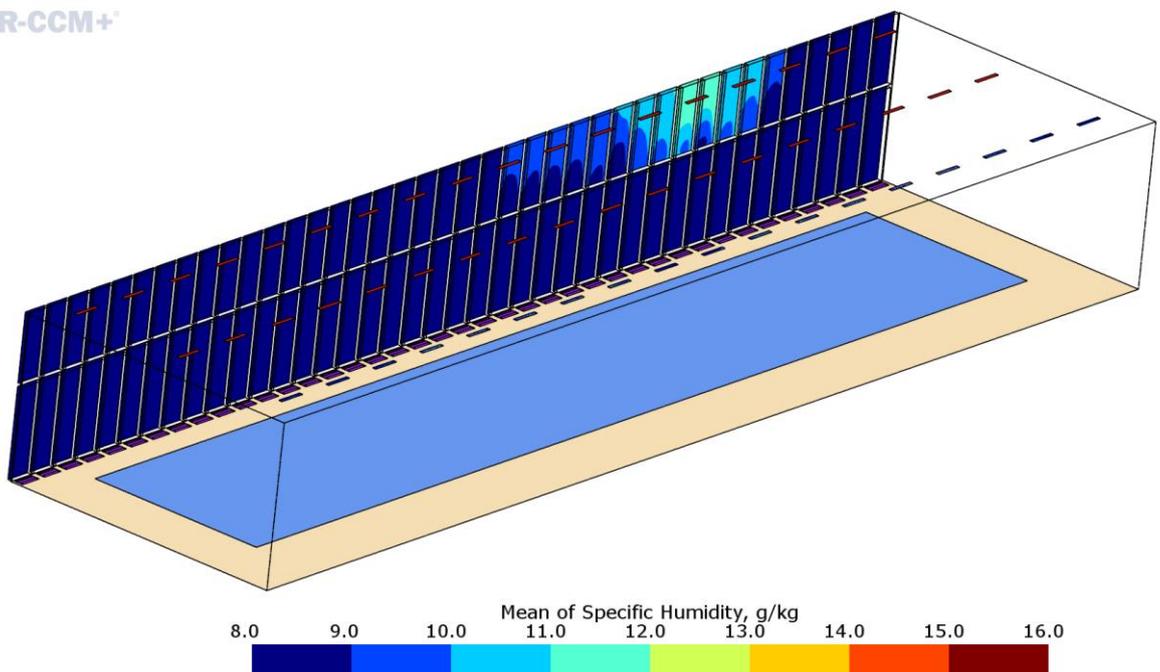


Рисунок 5.81 – Поле влагосодержания поверхности фасада. Схема №4.

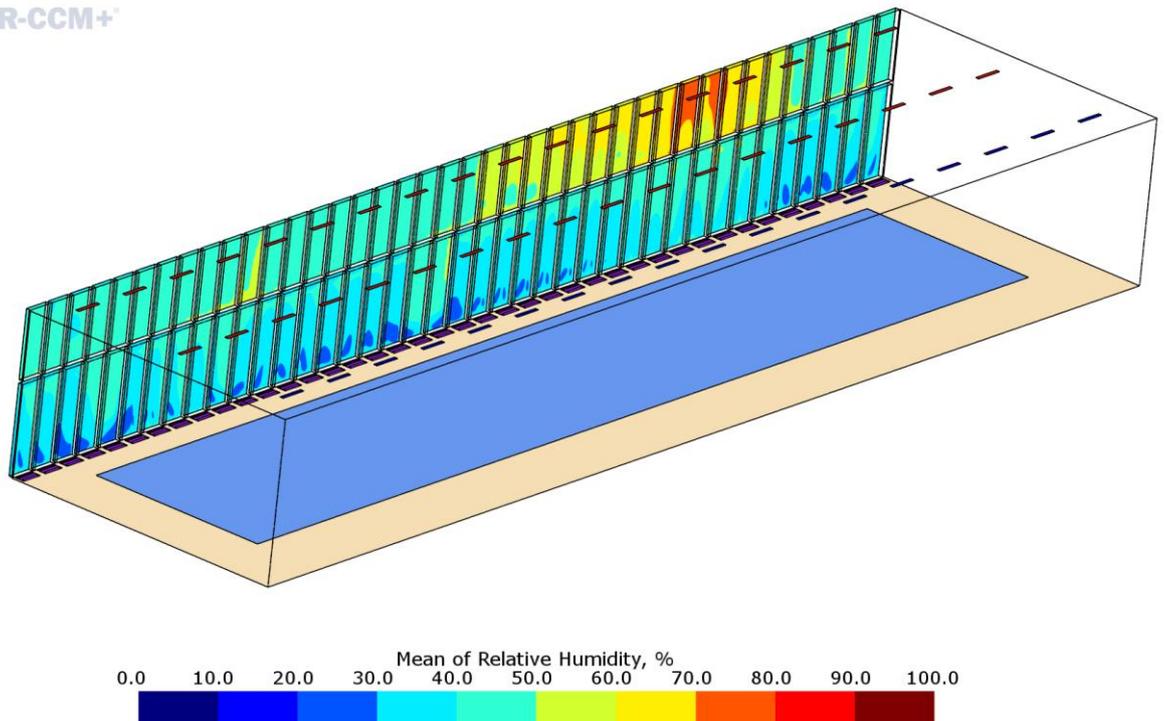


Рисунок 5.82 – Поле относительной влажности у поверхности фасада. Схема №4.

5.4 Исследование нового способа кондиционирования помещения

Охлаждение помещения с помощью кондиционеров приводит к формированию в обслуживаемой зоне областей с относительно большими скоростями и низкими температурами, что нарушает условия комфорта [18].

В качестве альтернативного способа можно рассматривать применение потолочных панелей с водяным охлаждением [184, 107]. Однако стоимость реализации такого метода достаточно высокая.

Автором предложен и реализован более дешевый и доступный вариант обеспечения комфортных условий в помещениях с тепловыделениями, который представляет собой рециркуляционную охлаждающую систему с воздухораспределением через подвесной потолок, над которым распространяется неизотермическая струя. Предложенный способ более экономичен, чем охлаждающие балки [220] или традиционные охлаждающие потолки [74]

При данном способе воздух, охлажденный кондиционером с температурой $+8^{\circ}\text{C}$, подается в подпотолочное пространство, распространяясь в пространстве подвесного потолка, как показано на рисунке 5.83, охлаждая, в основном, центральную часть потолка, которая выполнена из металла.

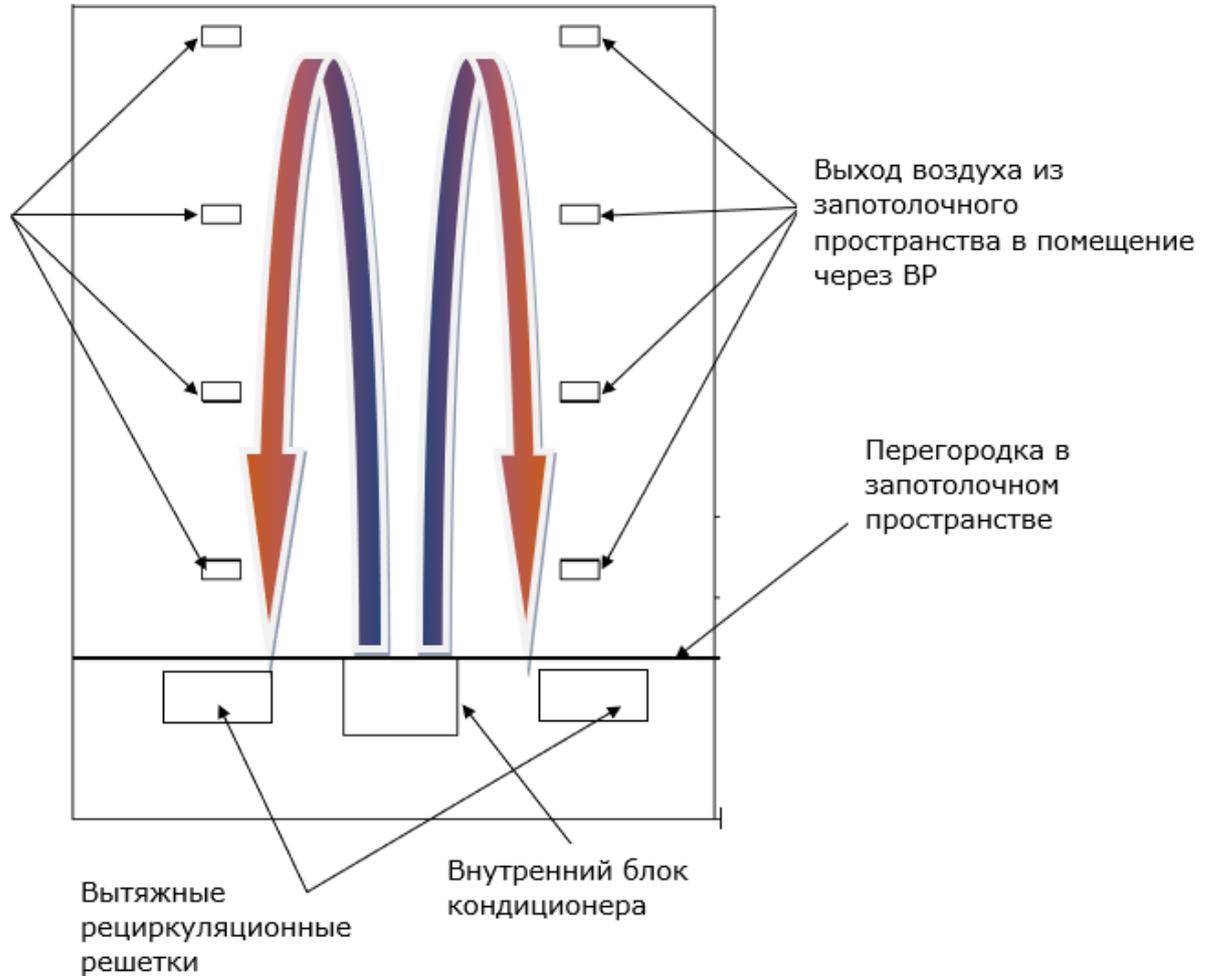


Рисунок 5.83 – Схема работы холодного потолка воздух-воздух

Воздухораспределители установлены в подвесном потолке в зоне обратного течения струи, таким образом, воздух поступает в кондиционируемое помещение с более высокой температурой и меньшей скоростью. Нагретый воздух из помещения удаляется через заборные устройства и поступает в систему охлаждения. Предложенная охлаждающая система может также эксплуатироваться совместно с системой общеобменной вентиляции.

Поверхность потолка, вдоль которой распространяется основная струя холодного воздуха работает как охлаждающая радиационная панель. В рабочей зоне не формируется областей с существенными отклонениями значений температуры и скорости, которые имеют место при классическом использовании кондиционеров для охлаждения помещения. На данное изобретение получен патент [14].

5.4.1 Исследование работы холодного потолка методом натурального эксперимента

Предложенный способ охлаждения помещения был реализован на практике в СПбГАСУ в аудитории 331 кафедры теплогазоснабжения и вентиляции (благодаря ЗАО «БЮРО ТЕХНИКИ»).

Площадь помещения аудитории 63 м². Высота помещения до подвешеного потолка 3,4 м, высота подпотолочного пространства 0,3 м. Центральная часть подвешеного потолка выполнена из металлических листов, толщиной 1 мм.

Канальный внутренний блок установлен в аудитории за подвесным потолком. Для предотвращения потерь холода через плиту перекрытия предусмотрена фольгированная самоклеящаяся тепловая изоляция фирмы «K-FLEX» толщиной 16 мм.

Охлажденный воздух (с расходом 1 260 м³/ч и температурой 8°С), поступает от внутреннего блока системы кондиционирования в канал, расположенный в подвесном потолке. Достигнув противоположной стены помещения, воздушный поток разделяется на два, разворачивается (Рисунок 5.83), движется в обратном направлении и поступает в помещение через 8 воздухораспределительных устройств (ВГК фирмы «Арктос»), расположенных в плоскости подвешеного потолка и выполненных в форме полукруглой арки. После ассимиляции теплоизбытков воздух удаляется из помещения через 2 решетки 4АПН 525 x 525 и поступает на вход во внутренний блок охлаждения.

Во время проведения эксперимента приточно-вытяжная установка подачи наружного воздуха была выключена.

Для создания стационарных теплопоступлений в объеме исследуемого помещения при проведении физического эксперимента были использованы электрические радиаторы общей мощностью 6 852 Вт, расставленные по площади помещения (рисунки 5.84 и 5.85). Инструментальные замеры проводились после выхода температуры воздуха помещения на стационарный режим.

В результате проведения натурального эксперимента измерялось изменение скорости и температуры по высоте и площади помещения (рисунок 5.86). Результаты замеров представлены в разделе 3.1.2, где проведено сопоставление результатов натурального и численного эксперимента.

С помощью тепловизора TESTO 882, поверянного в установленном порядке, выполнялась термография поверхности потолка. Результаты представлены на рисунках 5.87 и 5.88. Коэффициент излучения поверхности при термографировании был установлен $\varepsilon=0,9$. Отметим, что в отличие от белой матовой поверхности большей части потолка, отражающая поверхность встроенного освещения аудитории (рисунок 5.86) имеет коэффициент излучения существенно меньше, чем 0,9. В связи с этим значения температуры в области расположения приборов освещения на термограммах несколько завышены (рисунки 5.87 и 5.88).

Как видно из представленных термограмм, температура поверхности холодного потолка составляет $16^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C}$. При этом более низкие значения наблюдаются в области движения охлажденного воздуха от внутреннего блока к противоположной стене, и более высокие – в зоне движения потока в обратную сторону.

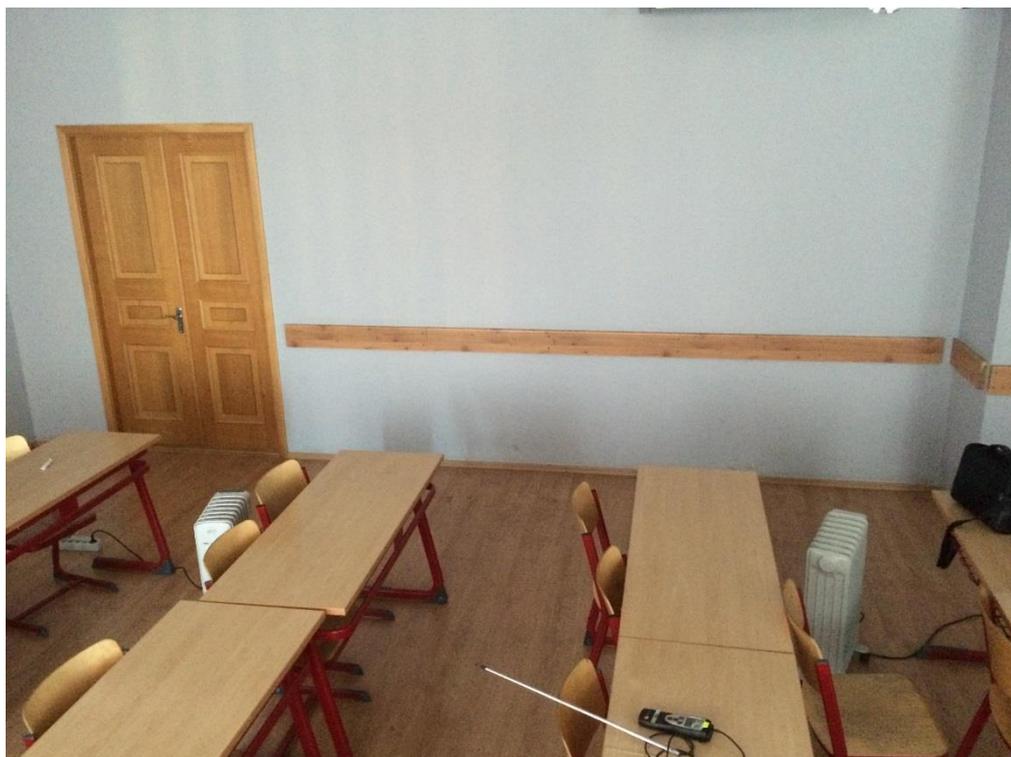


Рисунок 5.84 – Расположение источников тепловыделения при проведении эксперимента



Рисунок 5.85 – Расположение источников тепловыделения при проведении эксперимента.



Рисунок 5.86 – Измерение температуры по высоте помещения с помощью термопар

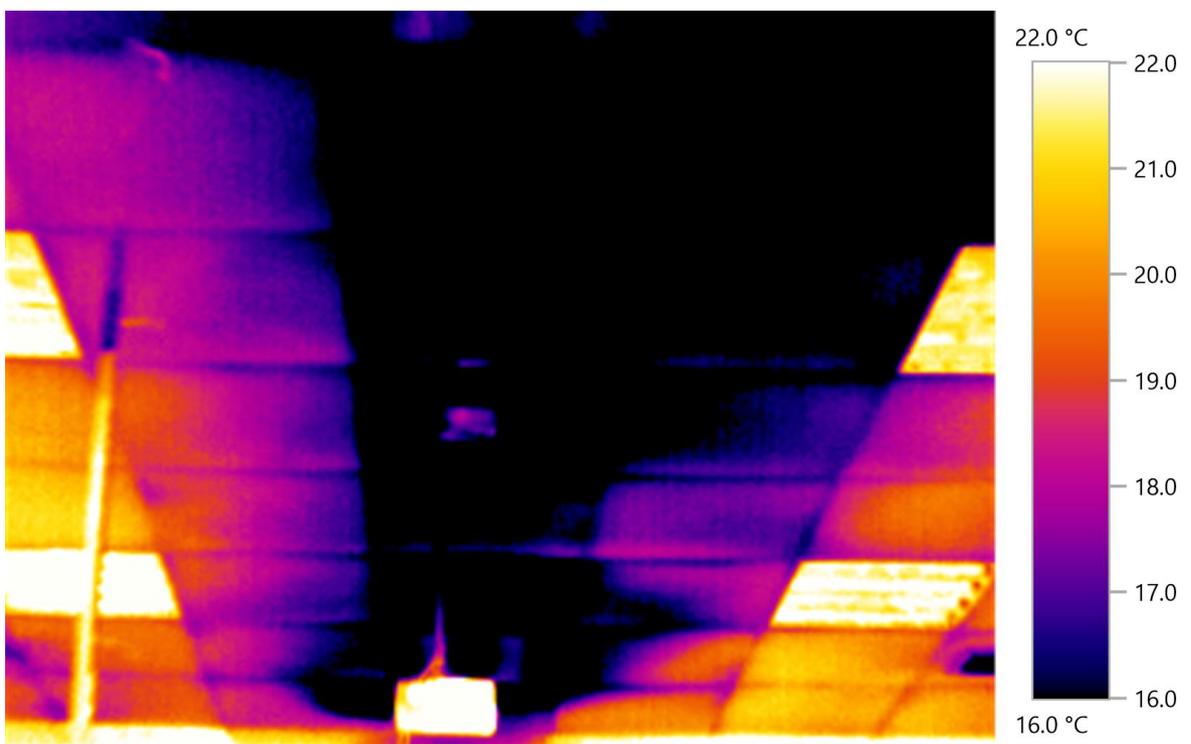


Рисунок 5.87 – Термограмма поверхности потолка

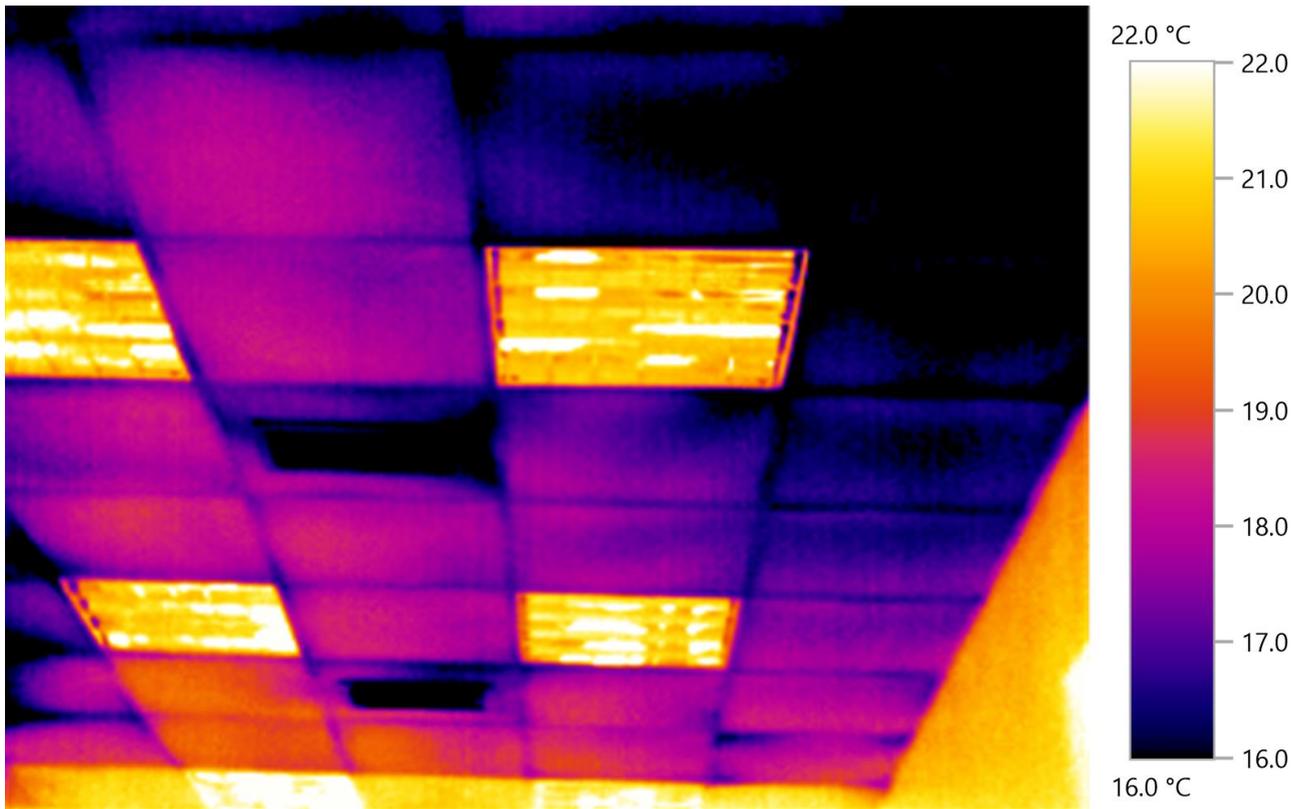


Рисунок 5.88 – Термограмма поверхности потолка

5.4.2 Результаты численного моделирования

Для определения особенностей распространения параметров микроклимата при реализации описанного выше способа охлаждения помещений с тепловыделениями, а также с целью сравнения результатов численного и натурного эксперимента выполнено моделирование рассмотренной задачи.

Модель помещения и подпотолочного пространства аудитории 331, для которой были проведены физический и численный эксперименты приведена на рисунке 5.89.



Рисунок 5.89 – Геометрия исследуемого помещения. Слева по центру потолочного пространства – внутренний блок системы кондиционирования. Слева и справа от него – вытяжные решетки 4АПН

Для замыкания уравнений использовалась низко-рейнольдсовая *SST* модель турбулентности. Для расчета радиационного теплообмена использовалась *S2S* модель (подробнее см. раздел 2.3)

Построена конечнообъемная расчетная сетка размерностью 3,8 млн. ячеек с призматическими слоями у поверхностей потолка. Измельчение ячеек выполнено вблизи источников тепловыделений, в области распространения приточных струй (рисунок 5.90).

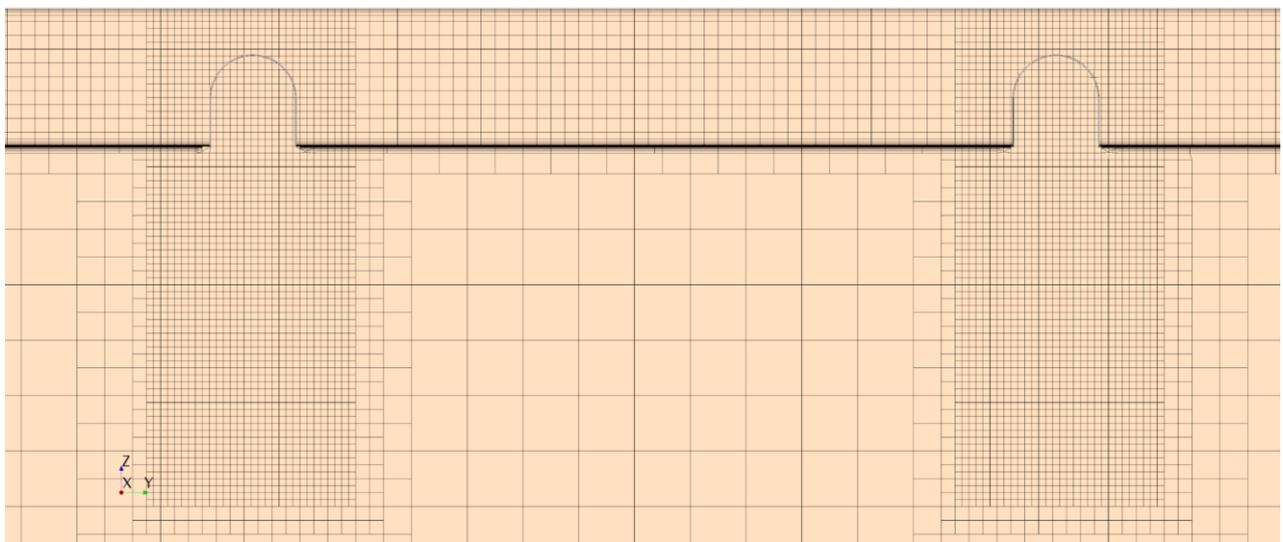


Рисунок 5.90 – Фрагмент расчетной сетки в объеме пространства подвесного потолка и вблизи воздухораспределительных устройств

На рисунках представлены поля температуры поверхности подвесного потолка со стороны помещения, снятые тепловизором (рисунок 5.91) и полученные в результате численного моделирования (рисунок 5.92).

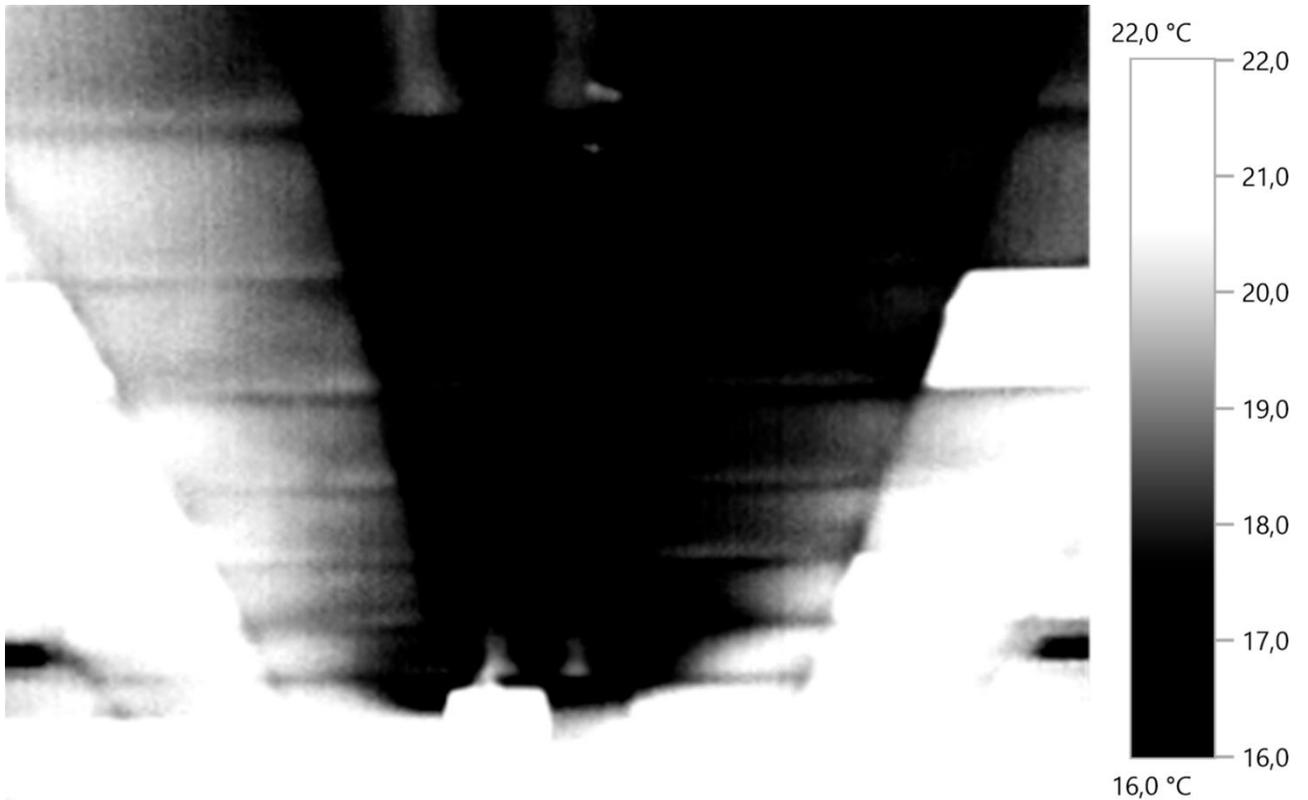


Рисунок 5.91 – Поле температуры поверхности потолка, снятое тепловизором

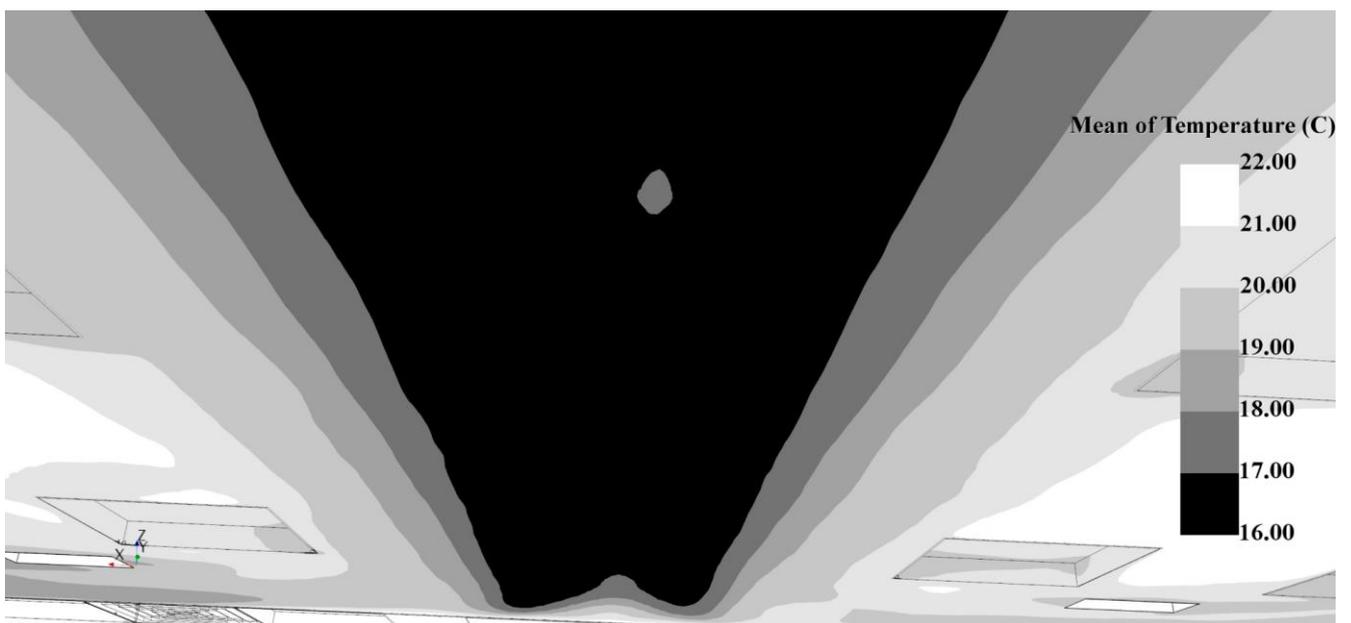


Рисунок 5.92 – Поле температуры поверхности потолка, полученное в результате численного моделирования.

Как видно из представленных рисунков, центральная часть потолка и в физическом, и численном эксперименте имеет температуру около $16 - 17\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом со стороны помещения у поверхности потолка формируются низкоскоростные ниспадающие конвективные потоки охлажденного поверхностью потолка воздуха. Кроме того, поверхность потолка участвует в радиационном теплообмене с поверхностью пола, стен, охлаждая помещение.

Как показали расчеты и натурный эксперимент, температура воздуха на выходе из воздухораспределителей в помещении на $6 - 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ градусов выше температуры на выходе из кондиционера. Предложенный способ раздачи воздуха позволяет обеспечить более равномерные поля температуры и скорости воздуха в помещении, чем при классическом использовании кондиционеров.

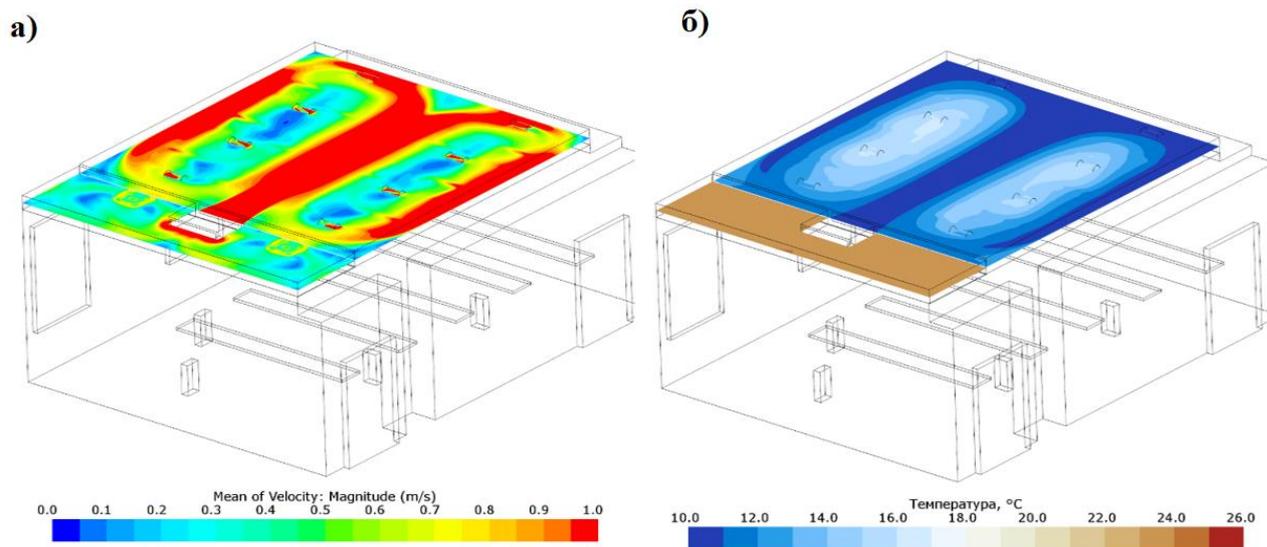


Рисунок 5.93 – Поле модуля скорости (а), температуры (б) в горизонтальном сечении, проходящем по центру подпотолочного пространства

Как видно из графиков, представленных на рисунке 5.94, и в физическом и в численном эксперименте наблюдается высокая равномерность температуры воздуха по высоте помещения. Так для центральной части помещения отклонения от средней температуры составляет менее $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (высота помещения $3,4\text{ м}$). Для областей, находящихся под воздухораспределительными устройствами, наблюдается падение температуры на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ только в

непосредственной близости от выхода «холодного» воздуха из воздухораспределителя ($h=3,3$ м).

Аналогичная картина наблюдается и по изменению скорости воздуха по высоте помещения (рисунок 5.94). Так, скорость по объему помещения изменяется, в основном, в диапазоне 0,05–0,2 м/с. В непосредственной близости от потолка для центральной части помещения на графиках (верхний график на рисунок 5.94) видно незначительное увеличение скорости потока. Это связано с формированием свободно-конвективных течений воздуха, охлажденного поверхностью потолка. Вблизи воздухораспределительных устройств скорость воздуха повышается (нижний график на рисунок 5.94), но эта область находится вне рабочей зоны помещения.

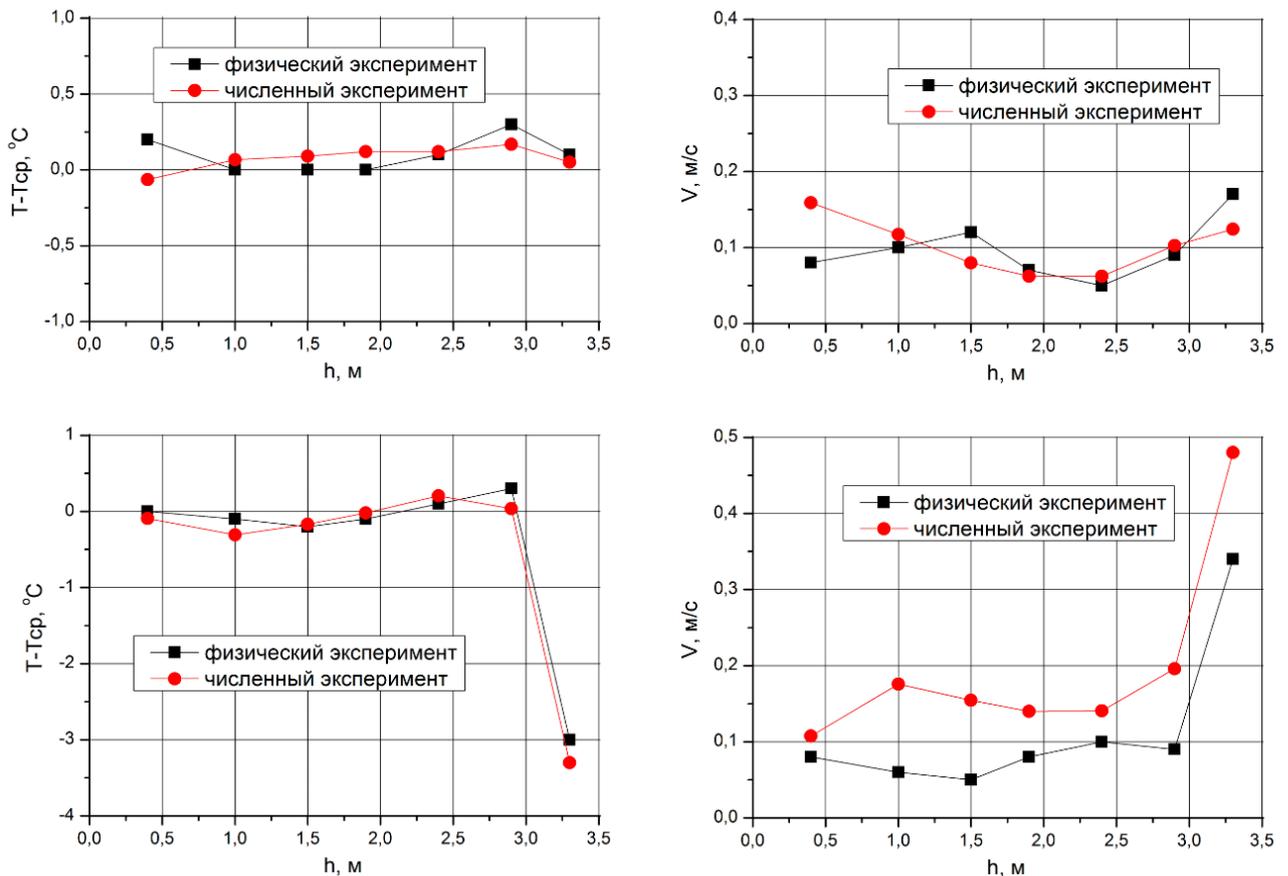


Рисунок 5.94 – Изменение значений температуры и скорости воздуха в зависимости от расстояния до пола помещения по линии, расположенной по центру помещения (верхние два графика) и по линии, совпадающей с осью одного воздухораспределительных устройств (нижние два графика)

На рисунках 5.95 и 5.96 представлены поля модуля скорости и температуры в вертикальном сечении.

STAR-CCM+

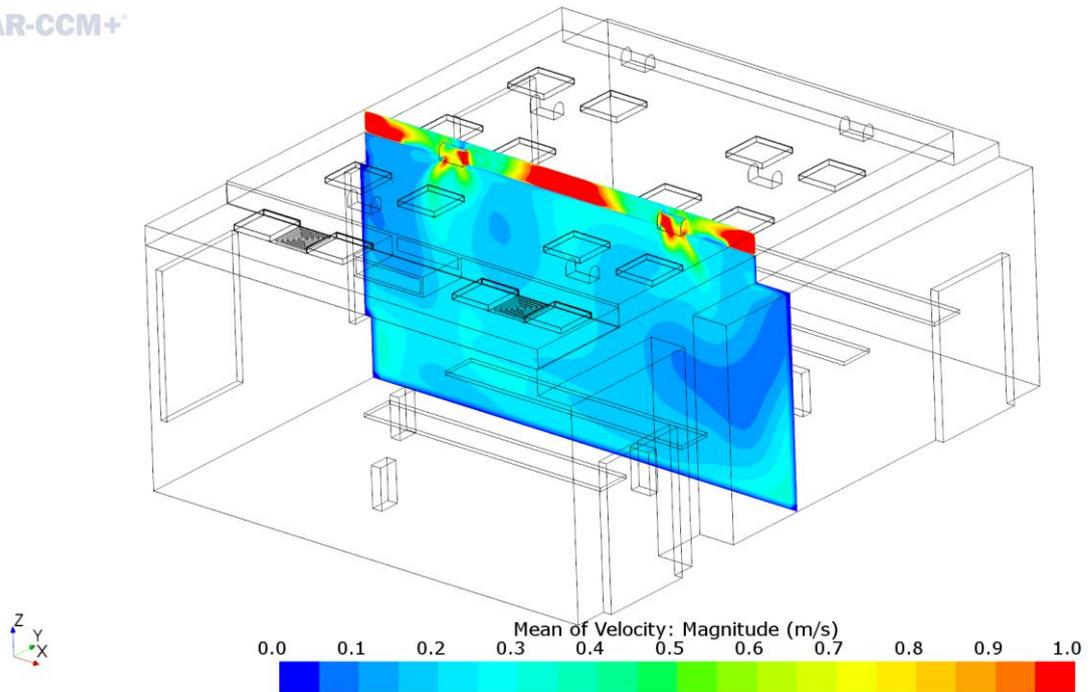


Рисунок 5.95 – Поле модуля скорости в вертикальном сечении.

STAR-CCM+

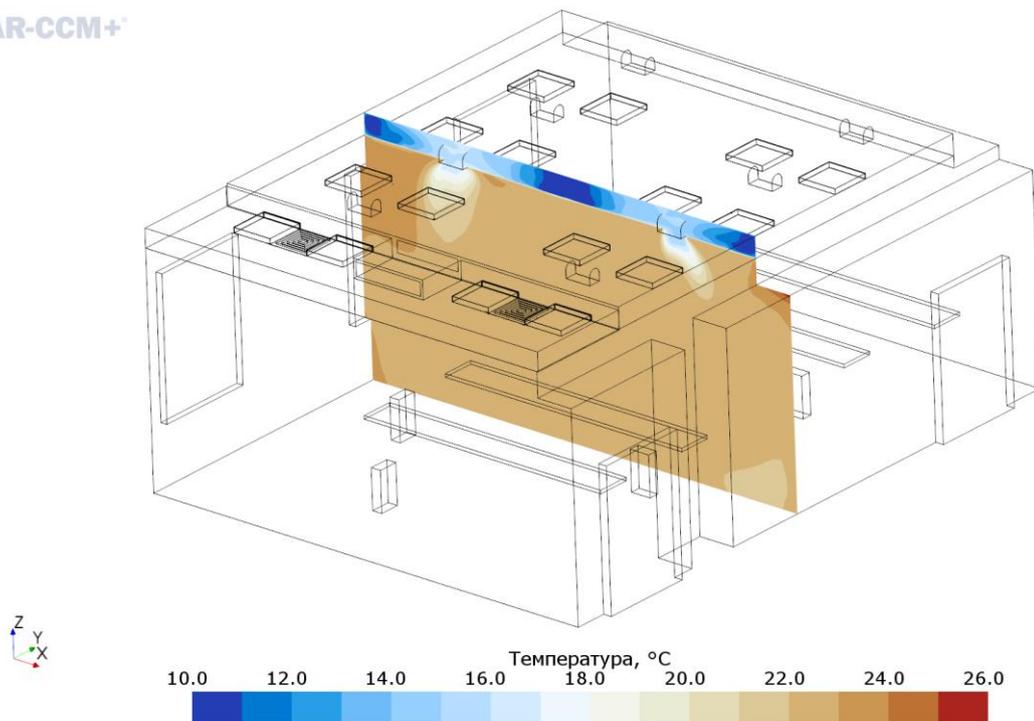


Рисунок 5.96 – Поле температуры в вертикальном сечении.

Таким образом, общая циркуляция воздуха, формируемая ниспадающими свободно-конвективными потоками от поверхности охлажденного потолка, приводит к более равномерному распределению скорости и температуры воздуха как по объему, так и по высоте помещения.

Расчеты показали, что в рассматриваемом случае поверхностью потолка снимается 2590 Вт ($48,4 \text{ Вт/м}^2$ поверхности потолка), то есть 40% от общих тепловыделений в помещении, а оставшиеся 60% компенсируются за счет воздуха, поступающего в помещение через воздухораспределительные устройства.

Еще одним преимуществом предложенного способа перед традиционными охлаждающими потолочными панелями, является осушение рециркуляционного воздуха на теплообменнике внутреннего блока. При охлаждении традиционными потолочными панелями охлаждение воздуха в помещении возможно только без осушения – температура поверхности потолочной панели должна быть выше точки россы. В предлагаемом способе охлаждение воздуха с его осушением происходит во внутреннем блоке кондиционера, при этом температура поверхности потолка будет также выше точки россы в помещении.

5.5 Выводы по пятой главе

1. Проанализированы 3 схемы организации воздухообмена ледовой арены (№4) и выполнено сравнение полученных при численных расчетах распределений параметров микроклимата (поля температуры, влагосодержания и концентрации CO_2).

2. Количественная оценка полученных результатов показала, что диапазон коэффициентов воздухообмена для ярусов трибун ледовых арен при различных схемах подачи притачного воздуха варьируется K_t от 1 до 3,2, K_{CO_2} от 1 до 2,1, K_d от 1 до 2.2.

3. Анализ расчетов, выполненных для 5 ледовых арен показал, что циркуляция воздуха в объеме арен формируется за счет тепловыделений от

зрителей и светотехнического оборудования (медиа куб, медиа экраны, освещение). При этом нагрузка на систему ОВиК чаши ледовой арены от зрителей во всех рассматриваемых случаях в 2-4 раза больше, чем от освещения.

4. Показано, что внутренний объем арен по распределению температуры можно разделить на 3 зоны. Получены обобщенные зависимости по результатам расчетов 5 ледовых арен в безразмерных величинах для изменения температуры с высотой для каждой из зон, выполнен статистический анализ полученных результатов. Для нижней зоны арены $0 < h/h_0 < 0,1$, где температуры нормируются, получена зависимость $\ln(t/t_{\text{выт}}) = a + b \ln(h/h_0)$, и может быть рекомендована для определения температуры при средних значениях коэффициентов $a = 0,34$, $b = 0,23$.

5. Решение нестационарной задачи более трудоемко, однако, позволяет проследить формирование полей параметров микроклимата и их динамические изменения, что может быть использовано при регулировании работы оборудования.

6. Исследование численным методом особенностей формирования параметров микроклимата и концентраций CO_2 в объеме зрительных показало, что для рассмотренного случая со схемой вытесняющей вентиляции, воздухообмен может быть уменьшен на 25 % от величины, рассчитанной с помощью балансового метода. При перемешивающей схемы вентиляции воздухообмен ~~может~~ зала может быть уменьшен на 10% от величины, рассчитанной с помощью балансового метода.

7. Проведенные исследования показали, что зрительных залов коэффициенты воздухообмена k_T и k_{CO_2} зависят от конкретной схемы воздухораспределения, однако, эта зависимость существенно меньше при перемешивающей вентиляции, чем при вытесняющей.

8. Получены обобщенные зависимости по результатам расчетов 4 зрительных залов в безразмерных величинах для изменения температуры с высотой в безразмерном виде, выполнен статистический анализ полученных результатов; для изменения безразмерных значений температуры рекомендована зависимость $t/t_{\text{выт}} = a + b(h/h_0)$, $0 < h/h_0 \leq 1$ при средних значениях коэффициентов $a = 0,98$, $b = 0,068$.

9. На примере зданий бассейнов показано, что метод численного моделирования может успешно применяться для определения рациональных воздухообменов, обеспечивающих нормативные значения параметров микроклимата, и контроля температуры внутренней поверхности фасадов с целью предотвращения выпадения конденсата.

10. Проанализирован с применением метода численного расчета предложенный автором способ радиационного охлаждения помещения (холодный потолок), который запатентован и был реализован на практике.

11. Численный метод расчета воздухообменов и воздухораспределения параметров микроклимата общественных зданий для сложных циркуляционных течений, которые характерны для таких объектов как театры, бассейны, ледовые арены, атриумы позволяет скорректировать проектные решение по воздухообмену и воздухораспределению, обеспечив требуемые (комфортные) параметры микроклимата, допустимые концентрации углекислого газа, а также корректно определить необходимую мощность вентиляционных и холодильных установок.

6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Использование методов численного моделирования позволяет на стадии проектно-изыскательных работ (ПИР) проверить качество проектных решений по системам ОВиК, проанализировать параметры микроклимата и CO₂, которые будут формироваться в объеме помещений, оценить температуры на поверхности ограждающих конструкций при изменении наружных климатических условий, а также варьирование нагрузок на системы отопления и кондиционирования. Использование методов численного моделирования позволяет также определить, как общие нагрузки на системы, так и разработать рациональную схему регулирования работы систем ОВиК, обеспечивающую не только поддержание нормируемых параметров микроклимата, но и экономию энергоресурсов. В результате численных исследований дорабатывается проект и вносятся необходимые коррективы.

Использование технологии численного моделирования при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха общественных зданий приводит, однако, к увеличению стоимости проектно-изыскательных работ (ПИР).

6.1 Увеличение стоимости проектно-изыскательных работ

В настоящем разделе, как пример, выполнено экономическое сравнение стоимости ПИР при решении вопросов отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха при строительстве многофункциональной ледовой арены на 15 000 зрителей для двух вариантов:

–без привлечения методов численного моделирования (таблица 6.2);

–с интеграцией в проектный процесс методов численного моделирования параметров микроклимата (таблица 6.4).

Сравнение трудозатрат и стоимости ПИР для приведенных выше вариантов выполнено по форме 3п, согласно приказу Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства российской федерации, от 1 октября 2021 г. № 707/пр «Об утверждении методики определения стоимости работ по подготовке проектной документации».

Согласно методике [85] расчет стоимостного показателя проектных работ на основании трудозатрат проектировщиков осуществляется по формуле (6.1):

$$C_{\text{пр}} = V_{\text{ср}} \times T_{\text{общ}} \times \chi_{\text{общ}} \times K_{\text{кв-уч}} \quad (6.1)$$

где $C_{\text{пр}}$ – стоимостной показатель проектных работ, тыс. руб.; $V_{\text{ср}}$ – среднедневная единичная выработка одного непосредственного исполнителя-проектировщика, тыс. руб.; $T_{\text{общ}}$ – общая продолжительность выполнения проектных работ по календарному плану, дни; $\chi_{\text{общ}}$ – общая численность непосредственных исполнителей-проектировщиков, чел.; $K_{\text{кв-уч}}$ – коэффициент, учитывающий степень участия непосредственных исполнителей-проектировщиков различной квалификации в разработке проектной и (или) рабочей документации (коэффициент квалификации-участия).

Коэффициента $K_{\text{кв-уч}}$ рассчитывается по формуле (6.2), результаты расчета представлены в таблице 6.1.

$$K_{\text{кв-уч}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{T_{\text{фи}}}{T_{\text{общ}}} \times \chi_i \times I_i}{\chi_{\text{общ}}} \quad (6.2)$$

где $T_{\text{фи}}$ – фактическое время работы исполнителей-проектировщиков одинаковой квалификации, дни; I_i – индекс квалификации непосредственных исполнителей-проектировщиков (принимается согласно [85]).

В таблице 6.1 приведен расчет коэффициента квалификации при разработке проекта без применения численного моделирования.

В таблице 6.2 приведен расчет стоимости ПИР при разработке проекта без применения численного моделирования.

Получено, что стоимость ПИР при разработке проекта без привлечения численного моделирования составляет 1 705 110,83 руб.

Таблица 6.1 – Расчет коэффициента квалификации при разработке проекта традиционным способом

N п/ п	Наименование должностей исполнителей	Фактическое время участия исполнителя в работе, Тф (дни)	Плановая продолжительность выполнения проектных работ, предусмотренных калькуляцией, Тп (дни)	Численность исполнителей одной квалификации, Чі (чел)	Индекс уровня квалификации специалистов исполнителей работы	Коэффициент квалификации (участия) специалистов одной квалификации, $\sum(\text{гр.3}/\text{итог}$ $\text{гр.4} \times \text{гр.5} \times$ $\text{гр.6})/\sum\text{гр.5}$
1	2	3	4	5	6	7
1	ГИП	15.00	<*>	1.00	1.60	0.48
2	Руководитель группы	15.00	<*>	1.00	1.30	0.39
3	Инженер I категории	35.00	<*>	1.00	0.90	0.63
4	Инженер II категории	45.00	<*>	1.00	0.75	0.68
	Итого		50	4		0,54

Таблица 6.2 – Расчет стоимости ПИР при разработке проекта традиционным способом

Среднедневная зарплата исполнителей [гр.1/гр.2] руб.	Удельный вес зарплаты в себестоимости - Кз, %	Рентабельность, %	Среднедневная единичная выработка, руб. (гр.3 x (1+гр.5))/гр.4	Продолжительность разработки (дни)	Численность исполнителей (чел)	Коэффициент квалификации (участия)	Стоимость работ, руб. С=(гр.6 x гр.7 x гр.8 x гр.9)
1	2	3	4	5	6	7	8
5701,52	0,40	0,10	15 679,18	50	4,00	0,54	1 705 110,83

Далее выполнен расчет стоимости на ПИР, с использованием технологий численного моделирования.

Увеличение стоимости ПИР при использовании численного моделирования связано с выполнением следующих дополнительных работ:

1. работы по построению математической модели, проведению расчета и анализу результатов численного моделирования;
2. взаимодействие проектной группы и специалистов по численному моделированию;
3. согласование с Техническим Заказчиком результатов и выводов моделирования, формирование и согласование перечня корректировок к проектным решениям;
4. доработка проектной группой решений по системам ОВиК после утверждения перечня корректировок.

При этом заметно увеличивается общий срок выполнения ПИР: в среднем на 15-60 рабочих дней в зависимости от сложности объекта.

Результаты расчета коэффициента участия с учетом п.1-п.4 представлены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Расчет коэффициента квалификации при разработке проекта с привлечение методов численного моделирования

№ п/п	Наименование должностей исполнителей	Фактическое время участия исполнителя в работе, Тф (дни)	Плановая продолжительность выполнения проектных работ, предусмотренных калькуляцией, Тп (дни)	Численность исполнителей одной квалификации, Чі (чел)	Индекс уровня квалификации специалистов исполнителей работы	Коэффициент квалификации (участия) специалистов одной квалификации, $\sum(\text{гр},3/\text{итог гр},4 \times \text{гр},5 \times \text{гр},6)/\sum\text{гр},5$
1	2	3	4	5	6	7
1	ГИП	17,00	<*>	1,00	1,60	0,32
2	Руководитель группы	17,00	<*>	1,00	1,30	0,26
3	Инженер I категории	40,00	<*>	1,00	0,90	0,42
4	Инженер II категории	55,00	<*>	1,00	0,75	0,49
	Ведущий научный сотрудник	7,00	<*>	1,00	1,60	0,13
	Научный сотрудник	15,00	<*>	2,00	1,00	0,35
	Итого		85	7		0,28

Расчет стоимости ПИР с применением технологий численного моделирования представлен в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Расчет стоимости ПИР при разработке проекта с привлечением методов численного моделирования

Среднедневная зарплата исполнителей [гр.1/гр.2] руб.	Удельный вес зарплаты в себестоимости - Кз, %	Рентабельность, %	Среднедневная единичная выработка, руб. (гр.3 x (1+гр.5))/гр.4	Продолжительность разработки (дни)	Численность исполнителей (чел)	Коэффициент квалификации (участия)	Стоимость работ, руб. $S=(\text{гр}.6 \times \text{гр}.7 \times \text{гр}.8 \times \text{гр}.9)$
1	2	3	4	5	6	7	8
5701,52	0,40	0,10	15 679,18	85	7,00	0,28	2 630 182,45

На основе полученных расчетов можно сделать вывод о том, что стоимость разработки проектной документации с использованием технологии численного моделирования, например, для зала ледовой арены на 925 071 рублей выше.

6.2 Стоимость корректировки смонтированных систем

При этом, в случае отсутствия работ по численному моделированию в составе ПИР для таких сложных объектов, как залы ледовых арен, помещений бассейнов, атриумов, многофункциональных залов, многосветных вестибюлей и пр. вероятно ситуация, когда при эксплуатации объекта будут иметь место зоны, в которых нарушены требования к параметрам микроклимата. В результате, будет необходимо вносить изменения в уже смонтированные системы, что является дорогостоящим мероприятием.

Недостатки проектных решений можно разделить на два типа:

1. определенной проектом холодильной и отопительной мощности систем достаточно для поддержания в целом требуемых параметров микроклимата. Однако выбор способов и средств воздухораспределения оказался неудачным, что приводит к локальному нарушению требований к параметрам микроклимата в обслуживаемой зоне.

2. проектом была неверно определена холодильная, отопительная мощность, необходимая для объекта. Например, для зала Ледовой арены заниженная холодильная мощность будет иметь место, если неверно определено требуемое значение влагосодержание в объеме зала.

3. Не рациональная система регулирования нагрузок на системы ОВиК для обеспечения нормируемых параметров микроклимата при различном количестве зрителей.

Для первого типа недостатков проектных решений, обнаруженных после введения объекта в эксплуатацию, следует выполнить замену воздухораспределительных устройств и раздающего воздуховода, в который делаются врезки. Необходимость замены раздающего воздуховода связана с тем,

что как правило меняется не только тип воздухораспределительных устройств, но и количество приточных струй (например, при переходе с подачи соплами на подачу через решетки), следовательно, меняются переходы, сечение воздуховодов. В результате на практике проще и менее затратно демонтировать полностью раздающий воздуховод, чем пытаться его частично использовать под новую схему воздухораспределения. При этом магистральные воздуховоды и элементы вытяжной системы, как правило, менять нет необходимости.

Сметная стоимость производства работ по замене воздухораспределительных устройств (с раздающими воздуховодами) представлена в локальной смете 02-01-01 в Приложении В. Результаты расчета сведены в таблице 6.5. Получено, что корректировка схемы воздухораспределения в введенном в эксплуатацию зале ледовой арены приведет к затратам в размере 7 293 290 рублей (без НДС).

Таблица 6.5 – Сметная стоимость работ по замене диффузоров

№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Величина
1	Сметная стоимость	Тыс. руб.	7 293,29
	В т.ч.		
1.1	Строительных работ	Тыс. руб.	1 181,77
1.2	Монтажных работ	Тыс. руб.	6 111,53
2	Средства на оплату труда рабочих	Тыс. руб.	2 623,27
3	Нормативные затраты труда рабочих	Чел.-ч.	6 597,562

Второй тип недостатков проектных решений связан с невозможностью в целом обеспечить требуемые значения температуры, влажности в объеме помещения. Так, для залов ледовых арен, если проектом неверно было определено требуемое влагосодержание в объеме зала, при эксплуатации

помещения не поддерживаются требуемые параметры воздуха над ледовой поверхностью, происходит недопустимое ухудшение качества льда. В этом случае необходимо установить в приточно-вытяжную установку более мощный охладитель (для обеспечения более глубокого охлаждения с осушением), дооснастить ее вторым подогревателем, заменить вентилятор. Либо, что сравнимо по стоимости, полностью менять приточно-вытяжную установку.

Сметная стоимость замены одной приточно-вытяжной установки для зала ледовой арены производительностью 30 000 м³/ч представлена в Таблице 6.4.

Таблица 6.6 – Стоимость замены одной приточно-вытяжной установки

№ п/п	Наименование	Ед. изм.	Величина
1	Сметная стоимость	Тыс. руб.	6 549,32
	В т.ч.		
1.1	Строительных работ	Тыс. руб.	5 518,67
1.2	Монтажных работ	Тыс. руб.	47,06
2	Средства на оплату труда рабочих	Тыс. руб.	159,41
3	Нормативные затраты труда рабочих	Чел.-ч.	353,646

Третий тип недостатков связан с разработкой рациональной схемы регулирования нагрузок на системы ОВиК, что приводит к перерасходу энергоресурсов и может быть устранен при моделировании нестационарной задачи организации воздушного режима.

Таким образом, стоимость корректировки даже одной системы воздухораспределения или замены одной приточно-вытяжной установки составит не менее 6 -7 млн. руб.

Интегральный метод расчета требуемых воздухообменов для общественных зданий большого объема, к сожалению, не позволяет

проанализировать на стадии разработки ПИР пространственное распределение параметров микроклимата, что может приводить к ошибкам при строительстве. Реализация численного моделирования при разработке ПИР позволяет получить не только более корректные данные по воздухообмену, но и проанализировать пространственное распределение параметров микроклимата. По результатам расчета затраты (таблицы 6.2 и 6.4) на разработку ПИР с применением численного моделирования составляют порядка 1 млн. руб., что повышает стоимость разработки ПИР на 33%. Однако, как отмечено выше, корректировка одной системы воздухораспределения или замена одной приточно-вытяжной установки в условиях эксплуатации составит не менее 6 -7 млн. руб., что в 6-7 раз превышает затраты на внедрение численного моделирования.

Однако в случае замены приточно-вытяжных установок на установки с более мощным охладителем, необходимо подвести к установкам большее количество (иногда в разы) холода. Следовательно, надо увеличить мощность системы холодоснабжения. Один из вариантов – добавление холодильных машин. Но как правило, в построенном объекте место для размещения дополнительных холодильных машин не предусмотрено. Поэтому потребуется полностью замена имеющихся машин на новые большей мощности. При этом потребуется добавление трубопроводов от оборудования до хладоцентра при отсутствии дополнительных площадей. Кроме того, так как увеличивается суммарная холодильная мощность вырастает и электропотребление, что потребует дополнительных трансформаторов.

В результате общие затраты при увеличении холодильной мощности приточно-вытяжных установок в разы превышают затраты на замену самих установок.

Поэтому в случае, когда замены требует не только схема воздухораспределения, но и/или сами установки, то, как правило, этого не делают. При этом для того, что избежать проблем с ледовой поверхностью арена не используется для проведения мероприятий до тех пор пока, величина

влагосодержания на улице значительна. Иногда оказывается невозможным проведения ледовых соревнований с мая по сентябрь. То есть 5 месяцев в году.

Для оценки убытков из-за простоя ледовой арены на 15 тысяч мест нужно учитывать несколько факторов, таких как:

1. Доход от продажи билетов – основная часть доходов арены в дни проведения мероприятий.
2. Доход от аренды – возможные аренды для тренировок, репетиций или других мероприятий.
3. Доход от дополнительного сервиса – продажи еды и напитков, аренда оборудования, маркетинг и т.д.
4. Затраты на содержание арены – коммунальные расходы, зарплата сотрудников, техническое обслуживание и другие операционные расходы.

Примерные параметры для расчета:

1. Доход от продажи билетов: Средняя цена билета на мероприятие может варьироваться от 1000 до 3000 и более рублей в зависимости от типа мероприятия. Например, при средней цене билета 1000 рублей, доход от одного мероприятия (например, хоккейный матч или концерт) составит около 15 миллионов рублей (1000 рублей * 15,000 мест).

2. Аренда и дополнительные доходы: В дни простоя арена не может зарабатывать на аренде, хотя, возможно, могут быть доходы от долгосрочных арендаторов или небольших мероприятий.

3. Операционные расходы: Средняя стоимость содержания такой арены (с учетом коммунальных платежей, зарплат и прочего) может составлять от 500 000 до 1 000 000 рублей в месяц при простое. В случае продолжительного простоя доходы сокращаются, но часть расходов продолжают оставаться.

Таким образом, примерно можно оценить убытки в размере от 5 до 20 миллионов рублей в месяц, в зависимости от типа и частоты мероприятий, а также затрат на содержание. Если оценивать в среднем убытки за 5 месяцев простоя ледовой арены обходятся 62,5 миллиона рублей.

Таким образом, включение технологии численного моделирования в ПИР одного объекта позволит сэкономить при:

- недостатках в проекте, связанных с воздухораспределением, 6,5 млн. рублей;
- недостатках в проекте, связанных с неправильно определенной мощностью холодильных систем – более 40 млн. рублей.

В России в последние годы наблюдается активное строительство энергоемких объектов капитального строительства, таких как ледовые арены, театры, бассейны и другие специализированные здания, требующие значительных энергетических ресурсов для эксплуатации. В условиях растущих затрат на энергоресурсы и повышение экологических требований (зеленые стандарты) к энергоэффективности объектов строительства, применение методов численного моделирования позволяет значительно снизить эксплуатационные расходы, что, в свою очередь, способствует сокращению энергопотребления и выбросов углекислого газа.

Мультипликативный эффект от всех вышеперечисленных факторов может привести к общей экономии до 20-30% на протяжении жизненного цикла объекта, включая эксплуатацию, обслуживание и ремонт.

6.3 Выводы по шестой главе

1. Внедрение численного моделирования в ПИР позволяет получить не только более корректные данные по требуемым воздухообменам, выбрать наиболее рациональное решение по организации воздушного режима сложных объектов, но и разработать схемы регулирования нагрузок на системы ОВиК, позволяющие обеспечить нормируемые параметры микроклимата и экологические требования при минимальном расходе энергоресурсов.

2. Ожидаемый экономический эффект от внедрения численного моделирования в практику ПИР по одному объекту ориентировочно составит 7 млн. руб.

3. Внедрение результатов диссертационных исследований в практику разработки ПИР объектов, которые уже эксплуатируются, составило 50 – 70 млн. руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проанализированы известные в литературе методы расчета воздухообменов и воздухораспределения, отмечены недостатки классических методов применительно к расчету сложных течений, формируемых в условиях естественной и вынужденной конвекции при решении задач ОВиК в больших объемах с неоднородной геометрией и наличием источников тепло-, влаго- и газовыделений.

2. Проработаны теоретические основы гидродинамики и вычислительной математики, необходимые для разработки моделей для расчета воздухообменов и воздухораспределения общественных объектов с большим количеством зрителей.

3. Выполнен анализ применимости известных моделей турбулентности для замыкания уравнений Навье-Стокса, показано их влияние на точность результатов расчёта распределения параметров микроклимата в турбулентных потоках.

4. Обоснована необходимость при решении задач ОВиК для объектов с тепловыделениями, особенно при наличии светопрозрачных фасадов, учитывать радиационный теплообмен. Показано, что не учет радиационного теплообмена в математической модели приводит к существенным (10-50% в зависимости от задачи) ошибкам в определении параметров микроклимата.

5. Разработана математическая модель, учитывающая воздействие человека (в статическом и динамическом режимах) на характеристики потоков при расчете воздухораспределения, обоснованы необходимые и достаточные условия его геометрической детализации, сформулированы граничные условия, учитывающие влияние большого количества людей на формирование воздушных потоков, предложен метод оценки теплового комфорта с использованием функции комфортности PMV, предложенной О. Фангером.

6. На базе многочисленных численных исследований создана классификация условий формирования параметров микроклимата в помещениях общественных зданий, реализованная в комплексе математических моделей, который позволяет на стадии проектных решений прогнозировать характер 3D распределений параметров микроклимата и концентраций CO_2 , корректировать нагрузку на системы ОВиК, обеспечив рациональное использование энергоресурсов.

7. Предложены рекомендации по использованию разработанных моделей для численных расчетов задач определения воздухообменов и воздухораспределения различных объектов.

8. Для классических схем вентиляционных течений при сохранении расчетных схем воздухораспределения получено совпадение результатов расчета воздухообмена с использованием классических методов и методов численного моделирования. Расхождение результатов составляет 4-6 %.

9. Обоснованы применимость и достоверность результатов численных расчетов воздухообмена и воздухораспределения (с учетом радиационной составляющей) при сравнении с данными натурального эксперимента, выполненного в чаше ледовой арены г. Сочи, расхождение результатов не превышает 10 %.

10. Продемонстрировано применение разработанных моделей для расчета воздухообменов и воздухораспределения общественных зданий большого объема: крытых ледовых арен, зрительных залов, бассейнов и др.

11. На основе выполненных численных расчетов 5 ледовых арен получены коэффициенты воздухообмена для ярусов трибун при различных схемах подачи приточного воздуха, значения которых соответствуют диапазонам по температуре $k_t = 1 - 3,2$, по концентрации CO_2 $k_{\text{CO}_2} = 1 - 2,1$, по влагосодержанию $k_d = 1 - 2.2$.

12. На основе выполненных численных расчетов для 4 зрительных залов получено, что коэффициенты воздухообмена k_t и k_{CO_2} зависят от конкретной

схемы воздухораспределения, однако, эта зависимость существенно меньше при перемешивающей вентиляции, чем для вытесняющей.

13. По результатам расчёта для ледовых арен и зрительных залов получены обобщенные зависимости в безразмерных величинах для вертикальных распределений температуры, выполнен статистический анализ полученных результатов.

14. Проанализирован с применением метода численного расчета предложенный автором способ радиационного охлаждения помещения (холодный потолок), который запатентован и был реализован на практике в СПбГАСУ в аудитории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

15. Показано на примерах, что численный метод расчета параметров микроклимата общественных зданий со сложными циркуляционными течениями, которые характерны для таких объектов как театры, бассейны, ледовые арены, атриумы позволяет скорректировать проектное решение по воздухообмену и воздухораспределению, обеспечив требуемые параметры микроклимата, а также корректно определить необходимую мощность вентиляционных и холодильных установок.

16. Обосновано, что использование численных методов решения дифференциальных трехмерных уравнений Навье-Стокса для расчета и проектирования систем ОВиК следует рассматривать как дальнейшее развитие классических интегральных подходов.

17. Выполнен экономический расчет. Показано, что при внедрении в ПИР численного моделирования стоимость разработки проекта увеличивается в среднем на 1 млн. руб. Корректировка работы 1 системы воздухораспределения составляет не менее 6 млн. руб.

18. Результаты диссертационных исследований были внедрены в практику разработки ПИР объектов, которые уже эксплуатируются, получено 12 актов внедрения. Ориентировочно экономия средств, связанная с исправлением дефектов проектирования, при эксплуатации объектов составит 50 - 70 млн. руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй / Г. Н. Абрамович. – Москва: Физматгиз, 1960. — 715 с..
2. Авдеева Т. П. Воздухораспределение динамически неустойчивыми потоками: Автореф. дисс. д-ра техн. наук по спец. 05.23.03 / Т. П. Авдеева. — Санкт-Петербург, 2001. - 37 с.
3. Акинчев Н. В. Общеобменная вентиляция цехов с тепловыделениями / Н. В. Акинчев. – Москва: Стройиздат, 1984. – 144 с.
4. Акинчев Н. В. Определение температуры уходящего воздуха в горячих цехах при расчете аэрации: Автореф. дис...канд. техн. наук / Н. В. Акинчев. – Москва, 1959. – 18 с.
5. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Учебное пособие / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин, и др. – Москва: Арина, 2000. – 416 с.
6. Анисимов С. М. Решение задачи турбулентного переноса импульса, тепла, примеси в объеме «чаши» Ледовой Арены / С. М. Анисимов, Д. М. Денисихина, В. И. Полушкин // Вестник гражданских инженеров. – 2012. – № 5(34). – 149 – 155 с.
7. Батурич В.В. Основы промышленной вентиляции / В.В. Батурич. – Москва: Профиз-дат, 1965. – 608 с.
8. Батурич В. В. Циркуляция воздуха в помещении в зависимости от расположение приточных и вытяжных отверстий / В. В. Батурич, В. В. Ханжонков // Отопление и вентиляция. – 1939. - № 4 - 5. – С. 29 - 33.
9. Батурич В. В. Воздушные завесы / В. В. Батурич, И. А. Шепелев // Отопление и вентиляция. – 1936. – №5. – С. 11 - 21.
10. Батурич В. В. Циркуляция воздуха в вентилируемых помещениях / В. В. Батурич, В. И. Ханжонков // Современные вопросы вентиляции. – Москва-Ленинград: Стройиздат, 1941. – С. 55-71.

11. Батурин В. В. Аэрация промышленных зданий / В. В. Батурин, В. М. Эльтерман - Москва: Госстройиздат, 1963. – 320 с.
12. Бахарев, В. А. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха / В. А. Бахарев, В. Н. Трояновский. – Москва: Профиздат, 1958. – 215 с.
13. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) / В. Н. Богословский. – Москва: Высшая школа, 1982. – 415 с.
14. Патент № 2495333 С2 Российская Федерация, МПК F24F 7/02. Отопительно-охлаждающее потолочное устройство : № 2011152436/12: заявл. 21.12.2011: опубл. 10.10.2013 / В. С. Бурцева, Д. М. Денисихина, Д. В. Королев ; заявитель Закрытое Акционерное Общество «Бюро техники».
15. Бутаков С. Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции / С. Е. Бутаков. – Москва, 1949. – 228 с.
16. Бутаков С. Е. Основы вентиляции горячих цехов. / С. Е. Бутаков. – Свердловск: Metallurgizdat. – 1962. – 288 с.
17. Валидация компьютерной модели течения в вытяжном и приточном симметричных вентиляционных тройниках / А. М. Зиганшин, Г. Р. Сафиуллина, С. В. Еремина, А. А. Гайфуллин // Известия КГАСУ. - 2021. - № 1 (55). - С. 58–70.
18. Воздухораспределение в помещениях: классификация систем // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. - 2009. - №3. - С. 46–57.
19. Воздухораспределители компании "Арктос": Указания по расчёту и практическому применению. - Издание пятое. - 2008. - С. 218.
20. Волков А. А. Особенности распределения воздуха в системах вентиляции зрительных залов / А. А. Волков, И. С. Марголина, А. А. Бородкин // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. - 2010. - № 2. - С. 54-59.
21. Вулис Л. А. Исследование сложных турбулентных струйных течений / Л. А. Вулис, В. П. Кашкаров, Т. П. Леонтьев // Исслед. физ. основ рабочего процесса топок и печей. - Алма-Ата, 1957. – С. 7-14.

22. Вулис Л. А. Теория струй вязкой жидкости / Л. А. Вулис, В. П. Кашкаров. – Москва : Наука, 1965. - 431 с.
23. Вытесняющая вентиляция в непроизводственных зданиях / Х. Скистад, Э. Мундт, П. Нильсен, К. Хагстрем, Н. Райдио. – Москва : АВОК-ПРЕСС, 2006. - 105 с
24. Ганес И. Л. Математическое планирование экспериментального исследования способов воздухообмена в промышленных зданиях / И. Л. Ганес, О. Н. Груздев, И. Л. Лещинская; ВНИИГС // Тр. Ин-та – Ленинград, 1976. – Вып. 42. – С. 20-28.
25. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
26. ГОСТ 12.3.018-79. Система стандартов безопасности труда. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний. – Москва: Стандартиформ, 2025. – 11 с.
27. ГОСТ 32548-2023 «Вентиляция зданий. Воздухораспределительные устройства. Общие технические условия». – Изд. офиц. – Москва Российский институт стандартизации, 2024. – 15 с.
28. ГОСТ 30494–2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях». - Изд. офиц. – Москва : Стандартиформ, 2013. – 11 с.
29. ГОСТ Р ЕН 12238-2012. Вентиляция зданий. Воздухораспределительные устройства. Аэродинамические испытания и оценка применения для перемешивающей вентиляции. - Москва: Стандартиформ, 2013. - 39 с.
30. ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Эргономика термальной среды. Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчета показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта. - Москва: Стандартиформ, 2011. - 48 с.

31. Гримитлин А. М. Влияние организации воздухообмена на потребление тепла и холода вентиляционными системами / А. М. Гримитлин // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1979. – №9. – С. 101-106.
32. Гримитлин А. М. Исследование способов воздухораспределения и их влияния на технологические показатели систем вентиляции и воздушного отопления: дис. ... канд. техн. наук 05.23.03 / А. М. Гримитлин. – Ленинград, 1980. – 224 с.
33. Гримитлин М. И. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных предприятий. - 2-е изд. / М. И. Гримитлин, Г.М. Позин, О.Н. Тимофеева [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1993. - 288 с.
34. Гримитлин М. И. Вертикальные сильно неизотермические струи // Теория и расчет вентиляционных струй / М. И. Гримитлин. – Ленинград, 1965. – С. 266-291.
35. Гримитлин М. И. Закономерности развития и расчет вентиляционных струй / М. И. Гримитлин // Теория и расчет вентиляционных струй. – Ленинград, 1965. – С. 27-56.
36. Гримитлин М. И. Определение параметров струй, развивающихся в ограниченном пространстве по тупиковой и проточной схемам / М. И. Гримитлин, Г. М. Позин // Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. - 1973. - Вып. 91. - С. 12-17.
37. Гримитлин М. И. Основы распределения приточного воздуха в вентилируемых помещениях: Дис...д-ра техн. наук / М. И. Гримитлин. – Ленинград, 1974. – 383 с.
38. Гримитлин М. И. Распределение воздуха в помещениях. - 3-е изд. / М. И. Гримитлин. – Санкт - Петербург: АВОК Северо-Запад, 2004. - 320 с.
39. Грицкевич М. С. Встроенный метод крупных вихрей с использованием объемного источника турбулентных пульсаций / М. С. Грицкевич, А. В. Гарбарук // Научно-технические ведомости СПбГПУ- 2012. - Т. 1(141). - С. 27–36.

40. Гухман, А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена / А. А. Гухман. – Москва : Машиностроение, 1974. – 304 с.
41. Дацюк, Т. А. Моделирование процессов вентиляции / Т. А. Дацюк, А. В. Сауц, Б. Н. Юрманов, В. Р. Таурит // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 5. – С. 78.
42. Дацюк Т. А. Моделирование рассеивания вентиляционных выбросов: Дис.... д-ра техн. наук / Т. А. Дацюк. – Санкт – Петербург : СПб ГАСУ, 2000. - 296 с.
43. Дацюк, Т. А. Моделирование тепловлажностного режима при проектировании зданий / Т. А. Дацюк, А. М. Гримитлин // Вестник гражданских инженеров. - 2013. - № 3 (38). - С. 117–121.
44. Дацюк, Т. А. Результаты моделирования микроклимата жилых помещений при различных типах отопительных приборов / Т. А. Дацюк, Ю. П. Ивлев, В. А. Пухкал // Инженерно-строительный журнал. – 2013. – № 6(41). – С. 12-21.
45. Денисихина, Д. М. Изменение параметров микроклимата в течение хоккейного матча в зале крытой ледовой арены / Д. М. Денисихина, С. В. Русаков // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2019. – № 6. – С. 26-37.
46. Денисихина, Д. М. Исследование различных схем воздухораспределения ледовых арен / Д. М. Денисихина // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2015. – № 5(677). – С. 38-48.
47. Денисихина, Д. М. Конвективно-радиационный теплообмен человека в задачах математического моделирования распределенных параметров микроклимата в помещениях / Д. М. Денисихина // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2014. – № 38(57). – С. 143-150.
48. Денисихина, Д. М. Модель человека в задачах расчета распределенных параметров микроклимата в помещении / Д. М. Денисихина //

Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2015. – № 2(32). – С. 192-199.

49. Денисихина, Д. М. Особенности численного моделирования поведения воздушных потоков в объемах концертных и театральных залов / Д. М. Денисихина // Интернет-журнал Науковедение. – 2014. – № 3(22). – С. 98.

50. Денисихина, Д. М. Оценка теплового комфорта в помещениях на основе анализа результатов математического моделирования / Д. М. Денисихина // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2015. – № 3(50). – С. 183-193.

51. Денисихина, Д. М. Расчет воздухообмена и воздухораспределения в объеме зрительных залов театров / Д. М. Денисихина, В. К. Аверьянов, А. В. Цыганков // Промышленное и гражданское строительство. – 2024. – № 3. – С. 23-28.

52. Денисихина, Д. М. Расчет коэффициента воздухообмена методами математического моделирования параметров микроклимата / Д. М. Денисихина // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2023. – № 4(66). – С. 337-345.

53. Денисихина, Д. М. Численное исследование закономерностей распределения CO₂ в общественных зданиях / Д. М. Денисихина // Инновации и инвестиции. – 2023. – № 5. – С. 368-372.

54. Денисихина, Д. М. Численное исследование нового способа кондиционирования помещений / Д. М. Денисихина // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. – С. 15.

55. Денисихина, Д. М. Численное исследование работы системы напольного водяного охлаждения / Д. М. Денисихина // Вестник Евразийской науки. – 2024. – Т. 16, № 3. – С. 52.

56. Денисихина Д. М. Численное моделирование автоколебательных вентиляционных течений: Дисс. канд. физ.-мат. наук по спец. 01.02.05 / Д. М. Денисихина. — Санкт-Петербург, 2005. - 135 с.

57. Денисихина, Д. М. Численное моделирование истечения из современных воздухораспределительных устройств / Д. М. Денисихина, Ю. В. Иванова, В. В. Мокров // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 2(49). – С. 200.
58. Денисихина, Д. М. Численное моделирование неизотермических турбулентных течений в помещениях плавательных бассейнов / Д. М. Денисихина // Вестник гражданских инженеров. – 2014. – № 3(44). – С. 189-194.
59. Дерюгин В. В. Исследование вопросов вентиляции двухэтажных корпусов электролиза алюминия: Автореф.дис...канд. техн. наук / В. В. Дерюгин. – Ленинград, 1966. – 25 с.
60. Дерюгин В. В. Распределение концентраций газов в рабочей зоне при сосредоточенной подаче приточного воздуха / В. В. Дерюгин, Л. Е. Шувалова // Исследование в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Сборник трудов. - Ленинград, 1971. – № 66. – С. 65-75.
61. Дударев А. А. Микроклиматический комфорт и воздухораспределение: несколько шагов навстречу / А. А. Дударев, А. Г. Сотников // Инженерные системы. - 2013. - №1. - С.16-23.
62. Зиганшин А. М. Вихревая вентиляция. Профилированные элементы систем вентиляции сниженной энергоемкости / А. М. Зиганшин, К. И. Логачев. – Ижевск : Ижевский институт компьютерных исследований, 2022. – 288 с.
63. Зиганшин А. М. Совершенствование методов расчета и конструирования механических систем вентиляции сниженной энергоёмкости: Дис.... докт. техн. наук / А. М. Зиганшин. - Белгород : БГТУ им. В.Г. Шухова, 2021. - 420 с.
64. Зиганшин, А. М. Численное моделирование течения в профилированном вентиляционном тройнике на слияние / А. М. Зиганшин, Л. Н. Бадыкова // Известия ВУЗов. Строительство. - 2017. - № 6. - С. 41–48.
65. Иванов Ю. В. Исследование струевых течений в сводном и ограниченном покое: Автореф. докт. дис. / Ю. В. Иванов. – Москва, 1958. – 12 с.
66. Идельчик И. Е. Аэродинамика промышленных аппаратов / И. Е. Идельчик. – Москва: Энергогиз, 1964. - 287 с.

67. Исследование различных способов воздухообмена в производственных помещениях: Сб. науч. тр. – Москва, – 1975. – 109 с.
68. Кленов В. Б. Фильтрация жидкостей через слой деформируемого текстильного материала / В. Б. Кленов. – Москва: Легкая индустрия, 1972. – 88 с.
69. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин. — Москва: Издательство физико-математической литературы, 2003. — 272 с.
70. Кочарьянц, К. В. Исследование зависимости скорости потока в обратном течении от типа приточного устройства / К. В. Кочарьянц // Фундаментальные исследования. – 2017. – № 4-1. – С. 39-43.
71. Кочарьянц К. В. Совершенствование методов расчета воздухораспределения в помещениях стесненными струями: Дис... канд. техн. наук / К. В. Кочарьянц. - Санкт-Петербург: СПб ГАСУ, 2018. - 168 с.
72. Кочарьянц К.В. Численное моделирование воздухораспределения вверными настилающимися струями. Выбор модели турбулентности / К. В. Кочарьянц // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 4(57). – С. 128-133.
73. Красс М. С. Радиационная теплофизика снега и льда / М. С. Красс, В. Г. Мерзликин // Ленинград: Гидрометеиздат, 1990. - 260 с.
74. Кувшинов Ю. Я. Панельно-лучистое охлаждение помещений / Ю. Я. Кувшинов, Д. Н. Зинченко, С. Г. Булкин // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК, 2007. - № 5. - С. 8-14.
75. Кудрявцев Е. В. Моделирование вентиляционных систем / Е. В. Кудрявцев – Москва – Ленинград: Госстройиздат, 1950. – 192 с.
76. Лапин Ю. В. Внутренние течения газовых смесей / Ю. В. Лапин, М. Х. Стрелец; Гл. ред. Физ.-мат. Лит. – Москва : Наука, 1989. – 368 с.
77. Лейбензон Л. С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде / Л. С. Лейбензон – Москва : Гостехиздат, 1947. – 241 с.
78. Лойцянский Л. Г. Распространение закрученной струи в безграничном пространстве, затопленном той же жидкостью / Л. Г. Лойцянский

// Прикладная математика и механика. - 1953. - Том XVII. - Вып. I. - С. 3-16.

79. Ляховский Д. Н. Турбулентная диффузия в факеле. // Советское котлотурбостроение / Д. Н. Ляховский, С. Н. Сыркин. – 1936. – №9. – С. 5-9.

80. Ляховский Д. Н. Турбулентность и перемешивание воздушных струй / Д. Н. Ляховский // Теория и расчет вентиляционных струй. – Ленинград: ЛИОТ, 1965. – С. 107-135.

81. Майоров В. А. Оконные стекла – состояние и перспективы / В. А. Майоров // Оптика и спектроскопия. - 2018. - Т. 124. - №4. - С. 559-573.

82. Майоров В. А. Оптика и спектроскопия / В. А. Майоров. – 2018. - Том 124. - Вып. 4. - С. 559-573.

83. Максимов Г. А. О температурном градиенте / Г. А. Максимов // Исследования по санитарной технике: Тезисы докладов XIX научной конференции ЛИСИ. – Вып. 31. – Ленинград – Москва : Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре строительным материалам, 1959. - С. 33 - 45.

84. Махов Л. М. Отопление: Учеб. для вузов / Л. М. Махов. – Москва: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2014. – 400 с.

85. Методика определения стоимости работ по подготовке проектной документации : утверждена Приказом Минстроя РФ от 1 октября 2021 г. №707/пр.; вступил в силу 11 января 2022 года. – Москва, 2023. – 14 с.

86. Монин А. С. Статистическая гидромеханика. Теория турбулентности. - Том 1 / А. С. Монин, А. М. Яглом. — Санкт-Петербург: Гидрометеиздат, 1992. — 694 с.

87. Наумов А. Л. Критерий эффективности систем вентиляции / А. Л. Наумов, Д. В. Капко // АВОК. – 2015. – №1. – С. 12-17.

88. Никулин Д. А. Математическая модель и результаты расчетов нестационарного теплообмена при естественной конвекции в бинарных газовых смесях с произвольным отношением плотностей. Тепломассообмен : VI : Тез.

докл. Всесоюзн. Конф. - Т. 1 / Д. А. Никулин, М. Х. Стрелец. – 1980. – С. 114 - 118.

89. Панкратов В. В. Особенности климатизации ледовых арен / В. В. Панкратов, Н. В. Шилкин // АВОК. - 2009. - №8. - С. 24 - 36.

90. Поз М. Я. Повышение эффективности энергосберегающих технологий систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Дисс. на соискание учен. степени д-ра техн. наук (рукопись) / М. Я. Поз. - Москва, 1989. - 478 с.

91. Поз М. Я. Расчет параметров воздушных потоков в вентилируемом помещении на основе “склейки” течений / М. Я. Поз, Р. Д. Кац, А. И. Кудрявцев // Воздухораспределение в вентилируемых помещениях зданий. - Москва, 1984. С. 26-51.

92. Поз М. Я. Турбулентные и усредненные параметры воздушных потоков в помещении, вентилируемом плоскими настилающими струями / М. Я. Поз, Ю. Е. Геренрат // Воздухораспределение в вентилируемых помещениях: Сб. трудов МНИИТЭП. – Москва, 1984. - С. 52-75.

93. Позин Г. М. К вопросу математического моделирования тепловоздушных процессов в помещениях с источниками теплоты / Г. М. Позин, В. М. Уляшева // Изв. вузов. Строительство. - 2008. - № 9. - С. 52-57.

94. Позин Г. М. Новый подход к оценке эффективности воздухообмена / Г. М. Позин // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4. – С. 95.

95. Позин Г. М. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией: Методические рекомендации / Г. М. Позин; ВНИИОТ: ВЦСПС. - Ленинград, 1983. - 59 с.

96. Позин Г. М. Основы расчета тепловоздушного режима производственных помещений с механической вентиляцией : диссертация ... доктора технических наук : 05.23.03 / Г. М. Позин. - Ленинград, 1990. - 508 с.

97. Позин Г. М. Принцип совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения / Г. М. Позин // Научные проблемы охраны труда на

современном этапе: Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЧСЛС. - Москва : Профиздат, 1984. - С. 43-46.

98. Позин Г. М. Расчет воздухообмена и воздухораспределения на ЭВМ / Г. М. Позин // Межотраслевые вопросы безопасности труда: Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЦСПС. – Москва : Профиздат, 1984. - С. 13.

99. Полушкин В. И. Исследование вертикальных неизотермических струй. Санитарная техника / В. И. Полушкин // Краткие содержания докладов к ХХУТ научн. конф. ЛИСИ. - Ленинград: ЛИСИ, 1968. - С. 115-118.

100. Полушкин В. И. Научные основы разработки воздухораспределительных узлов машин и аппаратов производств химических нитей и волокон: диссертация ... доктора технических наук : 05.02.13, 05.23.03 / В. И. Полушкин. - Ленинград, 1984. - 491 с.

101. Полушкин В. И. Основы аэродинамики воздухораспределения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / В. И. Полушкин. - Ленинград: изд. Ленинградского университета, 1978. – 135 с.

102. Полушкин В. И. Расчет струй, вытекающих из перфорированной решетки / В. И. Полушкин // Вопросы проектирования и монтажа систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Труды ВНИИГС. – Ленинград - Москва : Стройиздат. [Ленингр. отд-ние], 1965. – Вып. 23. - С. 54 - 62.

103. Полушкин В. И. Слияние струй, вытекающих из отверстий перфорированной решетки / В. И. Полушкин // Водоснабжение и санитарная техника – 1965. – №8. – С. 11-14.

104. Пончек М. И. Подача нагретого воздуха наклонными струями / М. И. Пончек, А. М. Живов, Л. С. Виноградский; ЦИНИС Госстроя СССР // Санитарная техника. Инженерное оборудование зданий. – 1979. – Вып. II. - С. 8-10. – (Серия 9/ М).

105. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91. Расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещения. – Москва, 1993. – 42 с.

106. Посохин В. Н. Аэродинамика вентиляции / В. Н. Посохин. - Москва: АВОК-ПРЕСС, 2008. - 214 с.
107. Потолочное панельное охлаждение помещений // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. 2001. - №3. - С. 30-36.
108. Рекомендации АВОК № 7.5-2020 "Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах. Нормы проектирования" № 7.5.- 2020 // Авок-пресс, 2020. – 24 с.
109. Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения: АЗ-669 // ГПИ Сантехпроект. – Москва, 1979. – 68 с.
110. Рекомендации по испытанию и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха / Р НОСТРОЙ 2.15.3-2011; Национальное объединение строителей. – Москва, 2011. – 225 с.
111. Ретах В. С. Исследование течения воздуха и распределения тепла при прямооточной вентиляции крупных производственных корпусов на основе численного решения уравнений Навье-Стокса / В. С. Ретах, Е. Н. Корнеева; ЦНИИпромзданий // Очистка воздуха в промышленных зданиях: Тр. Ин-та – Москва, 1980. – С. 54-71.
112. Ретах В. С. Сравнение моделей турбулентности для исследования течения воздуха при прямооточной вентиляции / В. С. Ретах, Е. Н. Корнеева; ЦНИИпромзданий // Науч. Исследования в области применения математ. методов и ЭВМ для решения задач строительства: Сб. науч. тр. – Москва, 1982. –С. 122-132.
113. Ритшель Г. Руководство к расчету и проектированию систем вентиляций и отоплений. В 2 т. / Пер. с нем. Г. Ритшель. – Москва, 1906. – Т. I. – 493 с.
114. Руководство по отоплению и вентиляции Г. Ритшеля: Справочная и учебная книга для архитекторов и инженеров: В 2 т. – Москва –Ленинград: Госиздат, 1928. – Т. 2. – 224 с.

115. Русаков С. В. К расчету тепловых и влажностных нагрузок ледовых катков. Нагрузка от радиационного переноса теплоты / С. В. Русаков // Научный журнал НИУ ИТМО. – №1. – 2014.

116. Рымкевич А. А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха / Рымкевич А. А. – Изд. 1. - Москва: Стройиздат, 1990. – 300 с.

117. Садовская Н. Н. Исследование циркуляции воздушных потоков при отоплении и вентиляции помещений путём сосредоточенной подачи воздуха: Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук / Н. Н. Садовская. - Ленинград, 1950. – 12 с.

118. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания : 1.2. Общие вопросы. Гигиена, токсикология, санитария: СанПиН 1.2.3685-21 / Разработаны Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека. – Изд. офиц. – Москва : Роспотребнадзор, 2022. – 667 [1] с.

119. Сорокин Н. С. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных фабриках / Н. С. Сорокин. – Москва : Легкая индустрия, 1965. - 344 с.

120. Сорокин Н. С. Вопросы проектирования и эксплуатации систем воздухообмена на текстильных фабриках / Н. С. Сорокин. – Москва : Профиздат, 1954. – 88 с.

121. Сотников А. Г. Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции / А. Г. Сотников. – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 240 с.

122. Сотников А. Современные СКВ и СВ зданий как объекты проектирования, строительства и эксплуатации // Опыт использования : сетевой журн. - 2017. - Режим доступа : <https://cad.ru/blog/opyt-ispolzovaniya/sovremennye-skv-i-sv-zdaniy-kak-obekty-proektirovaniya-stroitelstva-i-ekspluatatsii/>. – Загл. С экрана (дата обращения : 20.02.2025).

123. Сотников А. Г. Можно ли эффективно снижать воздухообмен и капитальные затраты? Да! / А. Г. Сотников, М. В. Иванов. – Санкт-Петербург : Мир стройиндустрии. - № 17. - 2003.

124. СП 50.13330.2024. «СНиП 23-02-2003 : Тепловая защита зданий»: утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 15 мая 2024 г. № 327/пр.; введен в действие с 16 июня 2024 г. – Москва, 2024. – 93 с.

125. СП 54.13330.2022. «СНиП 31-01-2003: Здания жилые многоквартирные»: утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 13 мая 2022 г. № 361/пр.; введен в действие с 14 июня 2022 г. — Москва : Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2022. — 60 с.

126. СП 56.13330.2021. «СНиП 31-03-2001 : Строительные нормы и правила. Производственные здания»: утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации (Минстрой России) от 27 декабря 2021 г. N 1024/пр.; введен в действие с 28 января 2022 г. — Москва : Госстрой России, 2001. — 60 с.

127. СП 60.13330.2020. «СНиП 41-01-2003 : Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха " : утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 30 декабря 2020 г. N 921/пр.; введен в действие с 1 июля 2021 г. - Москва : Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2020. — 116 с.

128. СП 118.13330.2022. «СНиП 31-06-2009. Свод правил. Общественные здания и сооружения» : утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от «19» мая 2022 г. № 389/пр.; введен в действие с «20» июня 2022 г.— Москва : Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2022. — 57 с.

129. СП 332.1325800.2017. Спортивные сооружения. Правила проектирования : утвержден Приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации (Минстрой России) от 14 ноября 2017 г. № 1536/пр. ; введен в действие с 15 мая 2018 г. — Москва : Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2017. — 147 с.

130. СП 370.1325800.2017. Устройства солнцезащитные зданий. Правила проектирования : утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 5 декабря 2017 г. N 1615/пр. ; введен в действие с 6 июня 2018 г. — Москва : Издательство стандартов, 2017. — 68 с.

131. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства / Под ред. И. Г. Старовойта. – 2-е изд., перераб. и доп. В 2 частях. – Москва : Стройиздат, 1977. – Ч. II. : Вентиляция и кондиционирование воздуха. – 503 с.

132. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства : в 3 частях . Ч. 3. : Вентиляция и кондиционирование воздуха, книга 2 / Под ред. к.т.н. Н. Н. Павлова [и др.]. - 1992. - 319 с.

133. Сравнительная оценка эффективности вариантов способов организации воздухообмена в помещениях с тепловыделениями / И. Л. Ганес, А. И. Быкова, И. Л. Лещинская, А. Г. Яшкуль // Сб. науч. тр. ВНИИГС. – Ленинград, 1985. – С. 3-13.

134. Старкова Л. Г. Численное моделирование аэрации цеха горячей прокатки / Л. Г. Старкова, Т. А. Дацюк, В. М. Уляшева // Вестник гражданских инженеров. - 2022. - № 5 (94). - С. 76-82.

135. Стриженов С. И. Современное состояние вопроса о распределении температуры воздуха в производственных помещениях / С. И. Стриженов, А. Н. Пичков; НИИСТ // Отопление и вентиляция промышленных и сельскохозяйственных зданий: Сб. – Москва, 1965. – №16. – С. 6-17.

136. Табунщиков, Ю. А. Расчет защиты воздушной струей внутренней поверхности ограждающей конструкции от выпадения конденсата / Ю. А. Табунщиков // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. - 2024. - №4. - С. 42–48.

137. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции / В. Н. Талиев – Москва : Стройиздат, 1979. - 295 с.

138. Талиев В. Н. Движение воздуха в ограниченном пространстве (расчет температуры уходящего воздуха и воздуха в рабочей зоне при аэрации зданий) / В. Н. Талиев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1996. – №5. – С. 19-22.

139. Талиев В.Н. Экспериментальная проверка различных формул осевой скорости свободной изотермической струи круглого сечения / В. Н. Талиев // «Теория и расчет вентиляционных струй»: сб. – Ленинград : ЛИОТ, 1965. - С. 56-69.

140. Тарнопольский М. Д. Общее движение воздуха в вентилируемом помещении при струйной подаче (плоская задача) / М. Д. Тарнопольский // «Кондиционирование воздуха»: сб. трудов НИИ Сантехники. – Москва : Стройиздат, 1966. – №18 – С. 179-185.

141. Таурит В. Р. Выбор параметров для расчета вытесняющей вентиляции нового поколения с высоким качеством воздуха в зоне пребывания людей / В. Р. Таурит, Н. А. Кораблева // Вестник гражданских инженеров. – 2017. – № 3(62). – С. 166-170.

142. Таурит, В. Р. Исследование турбулентных воздушных течений в вентилируемом помещении методом численного моделирования / В. Р. Таурит, Н. А. Кораблева // Вестник гражданских инженеров. – 2013. – № 2(37). – С. 157-161.

143. Таурит В. Р. Численное исследование вытесняющей вентиляции в непроизводственных помещениях с массовым скоплением людей / В. Р. Таурит, Н. А. Кораблева // Вестник гражданских инженеров. - 2014. - № 2 (43). - С. 103–109.

144. Таурит, В. Р. Численное исследование соответствия концентрации CO₂ в зоне пребывания людей природному воздуху при оборудовании помещения вытесняющей вентиляцией нового поколения / В. Р. Таурит, Н. А. Кораблева // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 2(55). – С. 158-162.

145. Тетеревников В. Н. Моделирование вентиляции помещений с конвективными тепловыделениями: Автореф.дис...канд.техн. наук. / В. Н. Тетеревников – Ленинград, 1949. – 14 с.

146. Тимофеева Е. И. Экологический мониторинг параметров микроклимата / Е. И. Тимофеева, Г. В. Федорович. – Москва : НТМ-Защита, 2005 - 212 с.

147. Указания по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий: СН 7-57 / Госстрой СССР. – 2-е изд. – Москва, 1958. – 135 с.

148. Уляшева В. М. Исследование пространственного распределения параметров микроклимата в помещениях с источниками тепловыделений / В. М. Уляшева // Приволжский научный журнал. – 2013. – № 2 (26). – С. 26-30.

149. Уляшева В. М. О корректности численного моделирования вентиляционных процессов / В. М. Уляшева // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2012. – № 11-12 (647-648). – С. 79-83.

150. Уляшева В. М. О применимости балансового метода при исследованиях тепловоздушных процессов в помещениях с источниками теплоты / В. М. Уляшева // Изв. вузов. Строительство. - 2009. - № 7. - С. 27-33.

151. Уляшева В. М. Численное моделирование вентиляционных процессов в сварочном цехе / В. М. Уляшева, С. М. Анисимов, А. Н. Шамколович // Вестник гражданских инженеров. – 2019. – № 3 (74). – С. 118–124.

152. Уляшева В. М. Численное моделирование воздушных потоков в кондиционируемом помещении / В. М. Уляшева, М. А. Канев // Известия вузов. Строительство. – 2014. – № 9–10. – С. 65–70.

153. Успенская Л. Б. Математическая статистика в вентиляционной технике / Л. Б. Успенская. – Москва: Стройиздат, 1980. – 108 с.

154. Успенская Л. Б. Оценка микроклимата производственных помещений на базе системно-вероятностной методологии / Л. Б. Успенская; ВНИИГС // Индустриальные отопит. - вент. и сан.-техн. системы и технология их монтажа: Сб. науч. тр. – Ленинград, 1985. – С. 45-52.

155. Федорович Г. В. Параметры микроклимата, обеспечивающие комфортные условия труда / Г. В. Федорович // Безопасность и охрана труда. - 2010. - №1. - С. 75.

156. Фриш У. Турбулентность: наследие А. Н. Колмогорова: пер. с англ. / У. Фриш. - Москва: ФАЗИС, 1998. - 346 с.

157. Фрухт И. А. Условия формирования температурного поля в производственных помещениях с источниками тепла, размещенными неравномерно по площади пола / И. А. Фрухт, С. Ю. Диденко // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1960. – № 2. – С. 127-131.

158. Харитонов В. П. Проектирование систем вентиляции для закрытых бассейнов в коттеджах // АВОК: сетевой журн. - 2007. - №6. - URL: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3717, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения: 21.02.2025).

159. Холодова Г. И. Исследование и разработка эффективной вентиляции плавильных отделений электросталеплавильных цехов: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук. (05.23.03) / Г. И. Холодова; Волгогр. ин-т инженеров гор. хоз-ва. - Волгоград : [б. и.], 1973.

160. Чельшев А. И. Исследование закономерности изменения температуры воздуха по высоте вентилируемого помещения с источниками тепловыделений / А. И. Чельшев // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1975. – №10. – С. 122-127.

161. Численное моделирование автоколебаний турбулентной струи, истекающей в прямоугольную полость / Д. М. Денисихина, И. А. Бассина, Д. А. Никулин, М. Х. Стрелец // ТВТ. - 2005. - Том 43. - № 4. - С. 568-579.

162. Численное моделирование воздушного потока в аспирационной воронке с выравнивающим устройством / А. Б. Гольцов, К.И. Логачев, О.А. Аверкова [и др.] // Известия вузов. Строительство. – 2024. – №7. – С. 64-75.

163. Численное моделирование распространения пламени по дискретной совокупности горючих материалов / Е. С. Маркус, А. Ю. Снегирев, Е. А. Кузнецов, Л. Т. Танклевский, А. В. Аракчеев // Пожаровзрывобезопасность. – 2019. – №4. – С. 29-40.

164. Шейдеггер А. Е. Физика течения жидкостей в пористой среде / А. Е. Шейдеггер. – Москва : Наука. – 1960. – 392 с.

165. Шепелев И. А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении / И. А. Шепелев. – Москва : Стройиздат, 1978. - 144 с.

166. Шепелев И. А. К теории вертикальных воздушных фонтанов / И. А. Шепелев, В. Н. Посохин // Кондиционирование воздуха. – Москва : НИИСТ. – 1966. – №18. – С. 186-195.

167. Шепелев И. А. Новый метод расчета аэрации промышленных зданий / И. А. Шепелев // Водоснабжение и санитарная техника. – 1962. – №1 – С. 21-27.

168. Шепелев И. А. Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров / И. А. Шепелев. – Москва, 1950. - 140 с.

169. Шепелев И. А. Приточные вентиляционные струи и воздушные фонтаны / И. А. Шепелев // Изв. АС и А. СССР. – 1961. – №4. – С. 937-951.

170. Шепелев И. А. Распространение турбулентной струи в ограниченном пространстве (Осесимметричное течение) / И. А. Шепелев, М. Д. Тарнопольский // «Теплогазоснабжение и вентиляция»: Тез. науч. семинара – Киев: Будивельник, 1965. – С. 75-81.

171. Шепелев И. А. Распространение турбулентной струи в ограниченном пространстве (Осесимметричное течение) / И. А. Шепелев, М. Д. Тарнопольский // «Исследование тепло- и массообмена в технологических процессах и аппаратах»: сб. - Минск: Наука и техника, 1966. - С. 291-297.

172. Шепелев И. А. Теория свободных воздушных потоков и ее приложение к решению вентиляционных задач: Автореф. Дис...д-ра техн. наук. / И. А. Шепелев. - Москва, 1962. – 20 с.

173. Шилькрот Е. О. К расчету естественной вентиляции горячих цехов // Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха в промышленных зданиях : Труды ЦНИИПромзданий / Е. О. Шилькрот, И. А. Шепелев. - Москва : 1972. - Вып. 26. - С. 4-16.

174. Шилькрот Е. О. Расчет необходимого аэрационного воздухообмена методом позонных балансов / Е. О. Шилькрот // Новое в проектировании и эксплуатации систем промышленной вентиляции. - Ленинград, 1976. - С. 26-30.

175. Шубина Т. С. Проектирование систем организации воздухообмена залов зданий зрелищного назначения / Т. С. Шубина // Вентиляция. Отопление. Кондиционирование: АВОК. - 2000. - № 3. – С. 25-31.

176. Шувалова Л. Е. Распределение вредностей при вентиляции помещения транзитной струей / Л. Е. Шувалова; ЛИСИ // Вопросы отопления и вентиляции производственных зданий: Межвуз. темат. сб. тр. – Ленинград, 1983. – С. 87-90.

177. Шумилов Р. Н. Проектирование систем вентиляции и отопления / Р. Н. Шумилов, Ю. И. Толстова, А. Н. Бояршинова. – Санкт-Петербург : Лань, 2014. – 107 с.

178. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств / В. М. Эльтерман. - 3-е изд. - Москва : Химия, 1980. – 288 с.

179. Юрманов Б. Н. Повышение эффективности кондиционирования воздуха предприятий переработки гигроскопических материалов: Автореф. Дис...д-ра техн.наук / Б. Н. Юрманов. – Ленинград, 1984. – 35 с.

180. Яшкуль А. Г. Исследование на модели и в натуральных условиях модернизированных приколонных воздухораспределителей / А. Г. Яшкуль // Вопросы проект. и монтажа сан. - техн. систем: Тр. Ин-та / ВНИИГС. – Ленинград, 1980. – С. 27-34.

181. ANSI/ASHRAE Standard 55-2013. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy / American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers. - 2013. – 52 p.
182. ASHRAE Fundamentals Handbook 2013, SI edition / American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. - Atlanta, 2013.
183. ASHRAE Handbook HVAC Applications / ASHRAE. - Atlanta, 2011.
184. ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment. Chapter 6. Panel Heating and Cooling / American Society of Heating and Cooling. - 2012.
185. ASHRAE Handbook. Refrigeration. Chapter 44. Ice Rinks / ASHRAE. - 2014.
186. A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities / M. L. Shur, P. R. Spalart, M. Kh. Strelets, A. K. Travin // International Journal of Heat and Fluid Flow. - Vol. 29. - 2008. - P. 1638–1649.
187. A New - Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. Computers Fluids / T. - H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. - 24(3). - 1995. - P. 227-238.
188. Bamodu O. A Numerical Simulation of Air Distribution in an Office Room Ventilated by 4-Way Cassette Air-conditioner / O. Bamodu., L. Xia, L. Tang // Energy Procedia. - Volume 105. - 2017. - P. 2506-2511.
189. Basus V. Vzajemne pusobeni volnych proudu / V. Basus, V. Kocova // Zdravotni technika a Vzdekhotechnika. – 1966. – №4. –S. 150-168.
190. Bellache, O. Numerical prediction of ventilation patterns and thermal processes in ice rinks / O. Bellache, M. Ouzzane, N. Galanis // Building and Environment. - Vol. 40. - 2005. - P. 417-426.
191. Belyaev K. V. Reynolds averaged Navier-Stokes numerical simulation of 3D ventilation flows. Matem. Mod. / K. V. Belyaev, D. A. Niculin, M. Kh. Strelets 10:12 (1998). - P. 71-86.
192. Biasin K. Die Wasserverdunstung in einem Innenschwimmbad / K. Biasin, W. Krumme // Electrowaerme International. – 32. - (A3). - 1974. - A115-A129.

193. . Bedroom ventilation performance in daycare centers under three typical ventilation strategies / H. Zheng, Z. Wang, M. Loomans, S. Walker, W. Zeiler // *Building and Environment*. - Volume 243. - 2023.

194. Body surface area in normal-weight, overweight, and obese adults. A comparison study / J. Verbraecken, P. Van de Heyning, W. De Backer, L. Van Gaal–*Metabolism: Clinical and Experimental*. - 2006. - 55 (4): 515–24.

195. Carvalho M. G. Predicting Radiative Heat Transfer in Absorbing, Emitting, and Scattering Media Using the Discrete Transfer Method: In W. A. Fiveland et al., editor *Fundamentals of Radiation Heat Transfer*. 160. ASME HTD / M. G. Carvalho, T. Farias, and P. Fontes. - 1991. - P. 17-26.

196. Cheng P. Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method: *AIAA Journal*. 2. / P. Cheng. - P. 1662–1664.

197. Coupled TRNSYS-CFD simulations evaluating the performance of PCM plate heat exchangers in an airport terminal building displacement conditioning system / B. L. Gowreesunker, S.A Tassou, M. Kolokotroni // *Building and Environment*. Vol. 65. - 2013. - P. 132-145.

198. Coupling CFD-BES Simulation of a glazed office with different types of windows in Mexico City / M. Gijón-Rivera, J. Xamán, G. Álvarez, J. Serrano-Arellano // *Building and Environment*. - Vol. 68 - 2013. - P. 22-34.

199. CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies / J. M. Villafruela, I. Olmedo, M. R. de Adana, C. Mendez, P.V. Nielsen // *Building and Environment*. - Vol. 62. - 2013. - P. 191-200.

200. CFD-Simulation and Measurement of Indoor Environment in a Multipurpose Arena / S. Lestinen, H. Koskela, H. Nyysölä, T. L. Sundman, T. Laine, T. Siikonen // *Proc. 10th International Conference on Industrial Ventilation (Ventilation 2012)*. - Paris, France.

201. Comparison of air change efficiency, contaminant removal effectiveness and infection risk as IAQ indices in isolation rooms / J.M. Villafruela, F. Castro, J.F. José, J. Saint-Martin // *Energy and Buildings*. - Vol. 57. - 2013. - P. 210-219.

202. Computational fluid dynamics in ventilation design. REHVA Guide Book 10. RHEVA / P. V. Nielsen, F. Allard, H.B. Awbi, L. Davidson and A. Schälén. - 2007.
203. Developing a mathematical simulation method for three-dimensional separated airflow at inlet of local exhaust devices/ K.I. Logachev, A.M. Ziganshin, Yanqiu Huang, et al// Journal of Building Engineering. - 2023. - Volume 63.
204. Development of DDES and IDDES Formulations for the $k-\omega$ Shear Stress Transport Model / M. S. Gritskevich et al. // Flow Turbulence and Combustion. - Vol. 88, № 3. - 2012. - P. 431-449.
205. Detached eddy simulation of an airfoil at high angle of attack. Engineering Turbulence Modelling and Experiments 4 / M. L. Shur, P. R. Spalart, M. Strelets, A. Travin. - 1999. - P. 669–678.
206. Durbin P. A. A Perspective on Recent Developments in RANS Modelling / P. A. Durbin // Proceedings of 5th Int. Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements, Sept. 16-18, 2002. Elsevier. - Mallorca, Spain: 2002. - P. 3-16.
207. Evaluation of heat transfer coefficients in various air-conditioning modes by using thermal manikin / S. Lee, M. Nogami, S. Yamaguchi, T. Kurabuchi, N. Ohira // Proc. 13th International Building Performance Simulation Association Conference (BS2013). - Chambéry, France. - P. 2289-2296.
208. Experimental Validation of a Computational Fluid Dynamics Model for IAQ applications in Ice Rink Arenas / C. Yang, P. Demokritou, Q. Chen, J. Spengler // Indoor Air. - Vol. 11 (2). - 2001. - P. 120-126.
209. Experimental investigation of air distribution and ventilation efficiency in an ice rink arena / S. Toomla, S. Lestinen, S. Kilpeläinen, L. Leppä, R. Kosonen, J. Kurnitski // International Journal of Ventilation. - 2018.
210. Experimental study of the influence of anticipated control on human thermal sensation and thermal comfort / X. Zhou, Q. Ouyang, Y. Zhu, C. Feng, X. Zhang // Indoor Air. - Vol. 24. - 2014. - P. 171-177.

211. Fanger P. O. Calculation of thermal comfort: introduction of a basic comfort equation / P. O. Fanger // ASHRAE Transactions. -Vol. 73(2). - II.4.1.– III. 4.20. - 1967.

212. Ferziger J. H. Recent Advances in Large-Eddy Simulation, Engineering Turbulence Modelling and Experiments 3, proceeding of the Third International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements / J.H. Ferziger.- 1996.

213. Hanel P.V. Vergleichende Untersuchungen von 2-Parameter-Modellen der turbulenten Reibung / P.V. Hanel, H. J. Maschek // Luft und Kältetechnik. - № 3. - 1976. - S. 121-125.

214. Hanel B. Experimentelle und numerische Untersuchungen ebener, isothermischer Strömungen in Räumen bei unterschiedlichen Redingemgen des Zulüftstrahls / B. Hanel, Scholz // Lüft und Kältetechnik. - 1978. - № 2. - S. 63-68.

215. Helander L. Downward jets of heated air from a vertical unit heater. In: Heat., pip. and cond / L. Helander, S.M. Jen, L.B. Knee. - 1954. - V. 26. - № 9. - P. 141-153.

216. Holman, J.P. Heat Transfer: Eighth SI Metric Edition, McGraw Hill. / J.P. Holman. - 2001.

217. Hoof, J. Forty years of Fanger's model of thermal comfort: comfort for all? / J. Hoof // Indoor Air. - Vol. 18. - 2008. - P. 182-201.

218. Investigating changes in geometric dimensions of vortex zones at the inlet of an exhaust hood set over a plane / K.I. Logachev, A.M. Ziganshin, Yanqiu Huang, et al// Building and Environment. - Vol. 222. - 2022. 109377.

219. ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment- Analytical determination and interpretation of PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. International Organization for Standardization. - Geneva, 2005. - P. 52.

220. Issues arising from the use of chilled beams in energy models / F. Betz, J. McNeill, B. Talbert, H. Thimmanna and N. Repka // In Proceedings of 5th National Conference of IBPSA-USA. - 2012. - P. 655-667.

221. Knaak R. Velocities and temperatures of downward heated Jet. - In.: Heat., pip. and cond / R. Knaak – 1957. – v. 29. – №5. - P. 137-143.
222. Koestel A. Air streams from perforated panels / A. Koestel, Ph. Hermann, G.L. Tuve // Transactions ASME. – 1949. – №55. - P. 97-103.
223. Koestel A. Paths of heated and chilled air jets / A. Koestel. – Jn : Heat., pip. and air cond. - v.27. - №1. - 1955. - P. 221-227.
224. Koroleva I. N. Evaluation of the influence of three-dimensionality effects on the development of unsteady concentrational natural convection in an enclosure / I. N. Koroleva, D. A. Nikulin, & M. K. Strelets // Akademiia Nauk SSSR Izvestiia Mekhanika Zhidkosti i Gaza, 19. - 1983. - P. 175-178.
225. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flow / B. E. Launder, D. B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. -3. - 1974. - 269-289.
226. Lee K. Air distribution effectiveness with stratified air distribution systems / K. Lee, Z. Jiang, Q. Chen // ASHRAE Transactions. - Vol. 115.- Issue 2. - 2009. - P. 322.
227. Li Y. CFD and Ventilation Research / Y. Li, P.V. Nielsen // Indoor Air. - Vol. 21(6). – 2011. - P. 442-453.
228. Logachev K.I. On the resistance of a round exhaust hood, shaped by outlines of the vortex zones occurring at its inlet / K. I. Logachev, A. M. Ziganshin, O. A. Averkova // Building and Environment. -Vol. 151. - 2019. - P. 338-347.
229. Mathey F. Aerodynamic noise simulation of the flow past an airfoil trailing-edge using a hybrid zonal RANS-LES / F. Mathey // Computers & Fluids. -Vol. 37. - 2008. - P. 836–843.
230. Matoui A. Flow Regimes of a Turbulent Plane Jet into a Rectangular Cavity: Experimental Approach and Numerical Modelling / A. Matoui, R. Schiestel and A. Salem // J. Flow, Turbulence and Combustion. - V.67. - №4. - 2001. - P.267-304.

231. Menter F. R. The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description / F. R. Menter, Y. Egorov // Flow Turbulence and Combustion. -Vol. 85 . -№ 1.- 2010. - P. 113–138.

232. Menter F. R. Zonal two-equation k turbulence models for aerodynamic flows, AIAAPaper / F. R. Menter. - 1993. - 2906.

233. Mizuno T. Development of three -dimensional thermal airflow analysis computer program and verification test / T. Mizuno, M. Warfield // ASHRAE Transactions. - 1992. - 98 (2).

234. Modelling the pressure-strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach, J. Fluid Mech., 227 / C.G. Speziale, S. Sarkar, and T.B. Gatski. - 1991. - P. 245-272.

235. Najjaran, A. Determining Natural Convection Heat Transfer Coef-ficient of Human Body // TSEST Transaction on Control and Mechanical Systems. -Vol. 1. - № 8. - 2012. - P. 362-369.

236. Nguyen, A. T. An adaptive thermal comfort model for hot humid South-East Asia / A. T. Nguyen, M. K. Singh, S. Reiter // Building and Environment. -Vol. 56. - 2012. - P. 291-300.

237. Nielsen P. V. Flow in air conditioned rooms: Model experiments and numerical solution of the flow equations. - 1974. – 121 p.

238. Nielsen P. V. The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms / P. V. Nielsen, A. Restivo, J. H. Whitelaw // J. Fluids Eng., Trans. ASME. - Vol. 100. – 1978. - P. 291 – 298.

239. Nonlinear eddy viscosity modeling and experimental study of jet spreading rates / C. Heschl, K. Inthavong, W. Sanz , J. Y. Tu // Indoor Air. -Vol. 24. - 2014. - P. 93-102.

240. Numerical investigation of thermal comfort using the mixing and displacement ventilation systems within a fitting room / M. Khan, A. Bennia, L. Mohamed, H. Fellouah // International Journal of Heat and Mass Transfer. - Volume 198. – 2022.

241. Numerical simulation on air distribution and aerosol transportation in operating room with unidirectional flow system under operational condition / A. Wang, L. Ding, M.-L. Tan, S.-J. Shi, B. Zhou // *Journal of Building Engineering*. - 2023. - Volume 80.

242. Palmowska A. The Experimental Validation of Numerical Modeling of the Air Distribution in the Indoor Ice Rink Arena / A. Palmowska, B. Lipska // *Proc. World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering*. - 2015. – P. 276.

243. Radiative and convective heat transfer co-efficients of the human body in natural convection / Y. Kurazumi, T. Tsuchikawa, J. Ishii, K. Fukagawa // *Building and Environment*. - Vol. 43.- 2008. - P. 2142-2153.

244. Raithby G. D. A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media. *J. Heat Transfer*. 112 / G. D. Raithby and E. H. Chui. - 1990. - P. 415–423.

245. Rim, D. Ventilation effectiveness as an indicator of occupant exposure to particles from indoor sources / D. Rim, A. Novoselac // *Building and Environment*. - Vol. 45.- 2010. - P.1214-1224.

246. Sarkar, S. Application of a Reynolds-stress turbulence model to the compressible shear layer: ICASE Report 90-18, NASA CR 182002/ S. Sarkar, and L. Balakrishnan. – 1990.

247 Siegel R. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC / R. Siegel and J. R. Howell. - 1992.

248. Smagorinsky, J. General Circulation Experiments with the Primitive Equations / J. Smagorinsky // *Monthly Weather Review*. - V 91(3). - 1963. - P. 99-164.

249. Spalart P.R. A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities / P. R. Spalart, S. Deck, M. Shur et al. // *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. — 2006. — Vol. 20. — P. 181–195.

250. Spalart, P.R. A One-Equation Turbulence Model For Aerodynamic Flows / P. R. Spalart, S. R. Allmaras. - 1992. - AIAA Paper 92-0439.

251. Spalart, P. R. Strategies for turbulence modelling and simulations, *International J. of Heat and Fluid Flow* / Spalart, P.R. - v.21. - 2000. - P. 252-263.

252. Stobiecka, A. Comparison of air distribution systems in ice rink arena ventilation / A. Stobiecka, B. Lipska, P. Koper // *Science - Future of Lithuania*. -Vol. 5(4). -2013. - P. 429-434.

253. Strelets M. Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows / M. Strelets. - AIAA Paper 2001-0879. - 2001.

254. The difference between the mean radiant temperature and the air temperature within indoor environments: A case study during summer conditions // *Building and Environment* / N. Walikewitz, B. Janicke, M. Langner, F. Meier, W. Endlicher. - Vol. 84. - 2015. - P. 151-161.

255. The Flow Properties of Rooms With Small Ventilation Openings / A. D. Gosman, P. V. Nielsen, A. Restivo, J. H. Whitelaw // *ASME: Journal Fluids Engineering*. - 1980. - №3. - P. 316-323.

256. The impact of ventilation on air quality in indoor ice rink arenas / P. Demokritou, Q. Chen, C. Yang, and J. Spengler // *Proc. of Healthy Buildings*. -Vol. 2. - Espoo, Finland: 2000. - P. 407 - 412.

257. Three dimensional analysis of the exhalation flow in the proximity of the mouth. *Heliyon*, Volume 10, Issue 4 / F. A. Berlanga, P. Gomez, A. Esteban, L. Liu, P. V. Nielsen. - 2024.

258. Uniformity of stratified-ventilated thermal environment and thermal sensation / Y. Cheng, M. L. Fong, T. Yao, Z. Lin, K. F. Fong // *Indoor Air*. - Vol. 24. -2014. - P. 521-532.

259. VDI 2089, Blatt 3. - Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern –Freibäder. - 2000.

260. Ventilation and air quality in indoor ice skating arenas / C. Yang, P. Demokritou, Q. Chen, J. D. Spengler, A. Parsons // *ASHRAE Transactions*. - Vol. 106(2). - 2000. - P. 338-346.

261. Vertical Distribution of Temperature and Contaminant Concentration in a Room with Impinging Jet Ventilation System / M. Matsuzaki, T. Kobayashi, T. Yamanaka, N. Choi, H. Yamasawa // *In Proceedings of 40th AIVC Conference "From energy crisis to sustainable indoor climate - 40 years of AIVC*.

262. Voelker C. Measuring the human body's microclimate using a thermal manikin / C. Voelker, S. Maempel, O. Kornadt // *Indoor Air*. - Vol. 24. - 2014. - P. 567-579.
263. Wilcox D. C. A two-equation turbulence model for wall-bounded and free-shear flows / D. C. Wilcox. - AIAA Paper 1993-2905.
264. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc. La / D. C. Wilcox. - Canada, California, 1998.
265. Yang J. Evaluation of the Convective Heat Transfer Coefficient of the Human Body Using the Wind Tunnel and Thermal Manikin / J. Yang, S. Kato, J. Seo // *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*. - Vol. 8. - №2. - 2009. - P. 563-569.
266. Zasimova, M. Numerical modeling of air distribution in a test room with 2D sidewall jet. II. LES-computations for the room with finite width / M. Zasimova, N. Ivanov, D. Markov // *St Petersburg State Polytechnical University Journal Physics and Mathematics*. - Volume 13 (3)13. -2020. - P. 65-79.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты лабораторных аэродинамических испытаний диффузора SMK

Приведены значения измерений в ходе лабораторного эксперимента (раздел 4.2). Замеры модуля скорости в струе проведены для 56 точек (использовалось 8 датчиков, расположенных на 7 расстояниях от выхода струи).

№ эксперимента	y=0,5 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	0,34	2,06	3,69	2,59	3,40	3,00	1,94	0,47
2	0,32	1,69	4,04	2,88	2,70	3,71	2,86	0,36
3	0,45	1,61	3,69	3,02	3,45	3,36	2,88	0,54
4	0,46	1,26	3,65	2,81	3,49	3,54	3,38	0,99
5	0,39	0,94	4,80	3,24	3,56	3,39	3,11	1,51
6	0,25	1,22	3,85	3,99	2,89	3,57	2,35	1,41
7	0,30	1,86	4,26	3,15	3,32	3,69	2,91	0,98
8	0,41	1,70	3,67	2,53	3,85	3,34	2,61	0,83
9	0,37	1,78	3,74	2,74	3,08	3,53	1,89	0,72
10	0,29	1,10	3,00	2,90	2,76	3,65	2,83	0,46
11	0,22	1,66	3,56	4,10	2,79	3,46	2,09	0,45
12	0,31	2,38	3,41	2,85	3,21	3,77	1,84	0,99
13	0,32	1,79	3,01	2,87	3,34	3,58	2,72	0,69
14	0,32	2,12	3,74	2,98	2,95	4,01	1,36	1,15
15	0,36	1,65	3,24	3,67	3,03	3,35	3,02	0,93
16	0,40	2,19	3,21	3,24	2,85	3,08	2,37	0,56
17	0,47	1,74	2,91	3,62	2,39	3,26	3,04	0,68
18	0,36	1,05	3,71	3,05	3,26	2,98	2,58	1,61
19	0,33	0,88	3,64	2,77	3,13	3,75	3,21	1,09
20	0,43	1,16	3,58	3,17	2,97	3,65	2,96	0,63
21	0,44	0,94	3,96	3,22	3,43	3,82	3,00	1,28
22	0,42	1,23	3,27	2,91	3,22	3,87	2,17	0,67
23	0,42	0,93	4,07	3,18	2,97	3,79	1,86	0,45
24	0,32	1,17	3,50	3,19	3,16	3,70	2,84	0,51
25	0,30	1,74	2,95	3,50	3,12	3,87	1,84	1,16
26	0,28	1,63	3,30	3,20	2,39	3,12	2,54	0,82
27	0,26	1,25	3,94	3,90	3,90	3,33	2,87	0,82
28	0,26	1,44	3,62	3,41	3,16	3,54	2,41	1,07
29	0,23	1,15	4,23	2,47	2,90	3,06	1,86	0,54
30	0,25	1,50	3,17	3,43	2,87	3,42	3,42	0,59
31	0,29	1,94	3,95	2,88	3,77	2,96	1,86	0,65
32	0,31	1,51	3,65	2,84	3,31	3,01	2,17	0,35
среднее	0,34	1,51	3,63	3,13	3,14	3,47	2,52	0,81

№ эксперимента	y=1,0 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,05	1,78	2,48	2,54	3,36	2,98	2,19	1,47
2	0,99	1,55	2,89	2,87	3,57	2,20	2,42	1,30
3	1,17	1,97	3,06	3,17	3,79	3,06	1,41	0,79
4	1,38	1,95	2,00	3,12	3,59	3,34	1,83	0,57
5	1,10	2,34	2,76	2,70	3,06	2,99	1,86	0,81
6	0,84	2,54	3,29	2,96	3,21	2,64	2,25	0,87
7	0,84	2,85	2,63	2,96	3,59	2,88	2,13	0,53
8	0,70	2,04	2,76	3,39	3,05	2,98	1,79	0,52
9	0,62	1,34	3,36	3,21	2,93	3,02	1,59	0,78
10	1,00	2,06	2,85	2,86	3,49	3,03	2,14	1,65
11	1,35	2,00	3,40	2,97	3,60	2,94	2,12	1,90
12	1,54	1,92	3,22	2,59	2,97	2,62	2,58	1,36
13	1,69	2,00	1,85	3,49	3,86	2,82	2,46	1,07
14	1,34	2,16	2,09	3,12	3,41	3,09	1,77	1,35
15	1,13	2,71	2,66	2,91	3,17	3,37	2,81	1,63
16	0,81	2,32	3,57	2,81	3,41	2,89	2,23	1,20
17	1,02	1,74	2,39	2,95	3,36	3,34	2,51	1,10
18	1,00	1,61	2,30	3,09	3,01	2,82	2,17	1,36
19	0,79	2,18	2,75	2,80	2,88	2,97	1,80	1,83
20	0,80	2,18	3,27	2,67	3,44	2,52	2,21	1,77
21	0,81	1,65	2,39	2,70	3,68	2,76	2,63	1,16
22	0,93	1,66	2,42	3,10	3,24	2,25	2,01	1,41
23	0,97	1,48	2,81	2,92	3,07	2,51	1,54	1,16
24	0,75	1,14	2,30	3,06	4,23	2,84	1,98	0,65
25	0,79	1,08	2,68	3,42	3,65	2,49	2,19	0,63
26	1,34	1,74	2,62	3,72	3,88	2,23	1,96	0,80
27	1,15	1,79	3,17	3,15	3,95	3,46	1,92	1,02
28	1,18	1,61	3,00	2,72	3,63	2,94	1,52	0,97
29	1,16	2,13	2,43	3,32	3,24	2,70	1,85	0,78
30	1,04	2,40	2,80	3,03	3,24	3,02	2,14	0,75
31	0,96	2,88	2,68	2,66	3,29	3,17	1,94	1,33
32	0,75	2,05	3,03	3,40	2,89	2,99	1,85	1,81
среднее	1,03	1,96	2,75	3,01	3,40	2,87	2,06	1,14

№ эксперимента	y=1,5 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,32	2,06	2,68	2,94	2,43	2,22	1,49	1,36
2	1,28	2,00	3,46	2,78	2,68	2,92	1,81	1,18
3	1,93	1,83	1,75	2,72	3,21	2,34	2,39	1,03
4	1,79	2,20	2,23	2,72	3,22	2,31	2,51	1,04
5	1,74	2,70	2,73	2,96	3,32	2,73	1,36	0,90
6	1,69	2,56	3,27	2,98	2,91	2,75	1,53	0,76
7	1,82	1,95	2,80	2,92	3,01	2,65	1,71	1,01
8	1,62	2,23	2,09	2,79	3,68	2,12	1,39	0,91
9	1,78	2,54	2,46	3,15	2,86	1,99	1,30	0,88
10	1,65	2,32	2,75	2,88	3,23	2,44	1,87	0,95
11	1,59	2,04	2,66	2,81	3,33	2,49	1,70	1,16
12	1,34	2,08	2,82	2,50	3,25	2,43	1,86	1,06
13	1,58	2,15	2,86	2,64	2,75	2,86	1,68	1,21
14	1,82	2,03	2,63	2,89	2,81	2,93	1,96	1,06
15	2,09	2,23	2,45	2,54	2,94	1,94	1,51	1,22
16	2,15	2,55	2,56	2,89	2,60	2,46	1,90	1,42
17	1,69	2,44	2,36	3,00	3,02	2,69	2,23	1,43
18	1,27	2,27	2,87	2,88	3,17	2,98	1,72	1,45
19	1,18	1,67	2,48	2,68	2,72	2,89	1,81	0,92
20	1,43	1,94	2,57	2,88	3,32	2,81	1,83	1,23
21	1,33	2,21	2,60	2,62	3,32	2,42	2,73	1,09
22	1,11	2,04	2,56	3,04	3,23	2,55	2,12	0,92
23	1,29	2,10	3,21	2,85	3,25	3,02	1,74	0,76
24	1,19	1,82	2,81	2,63	3,11	2,25	1,78	0,93
25	0,99	2,25	2,63	3,03	3,42	2,17	1,24	0,76
26	1,20	2,05	2,85	3,12	3,23	2,29	1,64	0,50
27	1,00	2,29	2,99	2,86	2,79	3,03	1,72	0,36
28	0,85	2,29	2,29	2,59	3,59	2,23	1,46	1,04
29	0,95	2,15	1,87	2,84	3,18	2,15	1,37	1,59
30	0,91	1,57	2,38	2,79	3,28	2,41	2,13	1,53
31	0,93	1,43	2,75	3,41	3,65	2,44	2,49	1,02
32	1,15	1,49	2,54	3,01	2,96	1,69	1,37	0,94
среднее	1,43	2,11	2,62	2,85	3,11	2,49	1,79	1,05

№ эксперимента	y=2,0 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,31	1,39	1,87	3,14	2,72	2,22	1,56	0,90
2	1,53	1,18	1,72	2,78	2,70	1,88	2,53	0,76
3	1,68	1,19	1,59	2,43	2,57	1,76	2,00	0,84
4	1,87	1,47	1,70	2,54	2,25	1,59	1,10	0,95
5	1,79	1,63	1,87	2,48	2,11	1,69	1,06	0,93
6	1,59	1,85	1,89	2,28	2,39	2,05	1,35	1,10
7	1,27	1,98	2,55	2,13	2,66	1,93	1,32	1,65
8	1,41	1,94	3,04	2,42	2,13	1,96	1,50	1,56
9	1,31	2,12	2,38	2,79	1,75	2,13	2,06	1,44
10	1,53	2,08	2,69	2,09	2,31	1,93	2,07	1,50
11	1,68	1,67	3,05	1,97	3,27	1,83	1,61	1,08
12	1,87	1,67	1,96	2,23	2,21	2,70	1,57	1,21
13	1,79	1,93	1,91	2,21	3,05	2,32	1,59	1,71
14	1,59	1,88	2,67	2,17	2,71	1,85	1,30	1,58
15	1,57	1,77	2,73	2,70	2,76	1,76	2,20	1,14
16	1,66	1,87	2,37	2,93	2,38	2,50	1,92	1,19
17	1,60	1,56	2,14	2,16	2,71	2,62	1,50	1,76
18	1,51	1,29	2,11	1,80	3,10	2,49	1,83	1,71
19	1,31	1,29	1,79	2,00	2,73	2,48	2,23	1,54
20	1,21	1,50	1,89	2,27	2,86	2,53	2,00	1,49
21	1,01	1,84	2,40	2,91	2,69	2,43	2,26	1,42
22	0,86	2,10	2,48	2,65	2,42	2,38	2,29	1,73
23	0,71	1,80	2,78	2,41	2,35	2,20	1,81	1,15
24	0,67	2,21	2,24	2,36	2,49	2,08	1,97	0,94
25	0,78	2,06	2,24	2,60	3,05	2,35	2,03	0,90
26	0,92	1,72	2,59	2,58	2,25	2,50	1,58	1,40
27	1,18	1,94	2,15	2,67	2,49	1,97	1,78	0,89
28	1,46	1,84	2,92	3,05	2,78	1,89	2,74	1,05
29	1,42	1,55	2,69	2,54	2,51	2,77	1,42	1,52
30	1,37	1,50	2,01	2,72	2,72	2,54	1,56	1,18
31	1,34	1,79	2,35	2,46	3,27	2,32	2,05	1,62
32	1,22	1,80	2,34	2,50	2,74	2,40	2,02	1,64
среднее	1,38	1,73	2,28	2,47	2,60	2,19	1,81	1,30

№ эксперимента	y=2,5 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,86	1,71	2,35	2,34	2,93	1,96	1,62	1,37
2	1,55	1,55	2,76	2,25	2,85	2,12	2,09	1,24
3	1,31	1,76	2,13	2,24	2,60	2,36	1,82	1,23
4	1,34	1,88	2,43	2,48	2,22	2,19	1,38	1,23
5	1,31	1,92	2,35	2,38	2,03	1,33	1,53	0,70
6	1,30	2,04	2,33	2,56	2,40	1,21	1,14	0,57
7	1,39	1,96	2,40	2,49	2,22	1,22	1,10	0,56
8	1,78	2,03	2,01	2,10	2,42	1,49	0,95	0,54
9	1,82	1,80	1,95	2,14	2,09	1,53	0,83	0,71
10	1,94	1,73	1,24	2,63	2,06	1,85	1,12	0,99
11	1,82	1,43	1,66	2,50	2,41	1,70	1,18	1,01
12	1,80	1,32	2,14	2,36	2,52	1,35	1,25	0,98
13	1,71	1,46	3,05	2,29	2,51	1,67	1,19	0,88
14	1,44	1,31	1,93	2,12	2,11	2,30	1,37	0,79
15	1,20	1,48	1,94	1,92	2,23	1,27	0,93	0,58
16	1,16	1,33	2,03	2,17	2,84	1,15	0,93	0,54
17	1,03	1,67	1,93	2,77	2,48	1,67	1,00	0,53
18	1,01	1,81	2,58	2,45	2,37	1,94	0,97	0,49
19	1,40	1,84	2,46	2,23	2,97	1,46	0,77	0,59
20	1,46	2,06	2,37	2,03	2,77	1,47	0,90	0,75
21	1,38	2,06	2,52	2,15	2,03	1,86	1,08	1,24
22	1,51	1,67	2,45	2,23	1,83	1,88	1,39	1,20
23	1,27	1,45	2,26	2,42	1,59	1,61	1,53	1,03
24	1,29	1,55	2,36	2,44	2,25	1,42	1,18	0,97
25	1,26	1,88	1,39	2,32	2,73	1,41	1,19	0,67
26	1,02	1,95	1,68	2,05	2,47	1,75	1,30	0,98
27	1,17	1,97	1,89	2,36	2,35	2,12	1,73	1,40
28	1,23	1,79	2,07	2,72	2,26	1,89	2,40	1,56
29	1,30	1,79	2,10	2,08	1,97	2,00	1,69	1,56
30	1,46	1,79	2,09	2,02	2,75	2,14	1,55	2,06
31	1,50	1,49	1,81	1,96	2,55	2,24	2,31	1,02
32	1,65	1,31	2,33	2,21	2,84	1,96	1,81	1,64
среднее	1,43	1,71	2,16	2,29	2,40	1,74	1,35	0,99

№ эксперимента	y=3,0 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,53	1,53	1,66	1,96	1,44	1,82	1,94	1,54
2	1,60	1,73	1,79	1,91	1,65	1,70	1,58	1,97
3	1,47	1,58	1,73	1,45	1,83	1,98	1,56	1,43
4	1,49	1,98	2,15	1,66	1,73	1,35	1,55	1,47
5	1,59	2,21	2,00	2,00	2,59	1,26	1,52	1,65
6	1,44	2,20	1,53	1,64	2,24	1,41	1,51	1,34
7	1,77	2,01	1,68	1,96	2,12	1,80	1,74	1,58
8	1,62	1,53	1,49	1,94	2,20	2,15	2,23	1,13
9	1,56	1,47	1,75	1,69	2,26	2,08	1,87	1,58
10	1,45	1,28	2,16	1,99	2,79	1,87	1,68	1,81
11	1,20	1,25	1,89	1,94	2,77	2,19	1,99	1,74
12	1,08	1,34	2,16	1,73	2,56	2,31	2,10	1,48
13	1,08	1,53	2,00	1,96	2,47	2,07	2,04	1,72
14	0,92	1,40	2,06	1,90	2,52	1,76	1,75	1,66
15	1,05	1,67	1,97	2,32	2,83	1,81	1,10	1,64
16	1,12	1,57	1,95	2,66	2,62	2,12	1,88	1,23
17	1,13	1,57	1,51	1,96	2,59	2,72	2,27	1,74
18	1,15	1,55	1,52	2,00	3,00	2,35	2,33	1,88
19	0,92	1,51	2,28	2,13	2,44	2,15	1,77	1,77
20	0,93	1,54	2,21	2,32	2,24	2,47	1,21	1,31
21	1,11	1,72	1,83	1,82	2,20	2,48	1,36	1,26
22	1,13	1,88	1,83	1,75	2,48	2,09	1,67	1,35
23	1,23	1,81	1,86	2,29	2,57	2,10	1,92	1,58
24	1,27	1,47	1,67	1,99	2,42	2,13	1,76	1,53
25	1,23	1,30	2,22	2,21	2,11	2,20	1,81	1,30
26	1,37	1,26	2,47	2,13	2,61	1,99	1,87	1,14
27	1,13	1,39	2,18	1,97	2,42	1,90	1,42	1,11
28	1,12	1,85	1,80	2,00	2,37	1,96	1,32	1,48
29	1,14	1,81	1,83	2,33	2,48	1,67	1,44	1,54
30	1,11	1,59	1,76	2,12	2,33	1,99	1,65	1,39
31	1,59	1,54	1,43	2,05	2,13	2,60	2,19	1,03
32	1,55	1,51	1,52	1,71	2,52	2,22	1,63	1,15
среднее	1,28	1,61	1,87	1,98	2,36	2,02	1,74	1,49

№ эксперимента	y=4,0 м							
	датчик №1	датчик №2	датчик №3	датчик №4	датчик №5	датчик №6	датчик №7	датчик №8
1	1,04	1,57	2,16	1,58	2,00	1,39	1,62	0,93
2	0,96	1,62	2,35	1,95	2,11	1,52	1,29	0,84
3	0,91	1,58	1,97	1,92	2,20	1,55	1,17	0,82
4	0,82	1,65	1,94	1,68	1,76	1,68	1,23	1,13
5	0,84	1,58	2,39	1,82	1,61	1,78	1,17	1,35
6	0,70	1,56	2,24	1,63	1,35	1,53	1,17	1,32
7	0,63	1,22	1,93	1,48	1,33	1,58	1,36	0,86
8	0,68	1,33	1,63	1,50	1,56	1,69	1,49	0,78
9	0,83	1,28	1,80	1,51	1,42	1,68	1,25	0,86
10	0,67	1,21	1,55	1,45	1,20	1,58	1,18	0,97
11	0,69	1,18	1,59	1,24	1,36	1,32	1,71	1,24
12	0,72	1,05	1,64	1,41	1,07	1,34	1,40	1,18
13	0,70	1,11	1,75	1,66	1,03	1,28	1,60	1,31
14	0,79	1,22	1,77	1,36	1,18	1,18	1,25	1,22
15	0,78	0,93	1,39	1,37	1,65	0,91	1,21	1,16
16	0,83	0,98	1,53	1,27	1,77	1,00	1,15	0,89
17	1,52	1,16	1,33	1,38	1,32	1,23	0,83	1,17
18	1,66	1,04	1,27	1,36	1,41	1,28	0,98	0,62
19	1,77	1,05	2,09	1,17	1,20	1,58	1,07	1,03
20	1,77	1,56	1,80	1,08	0,98	1,53	1,06	1,00
21	1,43	1,44	1,70	1,03	1,11	1,32	1,19	0,98
22	1,35	1,40	1,66	1,19	1,53	1,40	1,08	1,14
23	0,78	1,55	1,77	1,45	1,68	1,07	1,04	1,11
24	0,83	1,58	1,51	1,62	1,64	1,31	1,07	0,97
25	1,52	1,64	1,03	1,85	1,83	1,47	1,00	0,94
26	1,66	1,80	1,30	1,53	2,03	1,68	0,78	1,38
27	1,77	1,38	1,36	1,80	2,10	1,80	1,10	1,40
28	1,77	1,15	1,91	2,15	2,22	2,02	1,39	1,23
29	1,43	0,97	1,83	1,94	1,73	1,60	1,97	1,33
30	1,35	1,04	1,10	1,99	1,84	1,48	1,38	1,27
31	1,10	1,16	1,58	1,67	1,86	1,59	1,75	0,91
32	1,21	1,27	1,10	1,68	1,67	1,43	1,30	0,93
среднее	1,11	1,32	1,69	1,55	1,59	1,46	1,26	1,07

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Акты внедрения в проектирование

METROPOLIS
www.metropolis-group.ru

УТВЕРЖДАЮ
Руководитель (зам. руководителя)
предприятия/организации
Ворожбитов А.Н.
« 10 » февраля 2025 г.




АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, нижеподписавшиеся, подтверждаем, что результаты диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы при разработке математических моделей воздухораспределения и поддержания микроклимата для:

- Ледовой арены Дворца спорта «Кристалл» (введен в эксплуатацию);
- Ледовых арен многофункционального комплекса на территории Мневниковской поймы (введен в эксплуатацию);
- Атриумов многофункциональных комплексов (пройдена государственная экспертиза).

Применение методов численного моделирования при проектировании ООО «Метрополис» систем вентиляции, отопления и кондиционирования данных объектов позволило существенно повысить качество проектных решений, добиться требуемых значений параметров микроклимата в обслуживаемой зоне проектируемых объектов.

Применение методов математического моделирования позволило выявить и исправить возможные проблемы на этапе проектирования исключив дополнительные затраты при монтаже и наладке систем поддержания микроклимата.

Рук., отдела ОВиКВ
ООО «Метрополис»
Гл., специалист ОВиКВ
ООО «Метрополис»



Брюзгин С.Н.

Медведкин В.В.



ООО «РЭМ»
ИНН/КПП 7835403597/783901001
ОКПО 61058887

УТВЕРЖДАЮ
Исполнительный директор
Садченко Руслан Александрович



06 февраля 2025г.

АКТ
о внедрении результатов
докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Комиссия в составе:

председатель – исполнительный директор ООО «РЭМ» Садченко Р.А.
члены комиссии: технический директор ООО «РЭМ» Русаков С.В.
коммерческий директор ООО «РЭМ» Бриков П.Б.

составили настоящий акт о том, что научные положения, результаты и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы при разработке ООО «РУСЬЭНЕРГОМОНТАЖ» проектных решений по системам вентиляции и кондиционирования воздуха чаш ледовых арен «УГМК Арена» в г. Екатеринбург, «Большая ледовая арена» в г. Сочи, «СКА Арена» в г. Санкт-Петербург. Информация о распределении температуры, влагосодержания, CO₂ по объему чаш ледовых арен, полученная в диссертационной работе Денисихиной Д.М., позволила разработать проектные решения, обеспечивающие требуемые параметры воздуха в зоне ледового поля и трибун со зрителями.

Председатель комиссии:
исполнительный директор



Садченко Р.А.

Члены комиссии:
технический директор ООО «РЭМ»

Русаков С.В.

коммерческий директор ООО «РЭМ»

Бриков П.Б.

**ГОРПРОЕКТ**Городской проектный институт
жилых и общественных зданийРоссия, 105064, Москва, Нижний Сусальный переулок, д. 5, стр. 5А
тел.: (495) 775-75-65, (495) 909-39-39 www.gorproject.ru

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального директора
С.С. Смирнов
06 февраля 2025г.

АКТ

о внедрении результатов
докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Комиссия в составе:

председатель – заместитель генерального директора АО «ГОРПРОЕКТ» Смирнов С.С.

члены комиссии:

- заместитель генерального директора по управлению проектами АО «ГОРПРОЕКТ» Харлап А.С.
- заместитель генерального директора АО «ГОРПРОЕКТ» Просвирина Е.И.

составили настоящий акт о том, что результаты и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д.М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы при моделировании параметров микроклимата в объеме атриумов Технопарка ПАО Сбербанк в Сколково. Атриумы объединяли семь этажей многофункционального комплекса. Результаты численного моделирования использовались АО «ГОРПРОЕКТ» для анализа и корректировки проектных решений по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха атриумов Технопарка ПАО Сбербанк.

Председатель комиссии:

заместитель генерального директора

С.С. Смирнов

Члены комиссии:

заместитель генерального директора
по управлению проектами

А.С. Харлап

заместитель генерального директора

Е.И. Просвирина

000
AKСеверо-западный административный округ г. Москвы
Проектно-производственная фирма

123298 г. Москва, Тепличный переулок, дом 4, с.1. Тел. +7(495)925-4596 E-mail: Kolubkov@yandex.ru

УТВЕРЖДАЮ**Директор ООО ППФ «АК»****Колубков А.Н.****«14» февраля 2025 г.****АКТ**

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Настоящим подтверждаем, что разработанные математические модели и результаты диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были применены при моделировании параметров микроклимата в объеме помещений Культурно-досугового центра «Музей русской живописи и прикладного искусства» г. Калининград, многосветного вестибюля многофункционального высотного жилого комплекса г. Москва «Капитал Тауэрс». Результаты математического моделирования использовались ООО Проектно-производственная фирма «Александр Колубков» для анализа качества разрабатываемых проектных решений по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, их корректировки и внедрения. Результаты показали хорошую сходимость с реализованными решениями на объекте «Капитал Тауэрс».

Директор ООО ППФ «АК»

Колубков Александр Николаевич

A blue ink signature of Alexander Nikolaevich Kolubkov.

ООО «АРКТОС»
 ИНН 7810190521 ОГРН 1037821000469
 Россия, 196240, С-Петербург, 6-й Предпортовый проезд, д.4
 тел./факс: (812) 324-70-08, (812) 329-53-68
 e-mail: arktos@arktos.ru
 Сайт: arktoscomfort.ru



ПРОИЗВОДСТВО ОБОРУДОВАНИЯ
 ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ,
 ОТОПЛЕНИЯ И
 КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор ООО «Арктос»

А.С. Звездин
 А.С. Звездин

«10» февраля 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов

докторской диссертационной работы Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, ниже подписавшиеся, советник генерального директора Шкарпет В.Э., директор по научной работе - начальник научно-исследовательской лаборатории аэродинамики и акустики Кочарьянц К.В., начальник отдела компьютерного моделирования Тисленко И.Н. составили настоящий акт о том, что научные положения и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д.М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы в научно-исследовательской лаборатории аэродинамики и акустики ООО «Арктос» при создании численных моделей в рамках разработки новых конструкций воздухораспределителей, а также при численном моделировании воздухораспределения в помещениях общественных зданий различного назначения. Применение разработанных Д.М.Денисихиной численных моделей позволило снизить временные и материальные затраты при разработке воздухораспределительных устройств.

Председатель комиссии:

Советник генерального директора, к.т.н

Члены комиссии:

Директор по научной работе

- начальник НИЛАА, к.т.н

Начальник отдела

компьютерного моделирования

Шкарпет
Кочарьянц
Тисленко

В.Э.Шкарпет

К.В.Кочарьянц

И.Н.Тисленко



УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
ООО «ВЕНТКРАФТ»

Устинов В.В.
«05» февраля 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, нижеподписавшиеся, подтверждаем, что разработанные в диссертационной работе Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях» математические модели были использованы при исследовании микроклимата, формируемого в помещениях БЦ «Невская Ратуша» (общая площадь 59 000 м²) новыми турбулизирующими воздухораспределителями ЛДСП, производимыми компанией ООО «ВЕНТКРАФТ», при поиске эффективных схем подачи приточного воздуха, в рамках разработки Рабочей документации системы кондиционирования.

Благодаря произведенным расчетам нам удалось оптимизировать решение по расстановке диффузоров в корпусах 4,5 и 6, принятое на стадии Тендерного проектирования. Количество диффузоров системы кондиционирования, раздающих воздух от канальных фанкойлов, удалось сократить с 3 816 шт. (три тысячи восемьсот шестнадцать) в Тендерной документации до 3 129 шт. (три

ООО «Венткрафт»
ОГРН 105 781 267 1234

129626, Россия, г. Москва,
пр-кт Мира, д. 102, стр. 27,
пом. 11А/3

тел.: +7 (499) 280-40-37
e-mail: vent@ventcraft.ru
www.ventcraft.ru



тысячи сто двадцать девять) в Рабочей документации без ущерба для параметров микроклимата и качества воздуха в помещении.

Уменьшения количества диффузоров на 687 штук или 8% от количества в Тендерной документации позволило сократить капитальные затраты инвестора на 23 165 640,00 (двадцать три миллиона сто шестьдесят пять тысяч шестьсот сорок) рублей.

Руководитель производства

Топчиев А.Н.

Менеджер проекта

Петрухина А.А.

ООО «Команда Аспект»
 ОГРН 1177746105460
 ИНН 7731345941 | КПП 773401001

123290, Россия, Москва, Причальный проезд, 8к1, пом. 825
 +7495 975 7059 | www.aspect.team | team@aspect.team



HVAC design & consulting

Генеральный директор ООО «Команда Аспект»
 Азаренкова Ю.А.
 06 февраля 2025 г.



АКТ

о внедрении результатов
 докторской диссертационной работы
 Денисихиной Дарьи Михайловны

Комиссия в составе:

председатель – генеральный директор ООО «Команда Аспект» Азаренкова Ю.А.
 члены комиссии:

- Заместитель генерального директора ООО «Команда Аспект» Лелюх А.А.
- Технический директор ООО «Команда Аспект» Егоров Д.В.
- Инженер-проектировщик ООО «Команда Аспект» Паршин А.В.

составили настоящий акт о том, что научные положения и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы ООО «Команда Аспект» при разработке разделов ОВ проектной документации для помещения стрелкового клуба «Импульс» по адресу, г. Москва, ул. Верейская, д.11.

Использование методов численного моделирования позволило обоснованно сравнить между собой различные схемы воздухораспределения, выбрать наиболее эффективную из них, позволяющую организовать движение воздуха от зоны с источником пороховых газов в сторону вытяжных устройств с минимальным распространением вредностей по объему помещений. Классические инженерные методы не позволяли выполнить такой анализ.

Внедрение полученных при численном моделировании результатов в проектную и рабочую документацию по модернизации систем технологической вентиляции помещения стрелковой галереи позволило значительно улучшить качество воздушной среды в помещении, что положительно сказалось на посещаемости тира. Рост посещаемости стрелкового клуба по данным заказчика составил 27% в годовом выражении, при этом отмечено 12% снижение эксплуатационных расходов на системы вентиляции стрелковой галереи за счет оптимизации схемы воздухораспределения.

Председатель комиссии:
 Генеральный директор

Азаренкова Ю.А.

Члены комиссии:
 Заместитель генерального директора

Лелюх А.А.

Технический директор

Егоров Д.В.

Инженер-проектировщик

Паршин А.В.

PRIDE

Общество с ограниченной ответственностью
Творческое производственное объединение «ПРАЙД»
Юридический адрес: 105120, г. Москва,
ул. Нижняя Сыромятническая, д. 11, стр. 1
ИНН/КПП 7725783351/ 770901001
email: info@prideproject.pro
тел 8 499 678 21 58

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор

Габбазов М.З.

«07» февраля 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, нижеподписавшиеся, подтверждаем, что научные положения и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были использованы ООО ТПО «ПРАЙД» при разработке разделов ОВ проектной документации для корпуса В Сбербанк-Сити. Использование методов численного моделирования позволило при разработке проектных решений проанализировать тепло-влажностный режим в сложном многосветном помещении с большой площадью светопрозрачных фасадных конструкций, формируемый при работе систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, скорректировать исходные проектные решения на основе результатов численного моделирования.

Заместитель директора
департамента проектирования

Гоголкин С.И.

Руководитель проекта

Самсоненко Д.Е.

Главный инженер
проекта

Лазаревич Д.Д.



ООО «АТП ТЛП архитекторы и инженеры»
 Ленинградский пр., д.15, стр.15, 125040 Москва, Российская Федерация, тел +7 (495) 968 33 48,
tlo@atp-tlp.ru, www.atp-tlp.ru
 Генеральный директор Владимир Гортон Управляющий директор Кай-Уас Райтман
 ИНН/КПП 7707787950/771401001 Р/сч 40702810300014496090, в АО «ЮниКредит Банк», БИК 044525545,
 Юсч 30101810300000000545

УТВЕРЖДАЮ
 Генеральный директор
 ООО «АТП ТЛП архитекторы и инженеры»
 Гортон В.В.
 «13 февраля» 2025 г.



АКТ
о внедрении результатов
 докторской диссертационной работы
 Денисихиной Дарьи Михайловны

Комиссия в составе:

председатель – генеральный директор ООО «АТП ТЛП архитекторы и инженеры» -
 Гортон В.В.

члены комиссии:

Технический директор – Белоусов Л.И.
 Главный инженер проекта – Рудой О.А.

составили настоящий акт о том, что математические модели, разработанные в диссертационной работе Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были применены при численном моделировании параметров микроклимата сложного многосветного объема помещения Штаб-квартиры «Яндекс» на Воробьевых горах. Проектирование систем ОВиКВ было осложнено нестандартной формой здания, большой площадью светопрозрачных фасадных конструкций, единым офисным пространством, сообщающимся на всех надземных этажах. Результаты численного моделирования использовались ООО «АТП ТЛП архитекторы и инженеры» при разработке проектных решений по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха данного объекта.

Применение моделирования параметров микроклимата позволило усовершенствовать схему подачи приточного воздуха, обосновать принятые проектные решения, в т.ч. необходимую холодопроизводительность систем кондиционирования.

Также при помощи моделирования удалось снизить количество устройств распределения воздуха (диффузоров), что привело к снижению капитальных затрат на данный тип оборудования в пределах 20%.

Председатель комиссии:
 Генеральный директор

Члены комиссии:
 Технический директор
 Главный инженер проекта

Гортон В.В.
 Белоусов Л.И.
 Рудой О.А.






109431, г. Москва, ул. 1-я Машиностроения, д. 10

Тел.: 8 (495) 781-96-00, e-mail: info@opsn.ru

ОГРН 1047796793802, ИНН 7709573477, КПП 772101001

УТВЕРЖДАЮ
Директор
ООО «Центр ОПСН»

И.В. Трофимов
07 февраля 2025 г.



АКТ

о внедрении результатов докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, нижеподписавшиеся, подтверждаем, что разработанные математические модели, научные положения и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д. М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были применены при моделировании параметров микроклимата в объеме подкупольного пространства аквапарка общей площадью 5 700 м², являющегося частью «Крытого семейного центра спортивных и водных развлечений». Результаты математического моделирования были использованы ООО «Центр ОПСН» при разработке проектных решений по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха для данного объекта. Расчет воздухораспределения стандартными инженерными методами был осложнен большой площадью светопрозрачных конструкций, неравномерным распределением источников влаговывделений по объему аквапарка, взаимодействием свободно-конвективных потоков от нагретых солнцем поверхностей и приточных струй. Проектное решение по воздухораспределению было скорректировано на основе результатов выполненного численного моделирования.

Руководитель направления проектирования
и согласования проектов

Е.Г. Шокшинская

Руководитель проекта

А.В. Агеев



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
ООО «ММ-Технологии»
_____ Колосницын А.Н.
«05» февраля 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов

докторской диссертационной работы
Денисихиной Дарьи Михайловны

Мы, нижеподписавшиеся, подтверждаем, что научные положения, результаты и рекомендации диссертационной работы Денисихиной Д.М. «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях», были реализованы в рабочем процессе организации ООО «ММ-Технологии» при разработке численных моделей для анализа проектных решений по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха различных помещений общественных зданий.

Так, были использованы следующие результаты диссертационной работы:

- математические модели тепло- и массообмена человека с окружающей средой в помещениях различного назначения;
- математические модели конвекторов с естественным и искусственным побуждением, системы водяного напольного охлаждения;
- математическая модель для описания работы осушителей, расположенных вне вентиляционной установки;
- учет 3D ригель-стоечной системы светопрозрачных фасадных конструкций (КФС) в математической модели;
- применение модели широкополосного излучения для светопрозрачных конструкций;
- задание в модели внутренних солнцезащитных устройств;

Использование данных диссертационной работы позволило повысить качество получаемых результатов моделирования физических процессов, связанных с работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в общественных зданиях.

Исполнительный директор

 / Самолетов М.В.

Инженер-проектировщик

 / Воробьев В.И.



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)

ул. 2-я Красноармейская, д. 4, Санкт-Петербург, 190005

УТВЕРЖДАЮ
 Проректор по дополнительному образованию
 ФГБОУ ВО СПбГАСУ
 В.В. Виноградова
 2025 г.

АКТ

о использовании результатов
 диссертационной работы Денисихиной Дарьи Михайловны в учебном процессе

Мы, нижеподписавшиеся, заведующий кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции, канд. техн. наук, доцент Е.В. Куц, канд. техн. наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Ю.В. Иванова, канд. техн. наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции В.А. Пухкал, составили настоящий акт в том, что результаты докторской диссертационной работы Денисихиной Дарьи Михайловны на тему «Научные основы математического моделирования воздухообмена и воздухораспределения в общественных зданиях»:

- математические модели тепло- и массообмена человека с окружающей средой в помещениях;
- математические модели конвекторов, системы водяного напольного охлаждения;
- использование модели широкополосного излучения для светопрозрачных конструкций.

используются в учебном процессе на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» в лекционных и практических занятиях, лабораторных работах и в курсовом проектировании дисциплин:

- 1) «Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» направление подготовки 08.03.01 Строительство, направленность (профиль) Инженерные системы жизнеобеспечения в строительстве;
- 2) «Обеспечение теплового режима помещений» направление подготовки 08.04.01 Строительство, направленность (профиль) Теплогазоснабжение и вентиляция;
- 3) «Нестационарный режим зданий и климатизация помещений» направление подготовки 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника, направленность (профиль) Энергообеспечение предприятий.

Зав. кафедрой, канд. техн. наук, доцент
 Доцент кафедры ТГВ, канд. техн. наук, доцент
 Доцент кафедры ТГВ, канд. техн. наук, доцент

Е.В. Куц
 Ю.В. Иванова
 В.А. Пухкал

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Сметная стоимость производства работ по замене воздухораспределительных устройств

<p>Наименование программного продукта Наименование редакции сметных нормативов</p>	<p>SmetaWIZARD Приказ Министра России от 30 декабря 2021 года № 1046/пр; Приказ Министра России от 04.08.2020 № 421/пр; Приказ Министра России от 21.12.2020 № 812/пр; Приказ Министра России от 11.12.2020 № 774/пр</p>
<p>Реквизиты приказа Министра России об утверждении дополнений и изменений к сметным нормативам</p>	<p>Приказ Министра России от 18.05.2022 № 378/пр; Приказ Министра России от 26.08.2022 № 703/пр; Приказ Министра России от 26.10.2022 № 905/пр; Приказ Министра России от 27.12.2022 № 1133/пр; Приказ Министра России от 10.02.2023 № 84/пр; Приказ Министра России от 11.05.2023 № 335/пр; Приказ Министра России от 02.08.2023 № 551/пр; Приказ Министра России от 07.07.2022 № 557/пр; Приказ Министра России от 02.09.2021 № 636/пр; Приказ Министра России от 26.07.2022 № 611/пр; Приказ Министра России от 22.04.2022 № 317/пр</p>
<p>Реквизиты письма Министра России об индексах изменения сметной стоимости строительства, включаемые в федеральный реестр сметных нормативов и размещаемые в федеральной государственной информационной системе ценообразования в строительстве, подготовленного в соответствии с пунктом 85 Методики расчета индексов изменения сметной стоимости строительства, утвержденной приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 5 июня 2019 г. № 326/пр</p>	<p>Письмо Министра России от 25.08.2023 г. № 51967АЛ/09</p>
<p>Реквизиты нормативного правового акта об утверждении оплаты труда, утверждаемый в соответствии с пунктом 22(1) Правилами мониторинга цен, утвержденными постановлением Правительства Российской Федерации от 23 декабря 2016 г. № 1457</p>	<p>Распоряжение правительства Санкт-Петербурга, комитет по государственному заказу Санкт-Петербурга от 21.02.2023 г. №23-р «Об установлении среднемесячного размера оплаты труда рабочего первого разряда, занятого в строительной отрасли Санкт-Петербурга, за 2022 год»</p>
<p>Обоснование принятых текущих цен на строительные ресурсы</p>	<p>город федерального значения Санкт-Петербург</p>
<p>Наименование субъекта Российской Федерации</p>	<p>Ледовая арена</p>
<p>Наименование зоны субъекта Российской Федерации</p>	<p><i>(наименование стройки)</i></p>

(наименование объекта капитального строительства)

ЛОКАЛЬНЫЙ СМЕТНЫЙ РАСЧЕТ № ЛС-02-01-01

(наименование работ и затрат)

Составлен ресурсно-индексным методом
Основание _____

(проектная и (или) иная техническая документация)

Составлен в текущем уровне цен	3 квартал 2023 г.		
Сметная стоимость	7 293,29 тыс. руб.	Средства на оплату труда рабочих	2 623,27 тыс. руб.
<i>в том числе:</i>		Средства на оплату труда машинистов	87,79 тыс. руб.
строительных работ	1 181,77 тыс. руб.	Нормативные затраты труда рабочих	6 597,5616 чел.-ч
монтажных работ	6 111,53 тыс. руб.	Нормативные затраты труда машинистов	198,63 чел.-ч
оборудования	0 тыс. руб.		
прочих затрат	0 тыс. руб.		

№ п.п.	Обоснование	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Количество			Сметная стоимость, руб.				
				на единицу измерения	коэффициенты	всего с учетом коэффициентов	на единицу измерения в базисном уровне цен	индекс	на единицу измерения в текущем уровне цен	коэффициенты	всего в текущем уровне цен
Раздел 1. Воздухораспределющие устройства 1 линии											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	ГЭСНр65-03-003-04	Разборка воздуховодов из листовой стали толщиной: до 0,9 мм диаметром/периметром до 660 мм /2070 мм	100 м2	2,1		2,1					
		1 ОТ (ЗТ)	чел.-ч			42					16 475,76
	1-100-30	Средний разряд работы 3,0	чел.-ч	20		42			392,28		16 475,76
		2 ЭМ									77
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			1,575					617,84
	[91.06.06-048]	Подъемники одномачтовые, грузоподъемность до 500 кг, высота подъема 45 м	маш.-ч	0,75		1,575	37,32	1,31	48,89		77
	4-100-030	ОТм (ЗТм) <i>Средний разряд машинистов 3</i>	чел.-ч	0,75		1,575			392,28		617,84
		Итого прямые затраты									17 170,6
		ФОТ									17 093,6
		Всего по позиции							8 176,48		17 170,6
2	ГЭСН20-02-001-01	Демонтаж воздухораспределителей, предназначенных для подачи воздуха: в рабочую зону, массой до 20 кг	шт	36		36					
	Приказ N 421/пр от 04.08.2020 п.58.6	Сметные затраты на работы по капитальному ремонту и реконструкции объектов капитального строительства (Кот=1,15; Кэм=1,25; Котм=1,25; Кзт=1,15; Кзтм=1,25)									
	Приказ N507 от 04.09.2019 п.8.2 г.2 п.5	Демонтаж (разборка) строительных конструкций, элементов систем и сетей инженерно-технического обеспечения. Сети инженерно-технического обеспечения (Кот=0,6; Кэм=0,6; Котм=0,6; Км=0; Коб=0; Кзт=0,6; Кзтм=0,6)									
		1 ОТ (ЗТ)	чел.-ч			30,3048					12 337,69
	1-100-33	Средний разряд работы 3,3	чел.-ч	1,22	0,69	30,3048			407,12		12 337,69

		2 ЭМ									308,84
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			0,27					119,27
	[91.14.02-001]	Автомобили бортовые, грузоподъемность до 5 т	маш.-ч	0,01	0,75	0,27	477,92	1,15	549,61		148,39
	4-100-040	ОТм (ЗТм) Средний разряд машинистов 4	чел.-ч	0,01	0,75	0,27			441,73		119,27
	91.17.04-233	Аппараты сварочные для ручной дуговой сварки, сварочный ток до 350 А	маш.-ч	0,2	0,75	5,4			22,51		121,55
	[91.06.03-055]	Лебедки электрические тяговым усилием 19,62 кН (2 т)	маш.-ч	0,04	0,75	1,08	11,45	1,21	13,85		14,96
	[91.06.03-047]	Лебедки ручные и рычажные тяговым усилием 31,39 кН (3,2 т)	маш.-ч	0,31	0,75	8,37	2,36	1,21	2,86		23,94
		4 М									0
	[01.7.15.03-0042]	Болты с гайками и шайбами строительные	кг	0,14	0	0	174,93	1,12	195,92		0
	[01.7.11.07-0227]	Электроды сварочные для сварки низколегированных и углеродистых сталей УОНИ 13/45, Э42А, диаметр 4-5 мм	кг	0,2	0	0	155,63	1,04	161,86		0
	[01.7.19.04-0031]	Прокладки резиновые (пластина техническая прессованная)	кг	0,16	0	0	138,5	1,16	160,66		0
		Итого прямые затраты									12 765,8
2.1	19.1.01.11	Крепления	кг	0	0	0			0		0
2.2	19.1.02.04	Воздухораспределители	шт	1	0	0			9 000		0
		ФОТ									12 456,96
	Пр/636-016.0-1; Приказ N 812/пр, п.25	НР Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование	%	121%	0,9	108,9%					13 565,63
	Пр/774-016.0; Приказ N 774/пр, п.16	СП Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование	%	72%	0,85	61,2%					7 623,66
		Всего по позиции							943,2		33 955,09
3	ГЭСН20-01-002-15	Прокладка воздуховодов из листовой оцинкованной стали и алюминия класса П (плотные) толщиной: 0,9 мм, периметром до 4500 мм	100 м2	2,1		2,1					

	Приказ N 421/пр от 04.08.2020 п.58.6	Сметные затраты на работы по капитальному ремонту и реконструкции объектов капитального строительства (Кот=1,15; Кэм=1,25; Котм=1,25; Кзг=1,15; Кзгм=1,25)									
	1	ОТ (ЗТ)	чел.-ч			150,696					60 605,41
	1-100-32	Средний разряд работы 3,2	чел.-ч	62,4	1,15	150,696			402,17		60 605,41
	2	ЭМ									1 697,01
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			1,7325					872,77
	[91.14.02-001]	Автомобили бортовые, грузоподъемность до 5 т	маш.-ч	0,39	1,25	1,02375	477,92	1,15	549,61		562,66
	4-100-040	ОТм (ЗТм) Средний разряд машинистов 4	чел.-ч	0,39	1,25	1,02375			441,73		452,22
	91.05.05-015	Краны на автомобильном ходу, грузоподъемность 16 т	маш.-ч	0,27	1,25	0,70875			1 418,22		1 005,16
	4-100-060	ОТм (ЗТм) Средний разряд машинистов 6	чел.-ч	0,27	1,25	0,70875			593,37		420,55
	91.17.04-233	Аппараты сварочные для ручной дуговой сварки, сварочный ток до 350 А	маш.-ч	0,99	1,25	2,59875			22,51		58,5
	[91.06.03-055]	Лебедки электрические тяговым усилием 19,62 кН (2 т)	маш.-ч	0,15	1,25	0,39375	11,45	1,21	13,85		5,45
	[91.06.03-047]	Лебедки ручные и рычажные тяговым усилием 31,39 кН (3,2 т)	маш.-ч	8,69	1,25	22,81125	2,36	1,21	2,86		65,24
	4	М									17 214,79
	[01.7.11.07-0227]	Электроды сварочные для сварки низколегированных и углеродистых сталей УОНИ 13/45, Э42А, диаметр 4-5 мм	кг	0,29		0,609	155,63	1,04	161,86		98,57
	[01.7.19.04-0031]	Прокладки резиновые (пластина техническая прессованная)	кг	9,91		20,811	138,5	1,16	160,66		3 343,5
	[01.7.06.03-0023]	Ленты полиэтиленовые с липким слоем, прозрачные, ширина 20 мм, толщина 0,08 мм	кг	6,99		14,679	675,01	1,39	938,26		13 772,72
		Итого прямые затраты									80 389,98
3.1	08.1.02.17-0089	Сетка стальная сварная из арматурной проволоки без покрытия, диаметр проволоки 4 мм, размер ячейки 50x50 мм	м2	0		0			216,97		0
3.2	19.1.01.11	Заглушки питомерных лючков	шт	0		0			0		0
3.3	19.1.01.11	Заглушки питомерных лючков	шт	0		0			0		0

3.4	19.3.01.01	Дроссель-клапаны в патрубке	шт	0		0			0	0
3.5	01.7.15.03	Болты с гайками	т	0,007		0,0147			0	0
3.6	19.1.01.03	Воздуховоды металлические	м2	100		210			0	0
		ФОТ								61 478,18
	Пр/636-016.0-1; Приказ N 812/пр, п.25	НР Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование	%	121%	0,9	108,9%				66 949,74
	Пр/774-016.0; Приказ N 774/пр, п.16	СП Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование воздуха)	%	72%	0,85	61,2%				37 624,65
		Всего по позиции							88 078,27	184 964,37
4	ГЭСНм33-01-011-01	Диффузор вместимостью 21 м3	шт	36		36				
	1	ОТ (ЗТ)	чел.-ч			3 052,8				1 212 663,74
	1-100-31	Средний разряд работы 3,1	чел.-ч	84,8		3 052,8		397,23		1 212 663,74
	2	ЭМ								107 444
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			95,76				42 300,06
	[91.06.03-051]	Лебедки слиповые электрические 10 т	маш.-ч	2,66		95,76	902,73	1,23	1 110,36	106 328,07
	4-100-040	ОТм (ЗТм) <i>Средний разряд машинистов 4</i>	чел.-ч	2,66		95,76		441,73		42 300,06
	[91.06.07-006]	Тали электрические общего назначения, грузоподъемность 5 т	маш.-ч	2,03		73,08	12,62	1,21	15,27	1 115,93
		Итого прямые затраты								1 362 407,8
4.1	421/пр_2020_п.75_п.а	Сметная стоимость вспомогательных ненормируемых материальных ресурсов, не учтенная в сметной норме, 2%	%	2		2				24 253,27
4.2	5.0	Масса оборудования	т	6,7		241,2			0	0
		ФОТ								1 254 963,8
	Пр/812-075.0-1	НР Оборудование предприятий легкой промышленности	%	89%		89%				1 116 917,78
	Пр/774-075.0	СП Оборудование предприятий легкой промышленности	%	44%		44%				552 184,07
		Всего по позиции							84 882,3	3 055 762,92

	Пр/636-016.0-1; Приказ N 812/пр, п.25	НР Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование воздуха)	%	121%	0,9	108,9%					22 609,38
	Пр/774-016.0; Приказ N 774/пр, п.16	СП Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование воздуха)	%	72%	0,85	61,2%					12 706,1
		Всего по позиции							10 657,5		383 670,05
		Итого прямые затраты по разделу 1. Воздухораспределяющие устройства 1 линии									1 845 342,02
		<i>в том числе</i>									
		оплата труда (ОТ)									1 322 645,42
		эксплуатация машин и механизмов									110 041,59
		оплата труда машинистов (ОТм)									44 108,72
		материальные ресурсы									368 546,29
		перевозка									0
		Итого ФОТ (<i>справочно</i>)									1 366 754,14
		Итого накладные расходы									1 220 042,53
		Итого сметная прибыль									610 138,48
		Итого оборудование									0
		Итого прочие затраты									0
		Итого по разделу 1. Воздухораспределяющие устройства 1 линии									3 675 523,03
		<i>в том числе</i>									
		материальные ресурсы, отсутствующие в ФРСН									0
		оборудование, отсутствующее в ФРСН									0
		<i>справочно</i>									
		затраты труда рабочих									3 326,3088
		затраты труда машинистов									99,7875

№ п.п.	Обоснование	Наименование работ и затрат	Единица	Количество	Сметная стоимость, руб.
--------	-------------	-----------------------------	---------	------------	-------------------------

	1	ОТ (ЗТ)	чел.-ч			30,3048				12 337,69
	1-100-33	Средний разряд работы 3,3	чел.-ч	1,22	0,69	30,3048			407,12	12 337,69
	2	ЭМ								308,84
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			0,27				119,27
	[91.14.02-001]	Автомобили бортовые, грузоподъемность до 5 т	маш.-ч	0,01	0,75	0,27	477,92	1,15	549,61	148,39
	4-100-040	ОТм (ЗТм) Средний разряд машинистов 4	чел.-ч	0,01	0,75	0,27			441,73	119,27
	91.17.04-233	Аппараты сварочные для ручной дуговой сварки, сварочный ток до 350 А	маш.-ч	0,2	0,75	5,4			22,51	121,55
	[91.06.03-055]	Лебедки электрические тяговым усилием 19,62 кН (2 т)	маш.-ч	0,04	0,75	1,08	11,45	1,21	13,85	14,96
	[91.06.03-047]	Лебедки ручные и рычажные тяговым усилием 31,39 кН (3,2 т)	маш.-ч	0,31	0,75	8,37	2,36	1,21	2,86	23,94
	4	М								0
	[01.7.15.03-0042]	Болты с гайками и шайбами строительные	кг	0,14	0	0	174,93	1,12	195,92	0
	[01.7.11.07-0227]	Электроды сварочные для сварки низколегированных и углеродистых сталей УОНИ 13/45, Э42А, диаметр 4-5 мм	кг	0,2	0	0	155,63	1,04	161,86	0
	[01.7.19.04-0031]	Прокладки резиновые (пластина техническая прессованная)	кг	0,16	0	0	138,5	1,16	160,66	0
		Итого прямые затраты								12 765,8
7.1	19.1.01.11	Крепления	кг	0	0	0			0	0
7.2	19.1.02.04	Воздухораспределители	шт	1	0	0			9 000	0
		ФОТ								12 456,96
	Пр/636-016.0-1; Приказ N 812/пр, п.25	НР Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование	%	121%	0,9	108,9%				13 565,63
	Пр/774-016.0; Приказ N 774/пр, п.16	СП Сантехнические работы: внутренние (трубопроводы, внутренние устройства водопровода, канализации, отопления, газоснабжения, вентиляция и кондиционирование	%	72%	0,85	61,2%				7 623,66
		Всего по позиции							943,2	33 955,09

9.1	421/пр_2020_п.75_пп.а	Сметная стоимость вспомогательных ненормируемых материальных ресурсов, не учтенная в сметной норме, 2%	%	2		2				24 253,27
9.2	5.0	Масса оборудования	т	6,7		241,2			0	0
		ФОТ								1 254 963,8
	Пр/812-075.0-1	НР Оборудование предприятий легкой промышленности	%	89%		89%				1 116 917,78
	Пр/774-075.0	СП Оборудование предприятий легкой промышленности	%	44%		44%				552 184,07
		Всего по позиции						84 882,3		3 055 762,92
10	ГЭСН20-02-001-01	Установка воздухораспределителей, предназначенных для подачи воздуха: в рабочую зону, массой до 20 кг	шт	36		36				
	Приказ N 421/пр от 04.08.2020 п.58.6	Сметные затраты на работы по капитальному ремонту и реконструкции объектов капитального строительства (Кот=1,15; Кэм=1,25; Котм=1,25; Кзт=1,15; Кзтм=1,25)								
	1	ОТ (ЗТ)	чел.-ч			50,508				20 562,82
	1-100-33	Средний разряд работы 3,3	чел.-ч	1,22	1,15	50,508		407,12		20 562,82
	2	ЭМ								514,74
		ОТм (ЗТм)	чел.-ч			0,45				198,78
	[91.14.02-001]	Автомобили бортовые, грузоподъемность до 5 т	маш.-ч	0,01	1,25	0,45	477,92	1,15	549,61	247,32
	4-100-040	ОТм (ЗТм) Средний разряд машинистов 4	чел.-ч	0,01	1,25	0,45			441,73	198,78
	91.17.04-233	Аппараты сварочные для ручной дуговой сварки, сварочный ток до 350 А	маш.-ч	0,2	1,25	9			22,51	202,59
	[91.06.03-055]	Лебедки электрические тяговым усилием 19,62 кН (2 т)	маш.-ч	0,04	1,25	1,8	11,45	1,21	13,85	24,93
	[91.06.03-047]	Лебедки ручные и рычажные тяговым усилием 31,39 кН (3,2 т)	маш.-ч	0,31	1,25	13,95	2,36	1,21	2,86	39,9
	4	М								3 078,23
	[01.7.15.03-0042]	Болты с гайками и шайбами строительные	кг	0,14		5,04	174,93	1,12	195,92	987,44

	Итого по разделу 2. Воздухораспределяющие устройства 2 линии		3 617 770,2
	<i>в том числе</i>		
	материальные ресурсы, отсутствующие в ФРСН		0
	оборудование, отсутствующее в ФРСН		0
	<i>справочно</i>		
	затраты труда рабочих		3 271,2528
	затраты труда машинистов		98,8425

	ИТОГИ ПО СМЕТЕ		
	ВСЕГО строительные работы		1 181 767,39
	<i>в том числе</i>		
	Всего прямые затраты		889 487,46
	<i>в том числе</i>		
	оплата труда (ОТ)		197 940,17
	эксплуатация машин и механизмов		4 688,32
	оплата труда машинистов (ОТм)		3 191,44
	материальные ресурсы		683 667,53
	Всего ФОТ (<i>справочно</i>)		201 131,61
	Всего накладные расходы		187 121,01
	Всего сметная прибыль		105 158,92
	ВСЕГО монтажные работы		6 111 525,84
	<i>в том числе</i>		
	Всего прямые затраты		2 773 322,14
	<i>в том числе</i>		
	оплата труда (ОТ)		2 425 327,48
	эксплуатация машин и механизмов		214 888
	оплата труда машинистов (ОТм)		84 600,12
	материальные ресурсы		48 506,54
	Всего ФОТ (<i>справочно</i>)		2 509 927,6
	Всего накладные расходы		2 233 835,56
	Всего сметная прибыль		1 104 368,14
	ВСЕГО по смете		7 293 293,23
	<i>в том числе</i>		

	Всего прямые затраты		3 662 809,6
	<i>в том числе</i>		
	оплата труда (ОТ)		2 623 267,65
	эксплуатация машин и механизмов		219 576,32
	оплата труда машинистов (ОТм)		87 791,56
	материальные ресурсы		732 174,07
	перевозка		0
	Всего ФОТ (<i>справочно</i>)		2 711 059,21
	Всего накладные расходы		2 420 956,57
	Всего сметная прибыль		1 209 527,06
	Всего оборудование		0
	Всего прочие затраты		0
	<i>Справочно</i>		
	материальные ресурсы, отсутствующие в ФРСН		0
	оборудование, отсутствующее в ФРСН		0
	затраты труда рабочих		6 597,5616
	затраты труда машинистов		198,63

