

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

ДМИТРИЕВ Юрий Александрович

**ТЕПЛОВОЙ И ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМЫ ЦЕНТРОВ ОБРАБОТКИ
ДАННЫХ**

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат физико-математических наук,
доцент
ПОНОМАРЕВ Николай Степанович

Санкт-Петербург – 2023 г.

Оглавление

Введение.....	5
1 Современное состояние проблемы обеспечения теплового и воздушного режимов в центрах обработки данных.....	9
1.1 Требования к микроклимату центров обработки данных	9
1.2 Способы охлаждения серверного оборудования.....	13
1.3 Тенденции развития технологических решений систем кондиционирования воздуха в центрах обработки данных	16
1.4 Оценка эффективности систем кондиционирования воздуха.....	25
1.5 Резервирование систем кондиционирования воздуха.....	29
1.6 Выводы по первой главе.....	31
2 Экспериментальное исследование теплового и воздушного режимов центров обработки данных при различных способах организации воздушных потоков	33
2.1 Характеристика объекта исследования.....	33
2.2 Результаты натурных измерений температуры воздуха, входящего в стойки с серверным оборудованием.....	35
2.3 Определение зависимости объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование, от потребляемой электрической мощности	38
2.4 Разработка численных моделей машинного зала	41
2.4.1 Теоретические основы моделирования	41
2.4.2 Построение геометрических моделей.....	44
2.4.3 Результат численного моделирования и проверка адекватности разработанных моделей.....	45
2.5 Определение зависимости перепада температур воздуха в стойках от потребляемой электрической мощности серверного оборудования	49
2.6 Выводы по второй главе.....	52

3 Численное исследование влияния технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центров обработки данных	53
3.1 Исследование способов организации воздушных потоков	53
3.2 Выявление оптимального количественного соотношения технологических коридоров в машинном зале при различной степени загрузки стоек серверным оборудованием	59
3.3 Исследование способов расположения фальш-панелей в стойке при различных значениях перепада давления между коридорами	76
3.4 Выводы по третьей главе	79
4 Рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных	81
4.1 Объемно-планировочные и технологические решения	81
4.2 Выбор способа охлаждения серверного оборудования	83
4.3 Выбор способа расположения кондиционеров в машинном зале	85
4.4 Расчет холодопроизводительности кондиционеров	88
4.5 Методика расчета производительности кондиционеров по воздуху	90
4.5.1 Последовательность расчета производительности кондиционеров по воздуху	91
4.5.2 Проверка на адекватность разработанной методики расчета в натурных условиях	92
4.6 Техничко-экономическое обоснование применения потолочных панелей над технологическим коридором	96
4.7 Выводы по четвертой главе	99
Заключение	100
Список литературы	104

Приложение А – Акт внедрения результатов диссертационной работы	117
Приложение Б – Акт о практическом использовании научных результатов диссертационной работы в учебном процессе СПбГАСУ.....	118
Приложение В – Значения температуры воздуха, полученные с помощью датчиков, установленных на входе в стойки.....	119
Приложение Г – Сопоставление результатов численного моделирования и данных натурных измерений температуры воздуха на входе в стойки машинного зала центра обработки данных.....	121
Приложение Д – Расчет параметров регрессии	122

Введение

Актуальность темы исследования. В современном обществе информационные технологии присутствуют практически во всех сферах жизнедеятельности человека. Решая задачи по организации обработки, передачи и хранения информации, они позволяют экономить время, энергию и материальные ресурсы. Серверное оборудование, организующее данные процессы, размещают в машинных залах центров обработки данных, где оно группируется в стойках или шкафах. Для бесперебойной работы центров обработки данных в машинных залах необходимо обеспечивать определенные параметры воздуха. Отклонения от требуемых параметров воздуха могут привести к выходу из строя серверного оборудования. Актуальной задачей является изучение влияния различных технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центров обработки данных.

Степень разработанности темы исследования. Теоретической основой послужили работы отечественных и зарубежных ученых: Г.Н. Абрамовича, О.А. Аверковой, В.В. Батурина, В.Н. Богословского, М.И. Гримитлина, Т.А. Дацюк, А.М. Зиганшина, В.В. Ловцова, К.И. Логачева, Г.А. Максимова, Р.Ш. Мансурова, П.В. Участкина, Ю.Н. Хомутецкого, А.Н. Чернова, А.М. Abbas, J. Cho, P. Lin, M. Tatchell-Evans, S.A. Nada, N. Rasmussen.

Цель работы заключается в исследовании влияния различных технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центров обработки данных.

Задачи исследования:

- провести анализ отечественных и зарубежных исследований в области обеспечения теплового и воздушного режимов центров обработки данных;
- выполнить натурные исследования теплового и воздушного режимов действующего центра обработки данных при различных способах организации воздушных потоков;

- разработать численные модели для исследования влияния технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центра обработки данных;

- разработать методику расчета и рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных.

Объектом исследования являются машинные залы центра обработки данных.

Предметом исследования являются тепловой и воздушный режимы машинных залов в центре обработки данных.

Методология и методы исследования. Методологической основой диссертационного исследования являются основные теоретические положения процессов тепломассобмена и аэродинамики; методы планирования экспериментальных исследований; теория численного моделирования гидродинамических потоков.

Научная новизна исследования:

- впервые в натурных условиях действующего центра обработки данных установлены поля распределения температуры воздуха при различных способах размещения потолочных и фальш-панелей для выявления зон с температурой воздуха выше нормируемого значения;

- установлена зависимость перепада температур воздуха в стойках от потребляемой электрической мощности при различной загрузке серверных стоек для определения производительности систем кондиционирования воздуха;

- получена зависимость объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от потребляемой электрической мощности;

- определена зависимость градиента температуры воздуха по высоте машинного зала в центре обработки данных от количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров, потребляемой электрической мощности стоек и степени их загрузки серверным оборудованием.

Теоретическая значимость работы состоит в анализе влияния технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центров обработки данных.

Практическая значимость работы заключается в разработке методики расчета и рекомендаций по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 2.1.3. «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение», а именно п.1. «...Исследования теплового, воздушного, влажностного режимов помещений, зданий и сооружений» и п.2 «Технологические задачи теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха...».

Положения, выносимые на защиту:

- поля распределения температуры воздуха при различных способах размещения потолочных и фальш-панелей;
- зависимость перепада температур воздуха в стойках от потребляемой электрической мощности;
- зависимость объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от потребляемой электрической мощности;
- зависимость градиента температуры воздуха по высоте машинного зала в центре обработки данных от количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров, потребляемой электрической мощности стоек и степени их загрузки серверным оборудованием;
- методика расчета и рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов исследования обоснована применением методов планирования эксперимента; подтверждена внедрением теоретических разработок проведенных исследований в практическую деятельность предприятия; обеспечена

использованием поверенных средств измерений и методов статистической обработки данных.

Основные результаты исследования были апробированы на следующих конференциях: XX Международной научной конференции «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды» (НИИСФ, 2022), V Международной научно-практической конференции «Методология безопасности среды жизнедеятельности» (Институт «Академия строительства и архитектуры» Крымского федерального университета им. В.И. Вернадского, 2022), Национальной (всероссийской) научно-практической конференции «Инженерные системы и городское хозяйство» (СПбГАСУ, 2023).

Результаты диссертационного исследования были внедрены в Северо-Западном главном управлении Центрального банка Российской Федерации. Организацией представлен акт о внедрении научных результатов.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 4 печатных работах, в том числе 2 работы опубликованы в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных журналов, утвержденных ВАК РФ и 1 работа в издании, входящем в базу SCOPUS.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав с выводами по каждой из них, заключения и приложений, содержит 116 страниц печатного текста и 14 страниц приложений, 8 таблиц, 56 рисунков и список литературы из 120 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

1 Современное состояние проблемы обеспечения теплового и воздушного режимов в центрах обработки данных

1.1 Требования к микроклимату центров обработки данных

В процессе работы серверного оборудования в центрах обработки данных (далее – ЦОД) выделяется избыточная теплота, которую необходимо удалять. Наиболее распространенной причиной выхода из строя серверного оборудования является перегрев [25, 42]. В то же время при резком охлаждении серверного оборудования возможны температурные деформации или образование конденсата на чувствительных компонентах, которые также могут привести к сбоям в работе [38]. Таким образом, для обеспечения эффективной и бесперебойной работы серверного оборудования в ЦОД необходимо поддерживать определенный микроклимат.

Расчетные параметры внутреннего воздуха при проектировании ЦОД в нашей стране принимают согласно действующим строительным нормам СН 512-78 [54] и ГОСТ Р 70139-2022 [10]. В соответствии с [54], в рабочей зоне помещений необходимо поддерживать параметры воздуха, представленные в таблице 1.1. Однако требования настоящей инструкции предназначены для электронно-вычислительных машин (ЭВМ) и вычислительных комплексов (ВК), которые давно уже не используются в современных ЦОД. Поэтому наиболее актуальным нормативным документом является [10], в котором определены показатели инженерной инфраструктуры ЦОД, а также классы значений для этих показателей.

В зависимости от поставленных задач при классификации инженерной инфраструктуры ЦОД могут быть определены и использованы как классы инженерной инфраструктуры ЦОД по отдельным показателям, так и сводные классы по набору показателей. В частности, в таблице 1.2 представлены классы значений для показателей максимальной температуры воздуха в «холодном» коридоре и допустимой относительной влажности воздуха в машинном зале ЦОД.

Таблица 1.1 – Параметры воздуха в соответствии с [54]

Период года	Оптимальные			Допустимые		
	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$v, \text{м/с}$
Холодный и переходный периоды года (температура воздуха ниже $+ 10 ^\circ\text{C}$)	21 ± 2	52 ± 7	Не более 0,2	18 – 25	Не более 75	Не более 0,3
Теплый период года (температура наружного воздуха выше $+ 10 ^\circ\text{C}$)	22 ± 2	52 ± 7	Не более 0,3	В течение трех часов не более чем на $3 ^\circ\text{C}$ выше средней температуры наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца, но не выше $28 ^\circ\text{C}$	При $28 ^\circ\text{C}$ не более 50%; при $27 ^\circ\text{C}$ не более 55%; при $26 ^\circ\text{C}$ не более 60%; при $25 ^\circ\text{C}$ не более 65%; при $24 ^\circ\text{C}$ и ниже не более 70%	Не более 0,5

При определении класса значений для показателей максимальной температуры воздуха в «холодном» коридоре и допустимой относительной влажности воздуха в машинном зале необходимо руководствоваться требованиями к надежности и эффективности ЦОД, которые указывают в техническом задании.

Таблица 1.2 – Классы значений по [10]

Показатель	Класс А	Класс В	Класс С	Класс D	Класс E
максимальная температура воздуха (°C) в «холодном» коридоре	23	25	27	NA	NA
допустимая относительная влажность воздуха (%) в машинном зале	40 – 60	30 – 70	20 – 80	Ограничения отсутствуют	NA

Также, при проектировании ЦОД опираются на зарубежную техническую документацию ANSI/TIA-942 [55] и ASHRAE TC 9.9 [85], которая объединяет в себе рекомендации ведущих производителей серверного оборудования. В нашей стране зарубежная техническая документация носит рекомендательный характер. В таблице 1.3 представлены параметры воздуха, которые в соответствии с зарубежной технической документацией необходимо поддерживать на входе в серверное оборудование. На практике параметры воздуха контролируют на входе в шкаф или стойку, в котором расположено серверное оборудование, посредством установки соответствующих датчиков.

Все серверное оборудование в таблице 1.3 разделено на классы. В зависимости от того, к какому классу относится серверное оборудование, отличаются параметры воздуха. Разделение серверного оборудования на классы является результатом роста популярности тренда, направленного на производство более энергоэффективного оборудования, способного работать при высоких температурах воздуха. В частности, оборудование, относящееся к классам A3 и A4 предполагает использование технологии охлаждения «free-cooling», т.е. охлаждения серверного оборудования за счет окружающей среды, без применения компрессоров [73].

Таблица 1.3 – Параметры воздуха в соответствии с [55] и [85]

Параметры воздуха	Класс	Тип оборудования	Диапазон температур по сухому термометру, $t_{с.т.}, ^\circ\text{C}$	Диапазон влажности воздуха, $\varphi, \%$	Диапазон температур точек росы, $t_p, ^\circ\text{C}$	Максимальная температура точки росы, $t_{p \text{ макс}}, ^\circ\text{C}$
Оптимальные (рекомендуемые)	A1 – A4	Все	18 – 27	Не выше 60	– 9 – 15	–
Допустимые	A1	Серверы масштаба крупного предприятия, системы хранения данных	15 – 32	8 – 80	– 12 – 17	17
	A2	Серверы, системы хранения данных, персональные компьютеры, рабочие станции	10 – 35	8 – 80	– 12 – 21	21
	A3		5 – 40	8 – 85	– 12 – 24	24
	A4		5 – 45	8 – 90	– 12 – 24	24

Оптимальный диапазон параметров воздуха определяет границы, в пределах которых достигается наивысшая надежность и энергоэффективность серверного оборудования. Эксплуатация серверного оборудования в диапазоне допустимых параметров требует поиска баланса между энергосбережением СКВ и снижением эффективности работы серверного оборудования. Под снижением эффективности

серверного оборудования подразумеваются рост его электропотребления, а также потери производительности и надежности.

1.2 Способы охлаждения серверного оборудования

Для удаления избыточной теплоты от серверного оборудования в ЦОД используют воздушное или жидкостное охлаждение.

Процесс охлаждения воздуха при воздушном охлаждении серверного оборудования происходит в поверхностных воздухоохладителях с использованием хладагента или холодоносителя. Для крупных ЦОД применяют прямоточные системы, использующие для охлаждения наружный воздух.

В случае с использованием холодоносителя, охлажденную воду или незамерзающую жидкость воздухоохладитель получает от парокомпрессионной (чиллера) или абсорбционной холодильных машин. Охлаждение воздуха с помощью хладагента происходит в воздухоохладителе, который располагается в моноблочном кондиционере. При использовании наружного воздуха для охлаждения серверного оборудования холодный воздух с улицы сначала попадает в камеру смешения (рисунок 1.1а), затем после фильтрации нагнетается вентиляторами (рисунок 1.1б) в машинные залы ЦОД. В жаркие дни наружный воздух охлаждается в камерах адиабатного охлаждения (рисунок 1.1в) или в дополнительных системах кондиционирования воздуха (далее – СКВ) на основе хладагента или холодоносителей. Из машинных залов часть воздуха попадает в камеру смешения наружного и отработанного воздуха для достижения оптимальной температуры (рисунок 1.1г). Не используемый в смешении воздух вытяжными вентиляторами выводится с другой стороны здания. Среди российских компаний, использующих для охлаждения серверного оборудования наружный воздух, в качестве примера можно привести ЦОД, построенный компанией Яндекс в финском городе Мянтсяля [24]. Другим известным примером реализации охлаждения с помощью наружного воздуха является ЦОД компании Facebook [93].

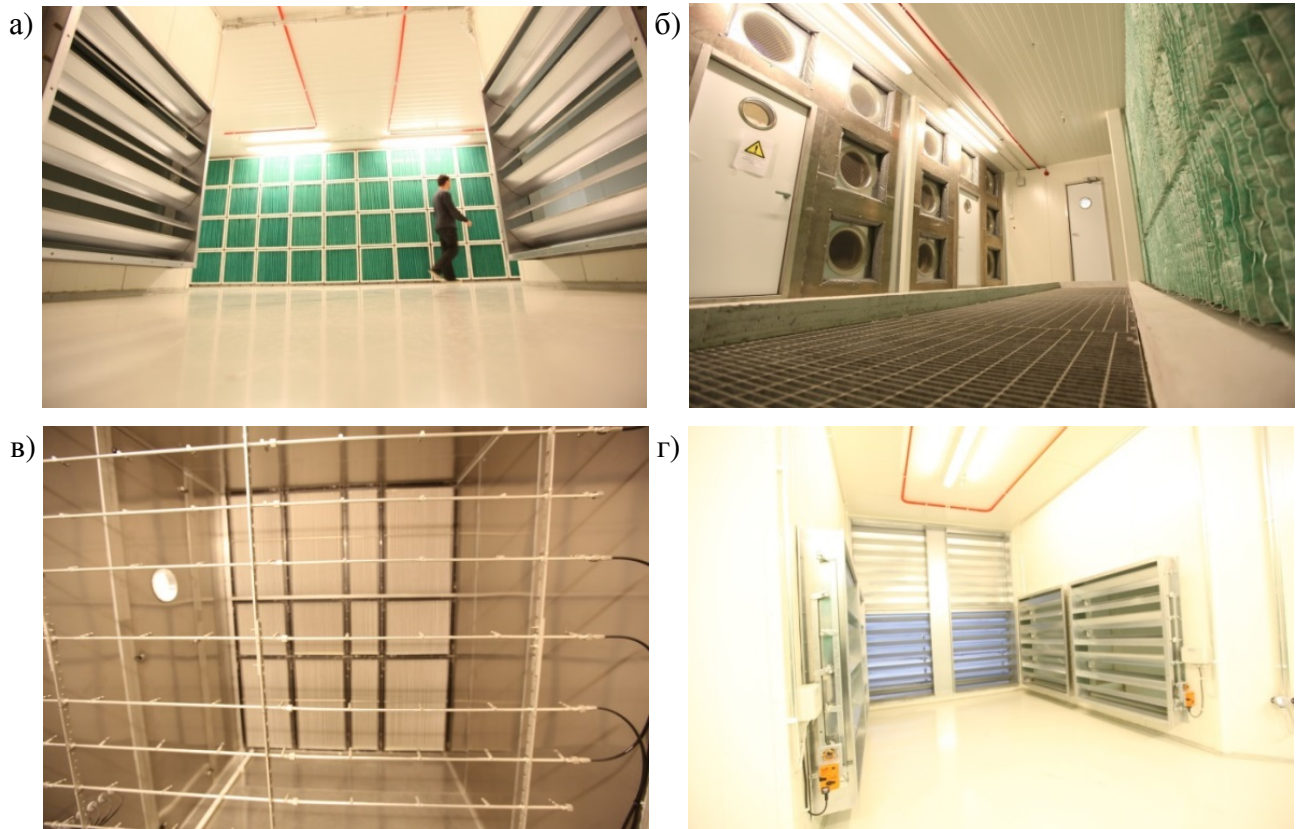


Рисунок 1.1 – Пример реализации охлаждения ЦОД наружным воздухом

а – камера смешения и первый ряд фильтров; б – второй ряд фильтров и приточные вентиляторы; в – камера адиабатного охлаждения; г – камера смешения внешнего и отработанного воздуха для достижения оптимальной температуры [24]

При реализации способа охлаждения наружным воздухом следует учитывать следующие условия его применения:

- необходимо использование дорогостоящего серверного оборудования, которое способно эффективно работать в широком диапазоне параметров наружного воздуха;
- вентиляционные установки и сеть воздуховодов, используемые в данном способе охлаждения, имеют большие габариты и сложную систему автоматического регулирования;
- максимальная температура наружного воздуха по влажному термометру в выбранном регионе строительства ЦОД должна быть не выше максимального рекомендуемого значения (27 °C) для серверного оборудования;

- необходимо предусматривать мероприятия по очистке наружного воздуха для обеспечения степени его запыленности не более $1,0 \text{ мг/м}^3$ [35].

Помимо воздушного охлаждения, существуют менее распространенные системы погружного жидкостного охлаждения или «иммерсионного» охлаждения. Пример реализации иммерсионного охлаждения представлен на рисунке 1.2. При иммерсионном охлаждении печатные платы погружают в непроводящую диэлектрическую жидкость. Избыточная теплота, выделяемая комплектующими печатных плат, отводится циркулирующей через них диэлектрической жидкостью. Такая организация теплоотвода повышает эффективность используемых энергоресурсов, но на сегодняшний день такие системы не нашли широкого применения по нескольким причинам:

- необходимо применение специализированного серверного оборудования или доработка серверного оборудования, предназначенного для воздушного охлаждения [21];
- высокая стоимость диэлектрических жидкостей;
- экономически оправдано только для высокопроизводительного оборудования (например, суперкомпьютеров).



Рисунок 1.2 – Пример использования иммерсионного охлаждения: система жидкостного охлаждения Iceotope ExaNest [69]

Выбор того или иного решения по охлаждению ЦОД зависит от технико-экономических оценок, которые делают на предпроектном этапе. В процессе выбора следует учитывать климатические условия региона строительства ЦОД, стоимость доступных энергоресурсов и воздействие на окружающую среду. Наиболее распространенным на сегодняшний день является способ воздушного охлаждения серверного оборудования, в котором используется хладагент или холодоноситель. Основными преимуществами данного способа являются:

- возможность применения стандартного серверного оборудования из различных ценовых категорий;
- компактность по сравнению с системами, в которых используется охлаждение наружным воздухом;
- возможность применения в любом регионе строительства ЦОД.

1.3 Тенденции развития технологических решений систем кондиционирования воздуха в центрах обработки данных

Для обеспечения требований различных технологических процессов, в которых требуется поддержание температуры воздуха с точностью $\pm 0,1$ °С в нашей стране в период 1950 – 1970 гг. использовались системы прецизионного кондиционирования воздуха, которые работали по принципу генераторов гармонических тепловых колебаний [31, 64, 66-68, 79]. Существовали две основные группы таких систем:

- системы с внешним генератором тепловых колебаний, в которых помещения, где происходили технологические процессы, ограждались специальными перегородками, рассчитанными на затухание создаваемых во внешнем помещении гармонических тепловых колебаний;
- системы с внутренним генератором тепловых колебаний, в которых гармонические тепловые колебания затухают непосредственно в деталях, которые участвуют в технологическом процессе.

Также отдельное внимание уделялось воздушному охлаждению радиоэлектронных стоек [17-19]. На рисунке 1.3 представлены наиболее распространенные в период 1960 – 1970 гг. конструкции вентилируемых радиоэлектронных стоек шкафного типа, в которых охлаждение радиодеталей осуществлялось при помощи принудительной приточной или вытяжной вентиляции.

В период 1970 – 1980 гг. в качестве оборудования СКВ ЦОД стали использоваться моноблочные кондиционеры, которые подавали воздух с температурой $13 \div 16$ °С в камеру, образованную фальшполом и основанием пола. В местах расположения серверного оборудования устанавливали перфорированные напольные плитки, через которые воздух выходил из камеры [99].

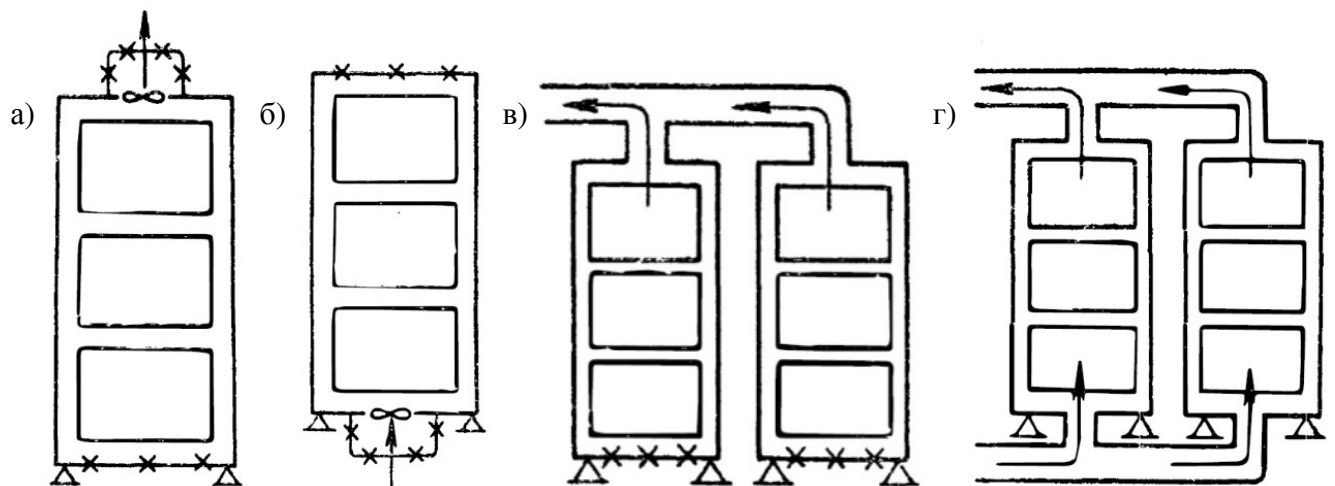


Рисунок 1.3 – Схематическое изображение вентилируемых радиоэлектронных стоек шкафного типа [17]

а и б – вытяжная и приточная местная вентиляция; в и г – централизованная вентиляция нескольких стоек

Однако при такой схеме распределения воздуха расположение стоек с серверным оборудованием было произвольным, что способствовало интенсивному смешению потоков нагретого и охлажденного воздуха и, как следствие, приводило к снижению эффективности СКВ в ЦОД.

В 1992 году компания IBM предложила концепцию «горячего» и «холодного» коридоров в машинных залах ЦОД [114], согласно которой

серверное оборудование в стойках необходимо устанавливать таким образом, чтобы отвод теплоты производился в «горячий» коридор, а забор воздуха для охлаждения оборудования производился из «холодного» коридора. Принципиальная схема «горячего» и «холодного» коридоров в машинном зале представлена на рисунке 1.4. Такое решение позволило значительно сократить смешение потоков нагретого и охлажденного воздуха и увеличить эффективность СКВ в ЦОД. Зачастую каждые два ряда стоек в данной концепции формируют одну зону (модуль), которая объединена общей инфраструктурой электроснабжения и охлаждения [100]. Однако на сегодняшний день не существует рекомендаций по количественному соотношению между «горячими» и «холодными» коридорами в пределах одной зоны.

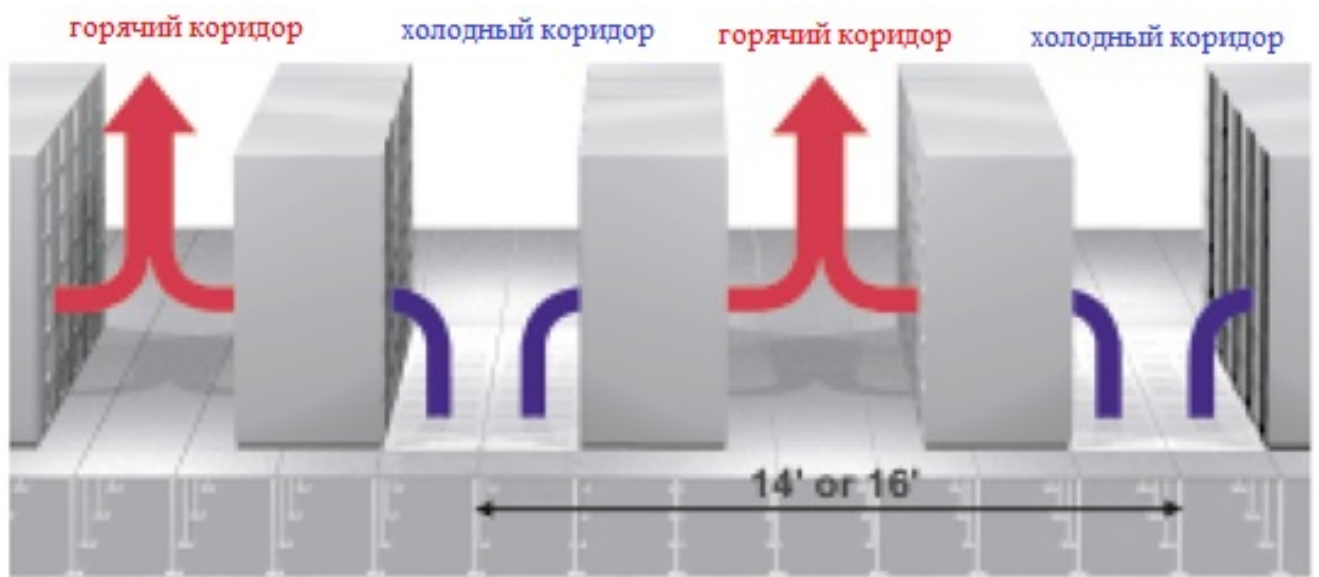


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема «горячего» и «холодного» коридоров в машинном зале ЦОД [97]

В период 2000 – 2010 гг. было выявлено, что в случае, когда стойки не полностью загружены оборудованием, возникает риск циркуляции воздуха между коридорами [45]. Установлено, что подсос нагретого воздуха из «горячего» коридора может приводить к повышению температуры оборудования на 8 °С. Кроме того, вследствие смешения нагретого и охлажденного воздуха значение перепада температур входящего и выходящего из кондиционеров воздуха

снижается, а это, в свою очередь, приводит к снижению эффективности и производительности СКВ. Для решения данной проблемы предложена установка фальш-панелей в свободное от оборудования пространство стоек (рисунок 1.5).

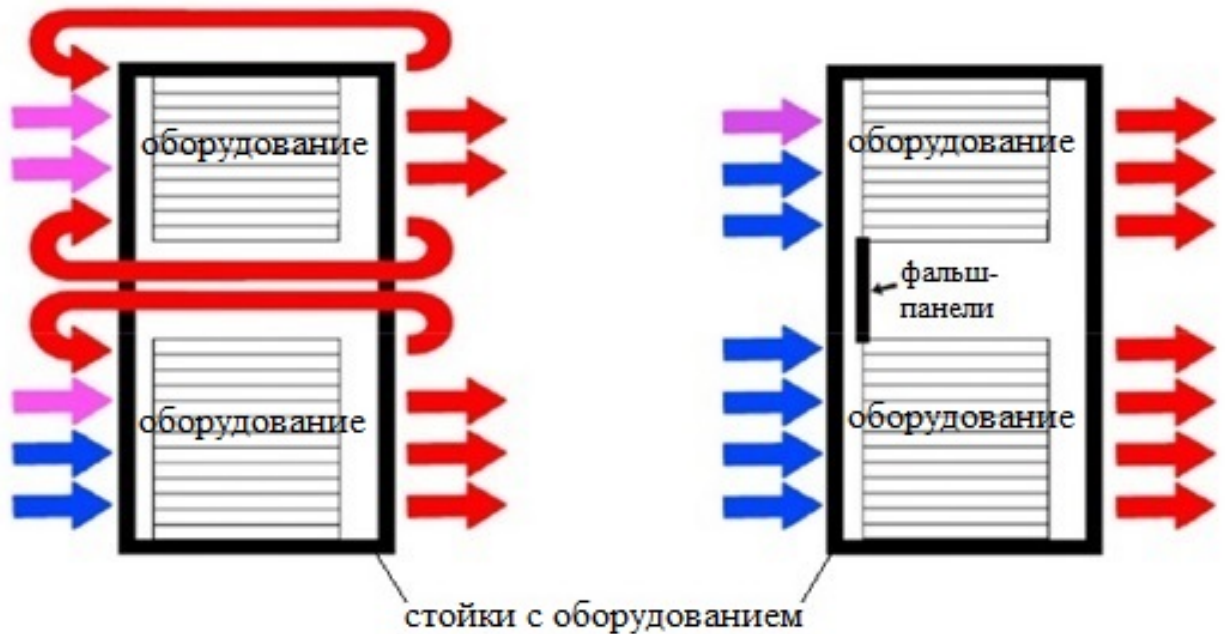


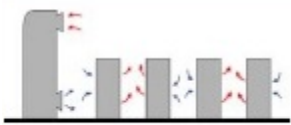
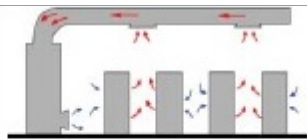
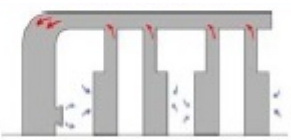
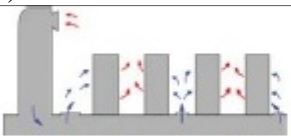
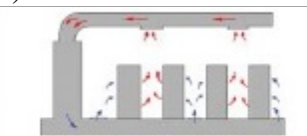
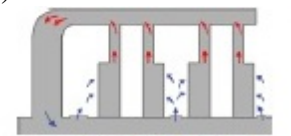
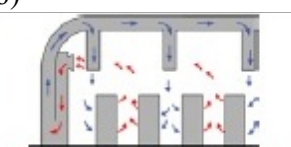
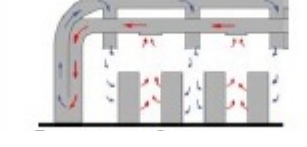
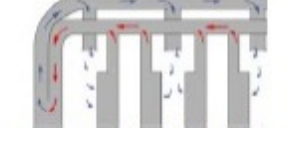
Рисунок 1.5 – Направление воздушных потоков до и после установки фальш-панелей [45]

Установка фальш-панелей позволила существенно сократить смешение потоков нагретого воздуха с охлажденным [46, 115]. Однако работ, в которых исследуется распределение воздушных потоков в машинном зале с учетом установленных фальш-панелей при различной степени загрузки стоек оборудованием и потребляемой электрической мощности, проведено не было.

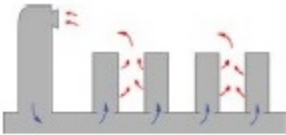
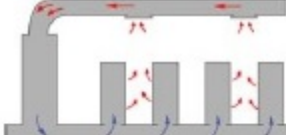
Одновременно с признанием необходимости установки фальш-панелей в свободном пространстве стоек в работе [47] предложено 9 способов распределения воздуха для эффективной работы СКВ с использованием кондиционеров, расположенных по периметру машинного зала (таблица 1.4). Выявлено, что применение данных кондиционеров возможно при потребляемой электрической мощности стоек в машинном зале ЦОД до 3 кВт. В случаях с организацией системы воздуховодов, позволяющей производить подачу и забор

воздуха непосредственно над коридорами или из каждой стойки, их применение возможно при потребляемой электрической мощности стоек до 15 кВт.

Таблица 1.4 – Способы распределения воздуха с использованием кондиционеров, расположенных по периметру помещения ЦОД [47]

Подача охлажденного воздуха	Удаление нагретого воздуха		
	из помещения	из помещения с использованием системы воздуховодов	непосредственно из стоек
в помещение			
	Небольшие залы для оборудования ЛВС < 40 кВт. Охлаждение при мощности 3 кВт на стойку.	Охлаждение стоек до 3 кВт. Не требуется фальшпол.	Охлаждение стоек до 8 кВт. Не требуется фальшпол.
в помещение с использованием системы воздуховодов	а) 	а) 	а) 
	б) 	б) 	б) 
	Охлаждение стоек до 3 кВт: а) помещения с фальшполом; б) помещения с обычными полами.	Охлаждение стоек до 5 кВт: а) помещения с фальшполом; б) помещения с обычными полами.	Охлаждение стоек до 8 кВт: а) помещения с фальшполом; б) помещения с обычными полами.

Продолжение таблицы 1.4

Подача охлажденного воздуха	Удаление нагретого воздуха		
	из помещения	из помещения с использованием системы воздуховодов	непосредственно из стоек
непосредственно в стойки			а) б)
	Подача охлажденного воздуха в стойки из пространства фальшпола.	Подача охлажденного воздуха в стойки из пространства фальшпола.	Охлаждение стоек до 15 кВт: а) помещения с фальшполом; б) помещения с обычными полами.

В период 2010 – 2020 гг. широкое распространение получила тенденция располагать кондиционеры не по периметру помещения, а внутри ряда стоек (рисунок 1.6). Такое решение позволило избавиться от необходимости устройства фальшпола и системы воздуховодов, требуемых для стоек с потребляемой электрической мощностью более 3 кВт [100]. В исследовании [87] показано, что в результате циркуляции воздуха между коридорами нагрев приточного воздуха в «холодном» коридоре составляет $\Delta t = 4,6$ °С при расположении кондиционеров внутри ряда стоек и $\Delta t = 8,3$ °С – при расположении по периметру помещения машинного зала. Данное исследование выполнено в ЦОД, в котором потребление электрической мощности каждой стойкой составляет 7 кВт. В исследованиях [82, 109] выявлено, что при расположении кондиционеров по периметру помещения в верхней зоне стоек с потребляемой электрической мощностью 3,5 кВт образуются зоны с неблагоприятной для серверного оборудования температурой воздуха. В

то же время при расположении кондиционеров внутри ряда стоек такие зоны отсутствуют.

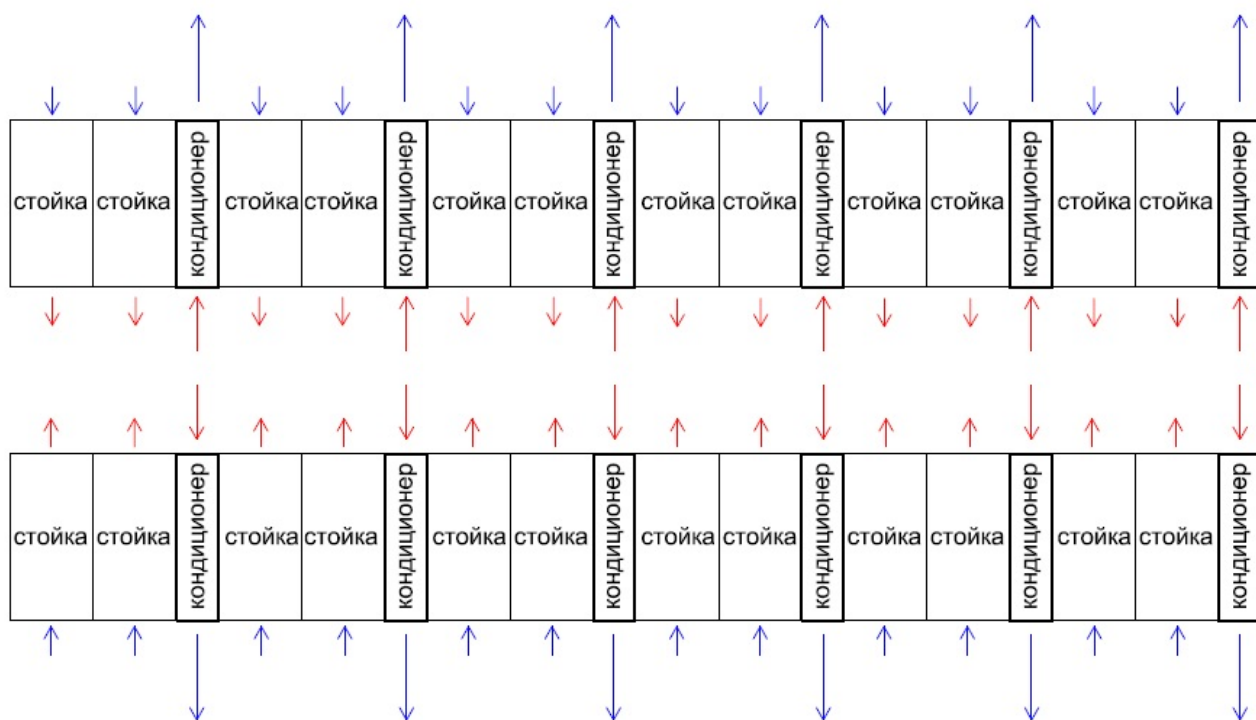


Рисунок 1.6 – Направление воздушных потоков при использовании кондиционеров, расположенных внутри ряда стоек
синими стрелками обозначено направление потоков охлажденного воздуха, красными – нагретого воздуха

Таким образом, в зависимости от потребляемой электрической мощности стоек, расположение кондиционеров в машинных залах ЦОД следует выбирать следующим образом [14, 70]:

- для стоек мощностью не более 3 кВт используют кондиционеры, располагаемые по периметру машинного зала (рисунок 1.7);
- для стоек мощностью от 3 до 10 кВт используют кондиционеры, предназначенные для установки внутри ряда стоек (рисунок 1.8).

Наибольшее распространение в ЦОД получили стойки с потребляемой электрической мощностью от 5 до 15 кВт [63].

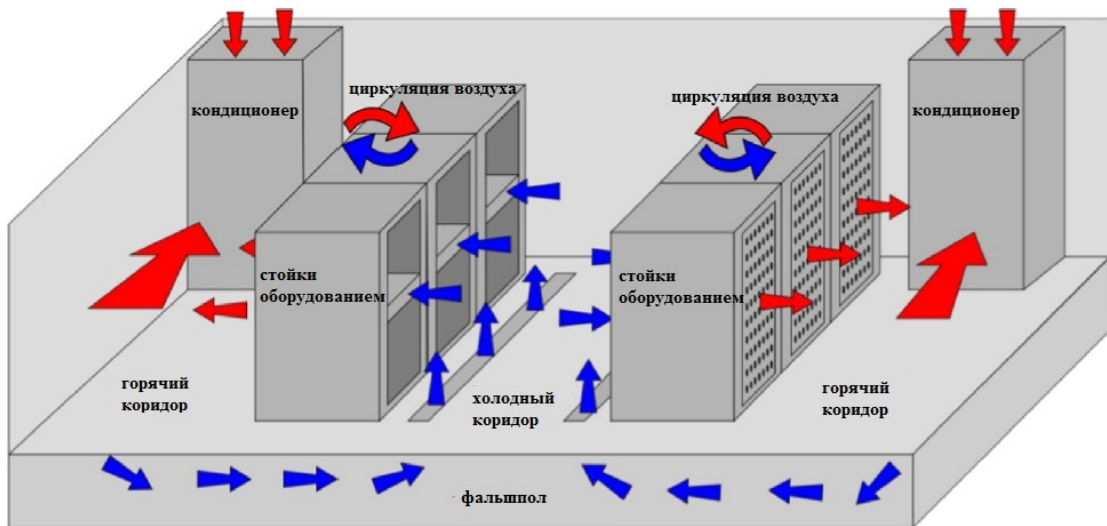


Рисунок 1.7 – Схема СКВ ЦОД с использованием кондиционеров, расположенных по периметру машинного зала [111]

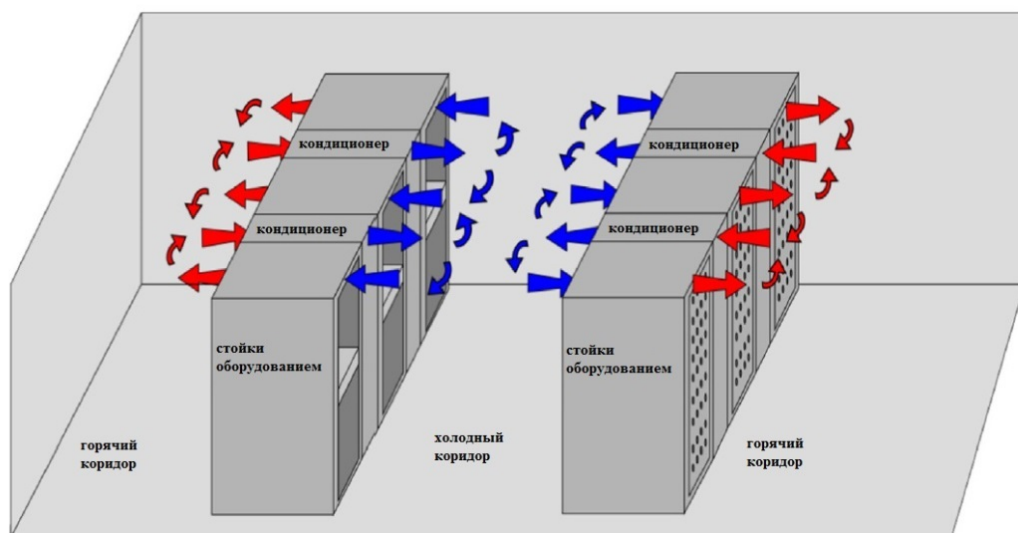


Рисунок 1.8 – Схема СКВ ЦОД с использованием кондиционеров, расположенных внутри ряда стоек [111]

При потребляемой электрической мощности стоек в ЦОД 10 кВт и более выявлено, что использование кондиционеров, предназначенных для установки внутри ряда стоек, недостаточно для обеспечения требуемой температуры воздуха на входе в стойки с серверным оборудованием. В этом случае рассматривают применение кондиционеров, предназначенных для установки внутри стоек [94], либо выполняют устройство потолочных панелей над «горячим» или «холодным» коридором (рисунок 1.9) [101]. В зависимости от наличия отдельных стоек и

расположения рабочих мест в машинном зале ЦОД выбирают тот или иной вариант установки потолочных панелей. Так, при размещении рабочих мест в зале со стойками и наличии отдельно стоящих стоек потолочные панели устанавливают над «горячим» коридором, в иных случаях выбирают установку панелей над «холодным» коридором [90, 105]. В исследованиях [104, 120] установлено, что использование потолочных панелей над технологическим коридором совместно с фальш-панелями в свободном пространстве стоек позволяет сократить циркуляцию воздуха между коридорами и значительно снизить температуру подаваемого в стойки воздуха по сравнению с вариантом без панелей. Также выявлено, что нет необходимости установки панелей над «горячим» и «холодным» коридорами одновременно [101].



Рисунок 1.9 – Способ организации воздушных потоков в виде потолочных панелей над технологическим коридором при расположении кондиционеров внутри ряда стоек [101]

Несмотря на то, что проблеме обеспечения теплового и воздушного режимов ЦОД посвящено немало исследований, среди них отсутствуют работы, в которых устройство потолочных панелей и фальш-панелей в машинном зале рассматривается по отдельности и при различной потребляемой электрической мощности стоек.

1.4 Оценка эффективности систем кондиционирования воздуха

Энергоэффективность СКВ в ЦОД можно оценить с помощью универсальных коэффициентов PUE, DCiE [110, 116], EER и COP [5]. Кроме того, существуют коэффициенты, с помощью которых можно оценить эффективность распределения воздуха в ЦОД. Наиболее распространенные из них: SHI, RTI, RCI_{high} , RCI_{lo} . Исследования эффективности работы СКВ в ЦОД с использованием данных коэффициентов проводились в работах [83, 86, 91, 96-98, 106, 119].

Коэффициент PUE (Power Utilization Efficiency) предложен ассоциацией Green Grid в 2007 году. Он представляет собой соотношение полной электрической мощности, потребляемой центром обработки данных, к той мощности, которая расходуется непосредственно серверным оборудованием. Лучшая эффективность ЦОД может быть достигнута при снижении значения PUE до 1. Большинство ЦОД имеют значение PUE от 1,2 до 3 [95]. PUE рассчитывают по формуле [11]

$$PUE = \frac{E_{общ}}{E_{с.о.}}, \quad (1.1)$$

где $E_{общ}$ – суммарное потребление электрической мощности ЦОД, кВт;

$E_{с.о.}$ – потребление электрической мощности серверным оборудованием, кВт.

Суммарная потребляемая электрическая мощность $E_{общ}$ включает в себя $E_{с.о.}$ и электрическую мощность потребляемую системами инженерного обеспечения ЦОД, а также другими системами (системы пожаротушения, безопасности, лифты и др.).

Таким образом, при расчете PUE к «потерям» относят все, что не расходуется на электроснабжение серверного оборудования. На рисунке 1.10 представлен пример реального ЦОД, где серверное оборудование потребляет всего 30 % от суммарного значения потребляемой мощности. В данном примере $PUE = 3,3$.



Рисунок 1.10 – Пример распределения электроэнергии в реальном ЦОД [1]

Составляющие СКВ (холодильная установка, увлажнитель воздуха, системы кондиционирования воздуха машинных залов) на рисунке 1.10 потребляют 45% всей вводимой электрической мощности в ЦОД. Таким образом, в СКВ заложен большой потенциал для решения задач энергоэффективности. В большинстве случаев, снижение PUE достигается:

- точным подбором или возможностью регулирования производительности оборудования СКВ под реальную потребляемую электрическую мощность серверного оборудования в ЦОД;
- за счет покупки нового энергосберегающего серверного оборудования.

В противовес PUE существует другой коэффициент эффективности DCiE (Data Center Infrastructure Efficiency). Он также позволяет оценить эффективность использования электроэнергии в ЦОД и рассчитывается как отношение потребляемой электрической мощности серверным оборудованием к общей потребляемой электрической мощности ЦОД по формуле

$$DCiE = \frac{E_{с.о.}}{E_{общ}}. \quad (1.2)$$

Среди других коэффициентов, характеризующих энергоэффективность СКВ, общепризнанными являются EER и COP.

Традиционно, энергоэффективность кондиционера определяется холодильным коэффициентом EER (Energy Efficiency Ratio) по формуле

$$EER = \frac{Q_x}{E_{потр}}, \quad (1.3)$$

где Q_x – холодопроизводительность кондиционера, кВт;

$E_{потр}$ – потребляемая электрическая мощность кондиционера, кВт.

Чем выше значение EER кондиционера, тем более энергоэффективным он является. Подробное описание разделения кондиционеров на классы по EER представлено в [5].

При работе кондиционера на обогрев помещения коэффициент энергоэффективности носит название COP (Coefficient of Performance) и обозначает отношение мощности обогрева к потребляемой электрической мощности по формуле

$$COP = \frac{Q_n}{E_{потр}}, \quad (1.4)$$

где Q_n – теплопроизводительность кондиционера, кВт;

$E_{потр}$ – потребляемая электрическая мощность кондиционера, кВт.

Для оценки эффективности распределения воздуха в машинных залах ЦОД используют безразмерные коэффициенты SHI, RTI, RCI_{high} , RCI_{lo} .

С помощью коэффициентов SHI (Supply Heat Index) и RHI (Return Heat Index) можно количественно определить степень смешивания охлажденного и нагретого воздуха в машинном зале ЦОД. Коэффициент SHI определяется как отношение перепада температур воздуха от приточной решетки кондиционера до точки входа воздуха в серверное оборудование (стойку) от общего перепада температур воздуха от приточной решетки кондиционера до точки выхода воздуха из серверного оборудования (стойки) по формуле

$$SHI = \frac{\sum_i \sum_j (t_{\text{вх},i}^c - t_{\text{прит}}^K)}{\sum_i \sum_j (t_{\text{вых},i}^c - t_{\text{прит}}^K)}, \quad (1.5)$$

где $t_{\text{вх},i}^c$ – температура воздуха на входе в оборудование (стойку), °C;

$t_{\text{прит}}^K$ – температура подаваемого кондиционером воздуха, °C;

$t_{\text{вых},i}^c$ – температура воздуха на выходе из оборудования (стойки), °C.

Индекс i представляет i -ю стойку, а j – j -й ряд в ЦОД.

Коэффициенты RCI_{high} и RCI_{lo} (Rack Cooling Index) применяют для оценки количества стоек в машинном зале, в которых температура воздуха на входе в серверное оборудование превышает максимальное (27 °C) рекомендуемое значение или ниже минимального (18 °C) рекомендуемого значения. Коэффициенты RCI_{high} и RCI_{lo} вычисляют по формулам

$$RCI_{\text{high}} = \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^N (t_{\text{вх},i} - t_{\text{рек.мах}})_{t_{\text{вх},i} > t_{\text{рек.мах}}}}{N \cdot (t_{\text{доп.мах}} - t_{\text{рек.мах}})} \right] \cdot 100, \%, \quad (1.6)$$

$$RCI_{\text{lo}} = \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^N (t_{\text{рек.мин}} - t_{\text{вх},i})_{t_{\text{вх},i} < t_{\text{рек.мин}}}}{N \cdot (t_{\text{рек.мин}} - t_{\text{доп.мин}})} \right] \cdot 100, \%, \quad (1.7)$$

где $t_{\text{доп.мин}}$ и $t_{\text{доп.мах}}$ – допустимые значения температуры (15 °C) и (32 °C), соответственно, °C;

$t_{\text{рек.мин}}$ и $t_{\text{рек.мах}}$ – рекомендуемые значения температуры (18 °C) и (27 °C), соответственно, °C;

$t_{\text{вх},i}$ – средняя температура воздуха, входящего в серверное оборудование в стойке, °C.

При $RCI = 100\%$ средняя температура воздуха, входящего в стойки с серверным оборудованием в машинном зале ЦОД, не превышает рекомендуемого значения. При $RCI < 100\%$ средняя температура воздуха, входящего в стойки с серверным оборудованием в машинном зале ЦОД, превышает рекомендуемое значение на одной и более стойках.

Коэффициент RTI (Return Temperature Index) дает информацию о рециркуляции или байпаса воздуха в ЦОД. Коэффициент RTI может быть определен как процентное отношение перепада температур забираемого и

подаваемого воздуха кондиционером к перепаду температур между входом и выходом воздуха из серверного оборудования (стойки) по формуле

$$RTI = \frac{t_{\text{забир}}^{\text{К}} - t_{\text{прит}}^{\text{К}}}{t_{\text{вых}}^{\text{С}} - t_{\text{вх}}^{\text{С}}} \cdot 100, \%, \quad (1.8)$$

где $t_{\text{забир}}^{\text{К}}$ – температура воздуха, забираемого кондиционером, °С;

$t_{\text{прит}}^{\text{К}}$ – температура воздуха, подаваемого кондиционером, °С;

$t_{\text{вых}}^{\text{С}}$ – температура воздуха, удаляемого от серверного оборудования, °С;

$t_{\text{вх}}^{\text{С}}$ – температура воздуха, подаваемого для охлаждения серверного оборудования, °С.

Если RTI принимает значения ниже 100%, то это означает, что часть потока воздуха проходит в обход серверного оборудования. Чем ниже значение, тем больше воздуха проходит мимо серверного оборудования. В этом случае поток воздуха, создаваемый кондиционером, выше, чем требуется для серверного оборудования. Значение выше 100% означает, что происходит рециркуляция, и серверное оборудование поглощает горячий воздух из окружающей среды. Значение 100% означает идеальный баланс между расходом воздуха, требуемым стойкой и расходом воздуха, подаваемым кондиционером.

1.5 Резервирование систем кондиционирования воздуха

Надежность СКВ в первую очередь обеспечивается за счет различных способов резервирования, которые зависят от принятого уровня надежности инфраструктуры ЦОД. Подробное описание уровней представлено в стандарте [55]. Ниже представлены требования, предъявляемые к инженерным системам в ЦОД в зависимости от выбранного уровня надежности инфраструктуры [76].

ЦОД уровня I. Не предполагает резервирования оборудования и коммуникаций инженерных систем ЦОД. Это значит, что во время работ по техническому обслуживанию или профилактическому ремонту инженерного оборудования возможны отключения серверного оборудования. Могут отсутствовать ИБП и генераторы. Также, такой ЦОД не защищен от ошибок в

эксплуатации или других аварийных ситуаций, которые могут привести к отказу компонентов инфраструктуры объекта.

ЦОД уровня II. На таких объектах все инженерное оборудование имеет резервирование N+1, при котором каждая система имеет дополнительный модуль или узел, в дополнение к базовому количеству. Это может быть, например, один дополнительный кондиционер или резервный генератор, который автоматически включается при возникновении неисправности на основном. Однако для данного уровня не предполагается резервирования инженерных коммуникаций. Это значит, что трубопроводы системы кондиционирования воздуха и распределительные линии системы электроснабжения не резервируются. Поэтому, например, замена холодоносителя в трубопроводах системы кондиционирования воздуха или перебои в подаче электроэнергии могут стать причиной остановки ЦОД на данном уровне.

ЦОД уровня III. Для данного уровня характерно резервирование не только оборудования, но и коммуникаций. Электроснабжение серверного оборудования и СКВ в таких ЦОД обеспечивается от двух независимых подстанций по двум одновременно работающим распределительным линиям. Также на объектах уровня III резервируются контуры холодоснабжения. Это позволяет обеспечить бесперебойное охлаждение при проведении технического обслуживания или ремонта на одном из них. Однако незапланированные отказы компонентов инфраструктуры объекта, ошибки в эксплуатации или системе управления на данном уровне могут вызвать нарушения в работе ЦОД.

ЦОД уровня IV. На данном уровне реализуются все возможные способы резервирования. Помимо решений по резервированию, принятых для инженерных систем уровня III, в инженерной инфраструктуре ЦОД уровня IV резервируются системы управления (контроллеры), предусматриваются альтернативные источники холода, устанавливаются дополнительные аккумуляторы холода и т.д.

На практике резервный кондиционер используют не только во время аварийной остановки одного из основных, но и для разгрузки основных кондиционеров при охлаждении серверного оборудования, работающего с

максимальной нагрузкой [9]. В свою очередь, при низкой потребляемой электрической мощности стоек производят частичное отключение или перевод в резерв двух и более кондиционеров из числа основных [81]. Тепловой и воздушный режимы ЦОД, несомненно, зависят от количества кондиционеров, находящихся в резерве. Однако исследования, в которых рассматривается данный вопрос, на сегодняшний день отсутствуют.

1.6 Выводы по первой главе

1. Рекомендуемые значения температуры воздуха для серверного оборудования находятся в диапазоне от 18 °С до 27 °С, допустимые значения от 15 °С до 32 °С. Рекомендуемый диапазон температуры воздуха в ЦОД определяет границы, в пределах которых достигается наивысшая надежность и энергоэффективность серверного оборудования.

2. Среди способов охлаждения серверного оборудования наиболее распространенным является воздушное охлаждение, в котором используется хладагент или холодоноситель.

3. В качестве способа расположения стоек в машинных залах ЦОД распространена концепция «горячего» и «холодного» коридоров, согласно которой серверное оборудование в стойках необходимо устанавливать таким образом, чтобы отвод теплоты производился в «горячий» коридор, а забор воздуха для охлаждения оборудования производился из «холодного».

4. Широкое распространение получила тенденция располагать кондиционеры внутри ряда стоек, поскольку это решение позволяет значительно сократить путь охлажденного воздуха от кондиционера до серверного оборудования и тем самым снизить влияние циркуляции воздуха между коридорами.

5. Для снижения циркуляции воздуха между коридорами рекомендуется устройство потолочных панелей над «горячим» или «холодным» коридором и фальш-панелей в свободном от серверного оборудования пространстве стоек.

6. Для сохранения проектной энергоэффективности СКВ при низкой потребляемой электрической мощности стоек в ЦОД производят частичное отключение или перевод в резерв двух и более кондиционеров из числа основных.

На сегодняшний день отсутствуют исследования теплового и воздушного режимов ЦОД, в которых устройство потолочных панелей и фальш-панелей рассматривается по отдельности при различной степени загрузки и потребляемой электрической мощности стоек. Также не существует рекомендаций по количественному соотношению между «горячими» и «холодными» коридорами, а также между основными и резервными кондиционерами в машинном зале ЦОД.

Основные задачи, которые необходимо выполнить при проведении данных исследований:

- выполнить натурные исследования теплового и воздушного режимов действующего ЦОД при различных способах организации воздушных потоков (потолочных панелей над технологическим коридором и фальш-панелей в свободном пространстве стоек);

- разработать численные модели для исследования влияния на тепловой и воздушный режимы ЦОД при различной потребляемой электрической мощности стоек:

- 1) способов организации воздушных потоков;
- 2) степени загрузки стоек серверным оборудованием;
- 3) вариантов количественных соотношений между «горячими» и «холодными» коридорами в машинном зале;

- разработать методику расчета и рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для ЦОД.

2 Экспериментальное исследование теплового и воздушного режимов центров обработки данных при различных способах организации воздушных потоков

2.1 Характеристика объекта исследования

Для проведения исследований выбран ЦОД в г. Санкт-Петербург, состоящий из четырех машинных залов, в каждом из которых установлено два ряда по 12 стоек. Между рядов стоек организованы «горячие» и «холодные» коридоры. В качестве оборудования СКВ в каждом машинном зале использованы прецизионные кондиционеры Vertiv Liebert CRV CR021RA в количестве 12 шт., которые установлены внутри каждого ряда стоек [43]. Проектное значение температуры воздуха, согласно [54], в «холодном» коридоре машинных залов составляет 22 ± 2 °С. Кондиционеры настроены на охлаждение воздуха до 19 °С. Система вентиляции выключена. Потребляемая электрическая мощность стоек в машинных залах не превышает 6 кВт.

Для проведения исследования способа размещения потолочных панелей над технологическим коридором выбран машинный зал (рисунок 2.1) с наибольшим значением суммарной потребляемой электрической мощности стоек (89,3 кВт) и однотипным серверным оборудованием в стойках – шасси с блейд-серверами марок Huawei и Lenovo [77, 78]. Габариты машинного зала: длина – 10,2 м; ширина – 7,2 м; высота – 3,0 м. Габариты одного кондиционера: длина – 1,2 м; ширина – 0,3 м; высота – 2,0 м. Габариты одной стойки с серверным оборудованием: длина – 1,2 м; ширина – 0,6 м; высота – 2,0 м. Габариты одного серверного оборудования: длина – 0,84 м; ширина – 0,44 м; высота – 0,53 м. Потолочные панели изготовлены из прозрачного поликарбоната толщиной 6 мм [23]. Контроль параметров воздуха производится непрерывно с помощью датчиков, установленных на дверях стоек. Также выполнены натурные измерения температуры воздуха на входе в стойки с помощью комбинированного прибора Testo 435-1. Расположение датчика температуры воздуха в каждой стойке и точек

измерений представлено на рисунке 2.2. Расположение точек измерений выбрано в соответствии с [12].

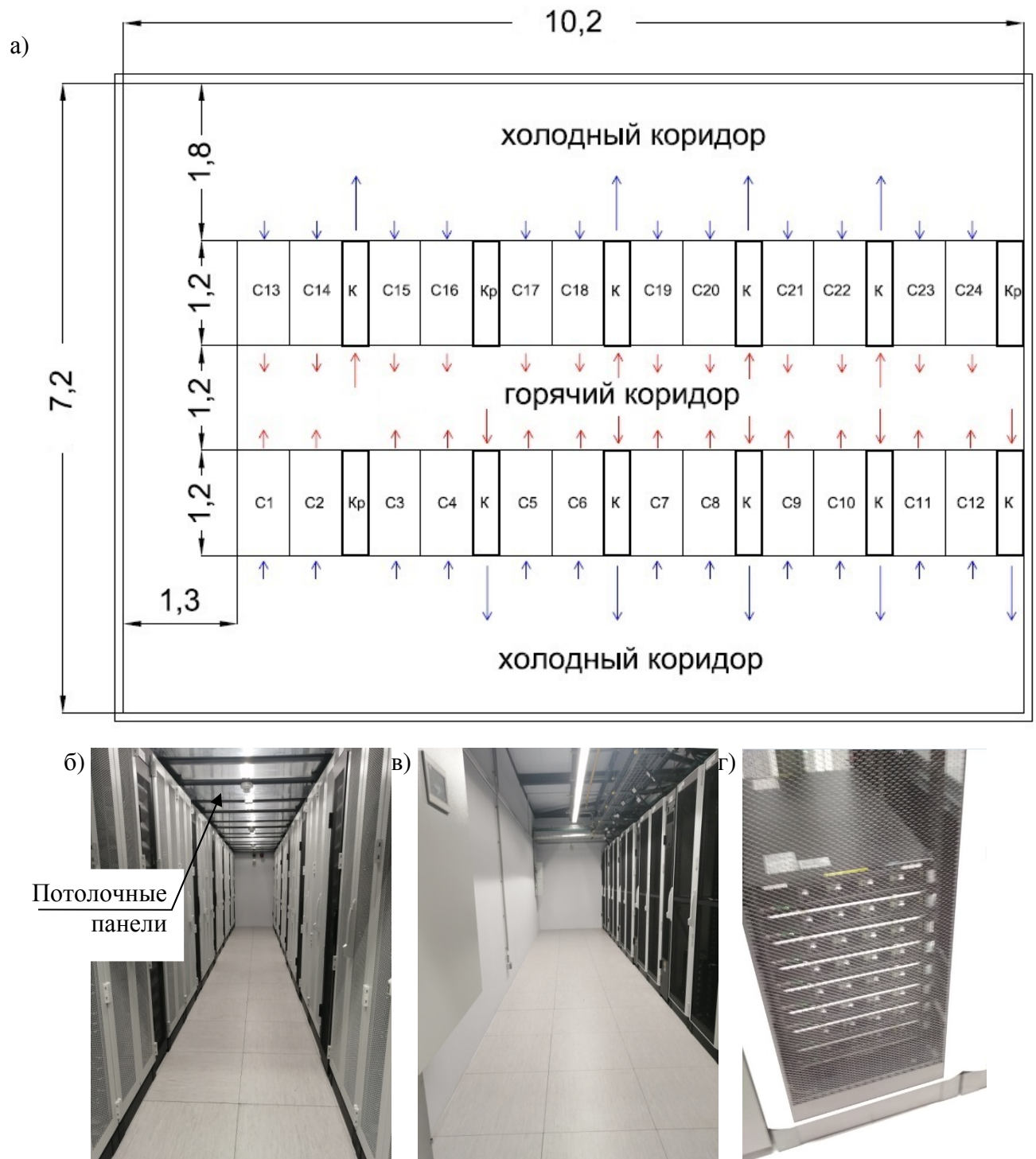


Рисунок 2.1 – Машинный зал ЦОД в г. Санкт-Петербург

а – план машинного зала: С1-С24 – стойки с серверным оборудованием, К – кондиционеры, К_р – резервные кондиционеры; б – «горячий» коридор над которым установлены потолочные панели; в – «холодный» коридор; г – серверное оборудование в стойке

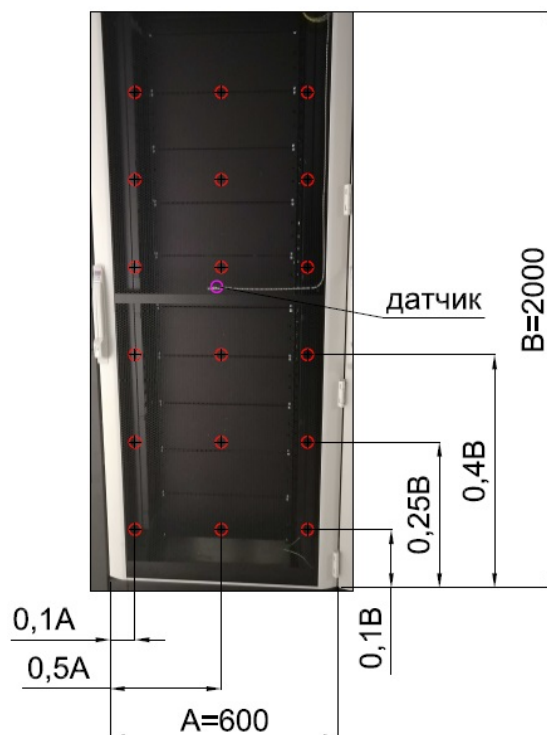


Рисунок 2.2 – Расположение точек измерения и датчика температуры воздуха в стойке

На рисунке 2.1а красными стрелками обозначено направление воздушных потоков нагретого воздуха, синими стрелками – охлажденного воздуха.

2.2 Результаты натурных измерений температуры воздуха, входящего в стойки с серверным оборудованием

В результате натурных измерений выявлено, что в случае использования только потолочных панелей над технологическим коридором максимальная температура воздуха на входе в некоторые стойки достигает $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 2.3).

Установлено, что стойки, в которых средняя температура воздуха на входе составляет более $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ расположены рядом с резервными кондиционерами и/или напротив более нагруженных стоек.

Для обеспечения проектного значения температуры воздуха выполнено устройство фальш-панелей в свободном пространстве стоек.

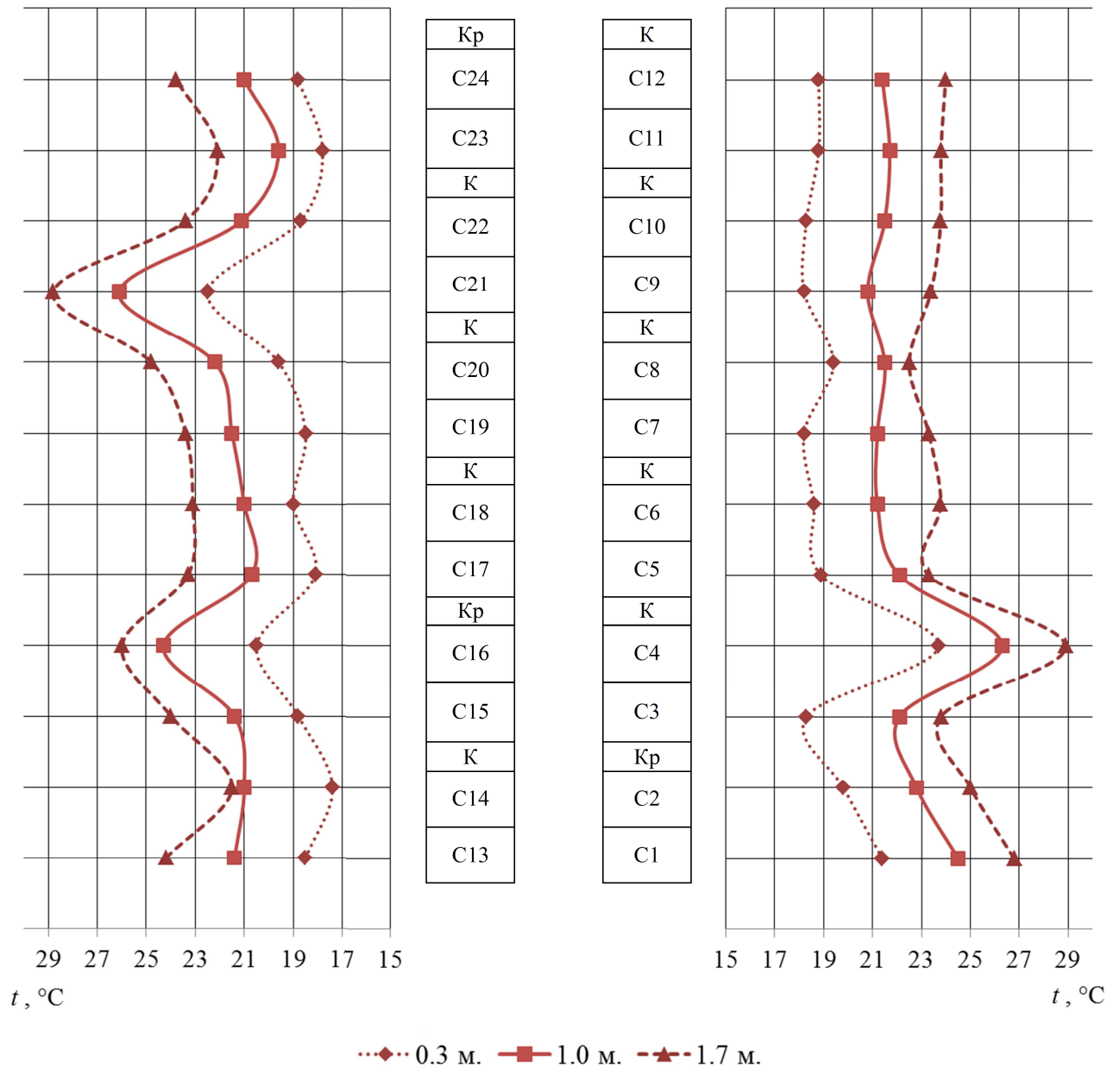


Рисунок 2.3 – Поля распределения температуры воздуха в «холодном» коридоре машинного зала на высоте + 0,3 м., + 1,0 м. и + 1,7 м. от уровня пола в случае использования только потолочных панелей

C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры; К_р – резервные кондиционеры

Результаты натурных измерений после установки фальш-панелей представлены на рисунке 2.4.

Данные, полученные от датчиков температуры воздуха в стойках, представлены в Приложении В.

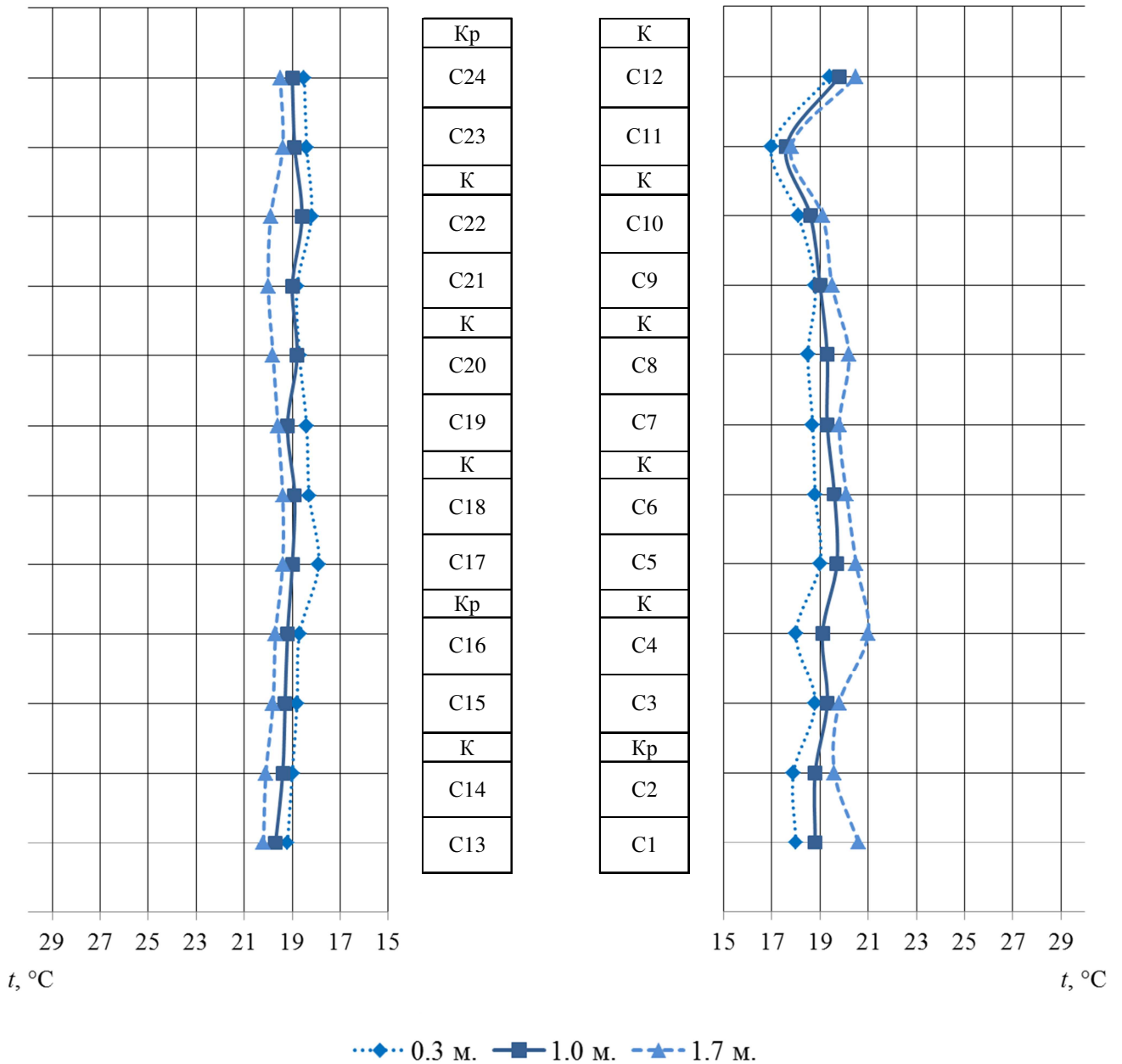


Рисунок 2.4 – Поля распределения температуры воздуха в «холодном» коридоре машинного зала на высоте +0,3 м., +1,0 м. и +1,7 м. от уровня пола в случае совместного использования потолочных панелей и фальш-панелей

C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры; К_р – резервные кондиционеры

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что для обеспечения необходимого температурного режима в стойках размещение потолочных панелей над технологическим коридором целесообразно предусматривать совместно с фальш-панелями в свободном пространстве стоек.

2.3 Определение зависимости объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование, от потребляемой электрической мощности

Для проведения численных исследований теплового и воздушного режимов ЦОД при различной степени загрузки и потребляемой электрической мощности стоек требуются данные о серверном оборудовании:

- объемный расход воздуха, проходящий через серверное оборудование $L_{с.о.}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$);
- тепловой поток от серверного оборудования $Q_{с.о.}$ (Вт).

Тепловой поток от серверного оборудования в каждой стойке $Q_{с.о.}$ (Вт) принят равным количеству потребляемой им электрической мощности $E_{с.о.}$ (Вт). Информация о потребляемой электрической мощности получена от блоков распределения электропитания или PDU (Power Distribution Unit), в которых предусмотрена возможность отслеживать основные показатели электропотребления стойки: напряжение, текущий ток и мощность [65]. Для определения объемного расхода воздуха выполнены натурные измерения скорости воздуха на выходе из серверного оборудования $v_{с.о.}$ (м/с). Расположение точек измерений на серверном оборудовании типа шасси с блейд-серверами, которое расположено в каждой стойке в выбранном машинном зале, представлено на рисунке 2.5. Измерения выполнены с помощью прибора Testo 435-1. На основании выполненных измерений вычислены значения расхода воздуха $L_{с.о.}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$), проходящего через серверное оборудование в каждой стойке в выбранном машинном зале (рисунок 2.6).

Для проведения дальнейших исследований дополнительно выполнены измерения скорости воздуха на серверном оборудовании, которое распространено в других машинных залах рассматриваемого ЦОД. На рисунке 2.7 представлено расположение точек измерений на серверном оборудовании стоечного типа марки HP [53]. Измерения выполнены при средней температуре воздуха, входящего в серверное оборудование, $19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

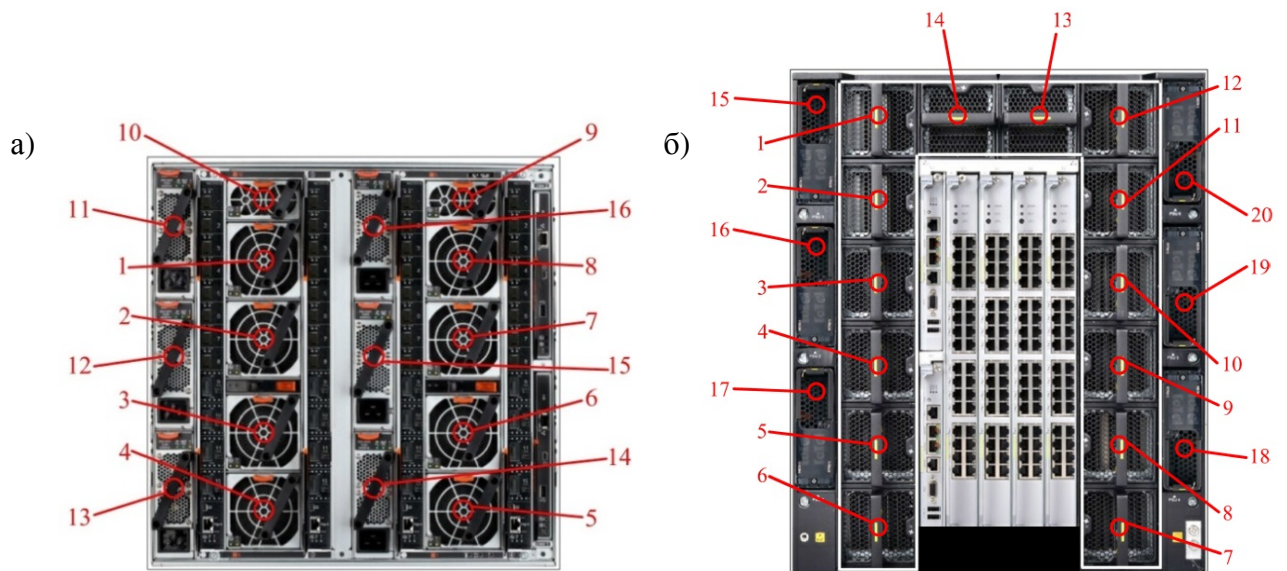


Рисунок 2.5 – Расположение точек измерения скорости воздуха на серверном оборудовании типа шасси с блейд-серверами марок
а – Lenovo; б – Huawei

В результате натурных измерений и на основании данных, представленных в работах [39, 87, 90, 104, 108, 112], получена зависимость объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от потребляемой электрической мощности (рисунок 2.8).

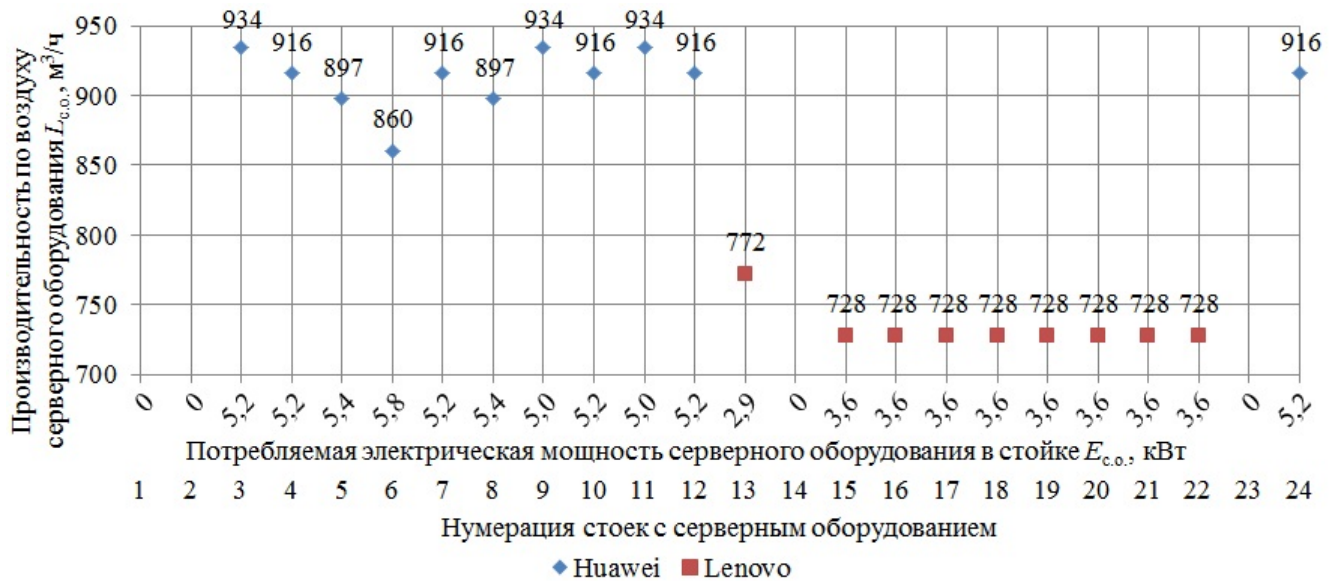


Рисунок 2.6 – Результат натурных измерений, выполненных на серверном оборудовании в каждой стойке в выбранном машинном зале

точки измерения (7 шт.)

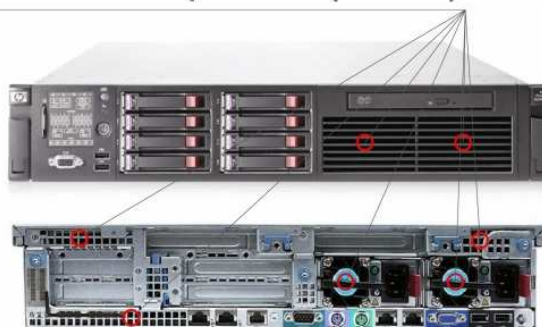


Рисунок 2.7 – Расположение точек измерения скорости воздуха на серверном оборудовании стоечного типа марки HP

На рисунке 2.8 значения объемного расхода воздуха, полученные при потребляемой электрической мощности до 1 кВт, относятся к серверному оборудованию стоечного типа. Значения объемного расхода воздуха, полученные при потребляемой электрической мощности выше 1 кВт, относятся к серверному оборудованию типа шасси с блейд-серверами.

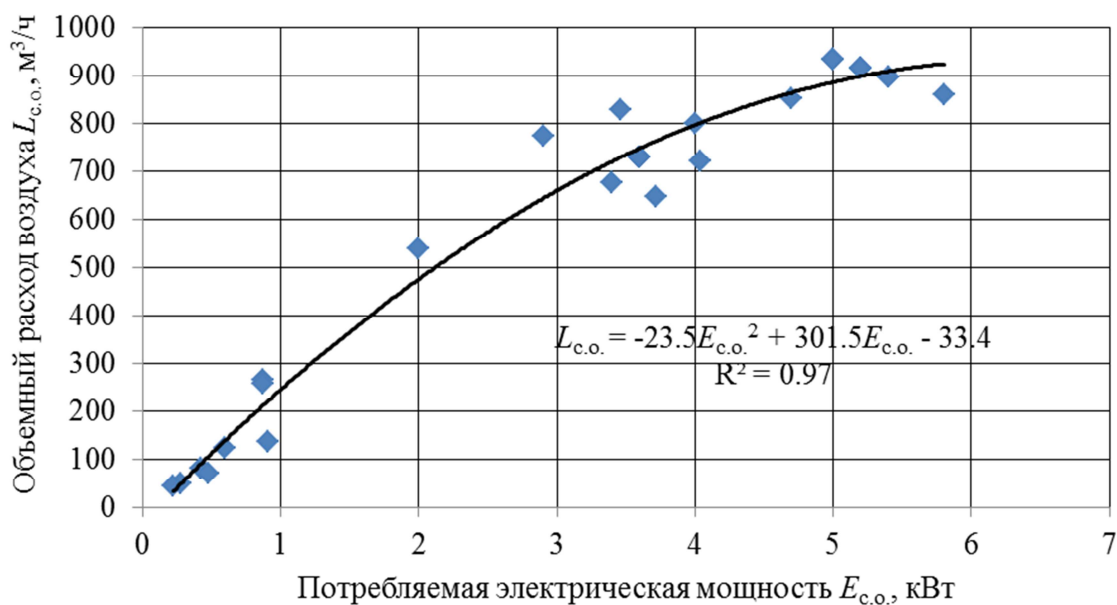


Рисунок 2.8 – Зависимость объемного расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от потребляемой электрической мощности

Выявлено, что для серверного оборудования типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа данная зависимость является полиномом

$$L_{c.o.} = -23,5 \cdot E_{c.o.}^2 + 301,5 \cdot E_{c.o.} - 33,4, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.1)$$

где $E_{c.o.}$ – потребляемая электрическая мощность серверного оборудования в стойке, кВт.

Полученная зависимость может быть использована для определения скорости воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами или стоечного типа при проведении численного моделирования воздушно-теплогового режима ЦОД.

Расчет параметров полученной регрессионной зависимости представлен в Приложении Д. Проверка статистической значимости выполнена с помощью F-критерия Фишера. В результате расчета выявлено, что значение критерия Фишера меньше табличного $F = 1,02 < F_{т(0,05;1;33)} = 4,1$ [28, 34]. Таким образом, доказана статистическая значимость полученной зависимости.

2.4 Разработка численных моделей машинного зала

2.4.1 Теоретические основы моделирования

Численное моделирование выполнено с помощью гидродинамического пакета вычислительной программы STAR CCM+. Работа данной программы основана на фундаментальных законах сохранения количества движения, массы и тепловой энергии, детальные выводы которых приводятся в работах [2, 13, 27, 30, 32, 33, 36, 52].

Дифференциальное уравнение теплопроводности в движущихся жидкостях имеет вид

$$\frac{dt}{d\tau} + v_x \frac{dt}{dx} + v_y \frac{dt}{dy} + v_z \frac{dt}{dz} = a \nabla^2 t. \quad (2.2)$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

∇^2 – оператор Лапласа.

Оно устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке движущейся среды.

Математической формой законов сохранения количества движения и массы являются уравнение Навье-Стокса и уравнение неразрывности. Для ламинарной жидкости уравнение Навье-Стокса имеет вид

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = -(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla \vec{p} + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f}. \quad (2.3)$$

Данное уравнение подробно описывает изменение скорости жидкости во времени $\frac{d\vec{v}}{dt}$ с помощью четырех компонент. Первая из них $-(\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v}$ показывает, как дивергенция влияет на скорость. Вторая компонента $-\frac{1}{\rho} \nabla \vec{p}$ показывает, как влияет на движение изменение давления. Третья компонента $\nu \nabla^2 \vec{v}$, где ν – кинематическая вязкость, показывает влияние, оказываемое на частицу со стороны соседних частиц. И четвертая компонента $\vec{f}$ характеризует влияние, оказываемое на данную жидкость со стороны любой другой силы.

Уравнение неразрывности имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0. \quad (2.4)$$

Для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$ и уравнение приобретает вид

$$\nabla(\rho \vec{v}) = 0. \quad (2.5)$$

В случаях турбулентного движения потока воздуха, решение указанных уравнений затруднительно. Наиболее распространенным выходом из данной ситуации является декомпозиция Рейнольдса, при которой произвольную величину x_i в уравнениях движения и массы можно записать как сумму ее среднего значения и отклонения

$$x_i = \bar{x}_i + x'_i. \quad (2.6)$$

В результате можно получить усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, которые называются уравнениями Рейнольдса, а также

усредненное уравнение неразрывности. Таким образом, используя декомпозицию Рейнольдса, уравнение Навье-Стокса приобретает вид

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial \tau} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{v'_i v'_j} \right). \quad (2.7)$$

Слагаемое $-\rho \overline{v'_i v'_j}$ в данном уравнении называется напряжениями Рейнольдса, которые возникают от пульсаций скорости в турбулентном потоке и вызывают либо дополнительное торможение, либо ускорение отдельных масс жидкости. Появление дополнительного слагаемого делает систему уравнений для турбулентного потока незамкнутой. Чтобы замкнуть эту систему уравнений, необходимо найти связь между напряжениями Рейнольдса и параметрами осредненного потока воздуха. Такую связь можно найти с помощью различных моделей турбулентности, в которых принимаются определенные допущения. Например, соотношение Буссинеска, в котором вводится понятие турбулентной динамической вязкости

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.8)$$

Для расчета турбулентных потоков в программе STAR CCM+ выбрана k - ϵ модель турбулентности. Основными понятиями для этой модели турбулентности являются генерация турбулентности P и диссипация E

$$P = -\overline{v'_i v'_k} \partial_k v_i, \quad (2.9)$$

$$E = \nu \overline{\partial_k v'_i \partial_k v'_i}. \quad (2.10)$$

Под понятием генерации турбулентности подразумевается создание новых вихрей и пульсаций скорости. Под понятием диссипации подразумевается обратный эффект, который заключается в рассеивании вихрей и снижении турбулентности. Также, в k - ϵ модели турбулентности определяется кинетическая энергия турбулентности k

$$k = 0,5 \overline{v'_i v'_i}. \quad (2.11)$$

Таким образом, используя соотношение Буссинеска и принципы генерации турбулентности, диссипации и кинетической энергии, уравнение Навье-Стокса

преобразуется в систему из двух уравнений стандартной модели турбулентности k - ε

- для кинетической энергии k

$$\partial_t k + \bar{v}_j \partial_j k = P - E + \partial_j \left(\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \partial_j k \right), \quad (2.12)$$

- для диссипации E

$$\partial_t E + \bar{v}_j \partial_j E = \frac{C'_{1E} P - C'_{2E} E}{T} + \partial_j \left(\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_E} \right) \partial_j E \right). \quad (2.13)$$

2.4.2 Построение геометрических моделей

В программном комплексе STAR CCM+ разработаны геометрические модели с фальш-панелями в свободном пространстве стоек и без них. Исходные данные для построения геометрических моделей указаны в параграфах 2.1 и 2.3. На рисунке 2.9 представлена геометрическая модель машинного зала без фальш-панелей в стойках.

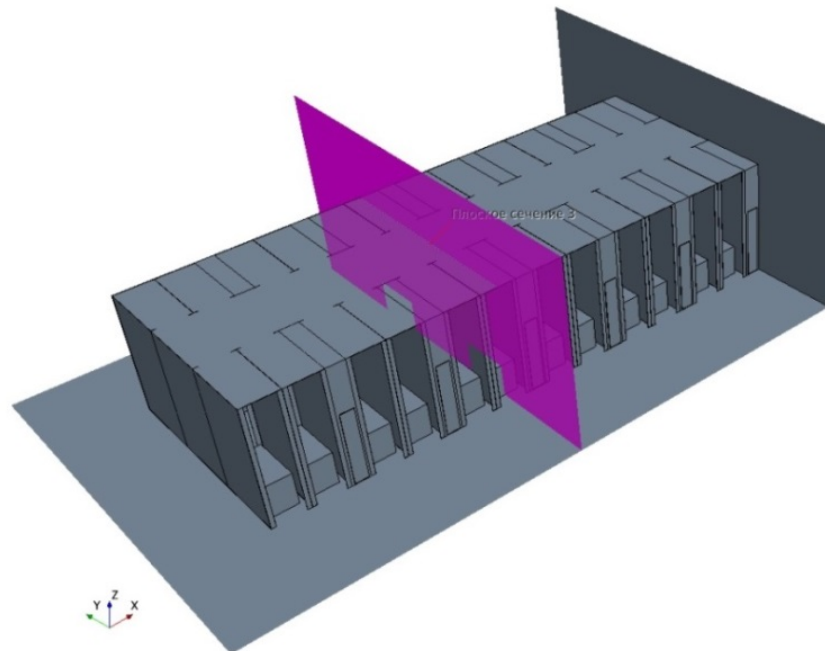


Рисунок 2.9 – Геометрическая модель машинного зала с указанием сечения, выбранного для иллюстрации распределения температуры воздуха в машинном зале

Для построения расчетных сеток и проведения расчета в программном комплексе STAR CCM+ использованы данные о серверном оборудовании, которые получены в результате натурных измерений (рисунок 2.6). Производительность одного кондиционера по воздуху в соответствии с документацией завода-изготовителя принята $2183 \text{ м}^3/\text{ч}$ [43].

При построении расчетных сеток базовый размер ячейки для всех моделей принят 5 см. Выявлено, что для модели без фальш-панелей в стойках расчетная сетка состоит из 1942291 ячеек, для модели с фальш-панелями – из 2168362 ячеек. На рисунке 2.10 представлена расчетная сетка для модели без фальш-панелей в стойках.

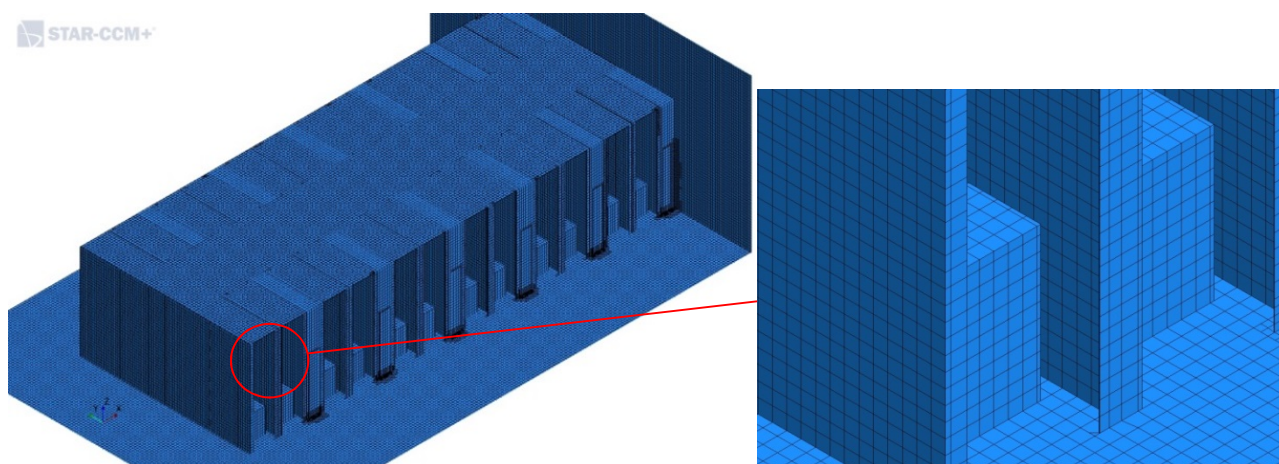


Рисунок 2.10 – Расчетная сетка машинного зала без фальш-панелей в стойках

Перед проведением расчета в программе STAR CCM+ выбрана k - ϵ модель турбулентности. Для проверки адекватности построенных моделей результаты расчета сопоставлены с данными, которые получены в натурных условиях.

2.4.3 Результат численного моделирования и проверка адекватности разработанных моделей

После 3000 итераций и выхода значений графиков невязок (Residuals) на горизонтальную прямую решение задачи для каждой модели в программном комплексе STAR CCM+ завершено. Результаты численного моделирования

представлены на рисунках 2.11 и 2.12 в виде сечений модели машинного зала в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола и в плоскости y - z , проходящей через стойки с серверным оборудованием C4 и C16.

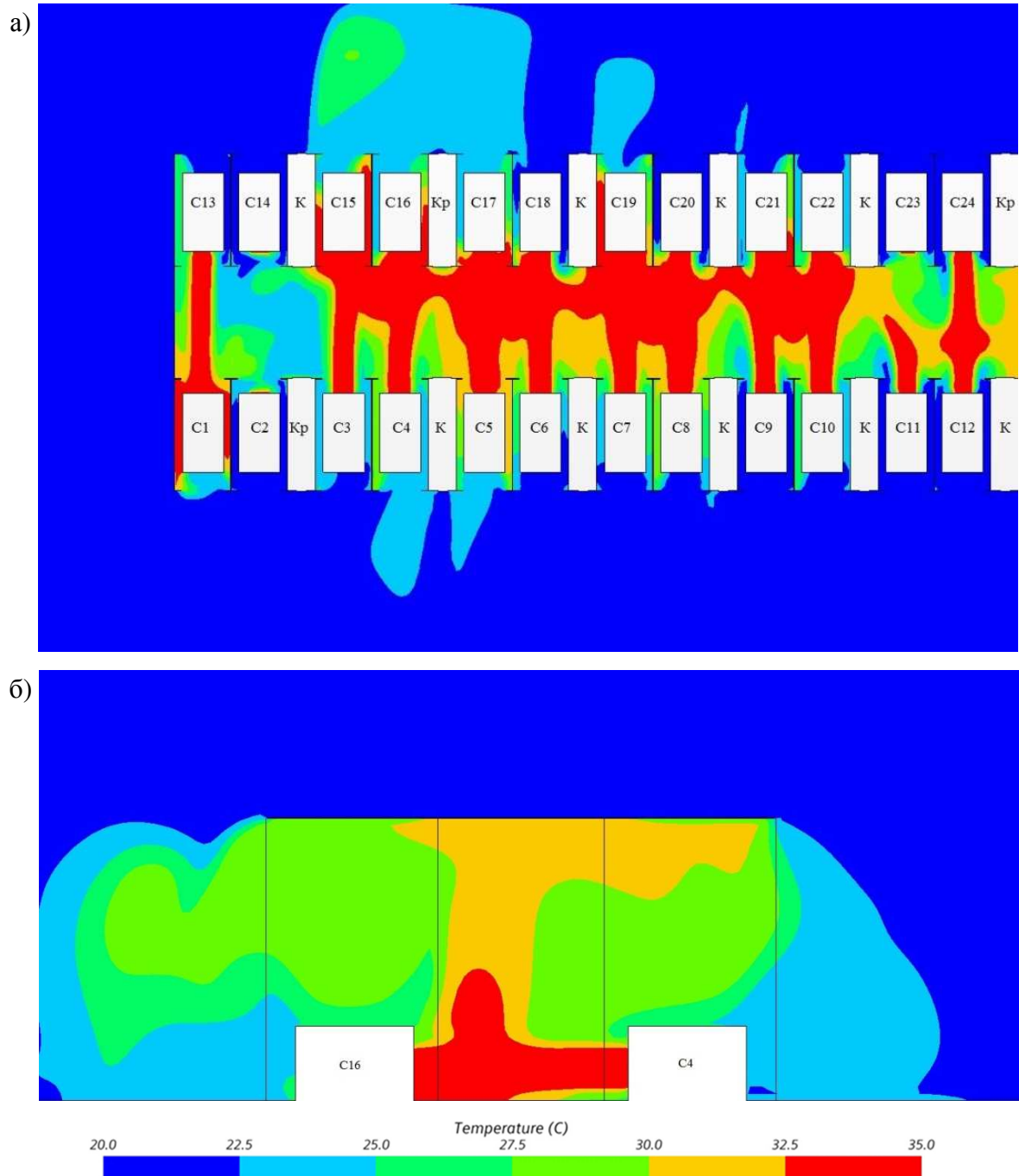


Рисунок 2.11 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале до установки фальш-панелей

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z , проходящей через стойки с серверным оборудованием C4 и C16; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

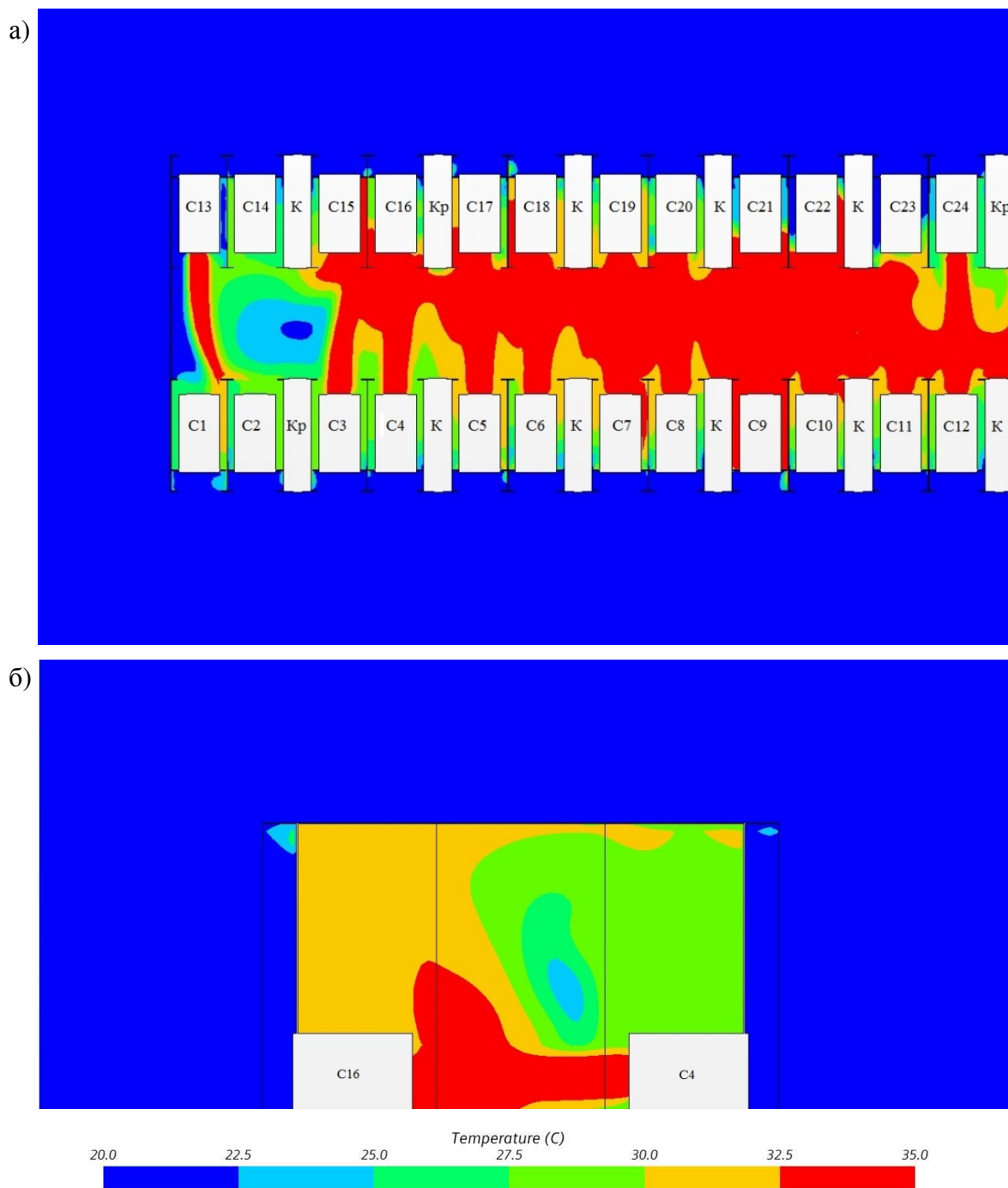


Рисунок 2.12 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале после установки фальш-панелей

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z , проходящей через стойки с серверным оборудованием C4 и C16; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

На рисунках 2.13 и 2.14 представлены значения средней температуры воздуха на входе в стойки до и после установки фальш-панелей, полученные в результате моделирования и натурных измерений.

В результате численного моделирования установлено, что до установки фальш-панелей средняя температура воздуха на входе в некоторые стойки составляет более 24 °С. Данные стойки расположены рядом с резервными кондиционерами и/или напротив более нагруженных стоек. Также выявлено, что в случае совместной установки потолочных панелей и фальш-панелей в стойках расположение резервных кондиционеров и потребляемая электрическая мощность стоек на тепловой и воздушный режимы машинного зала не влияют.

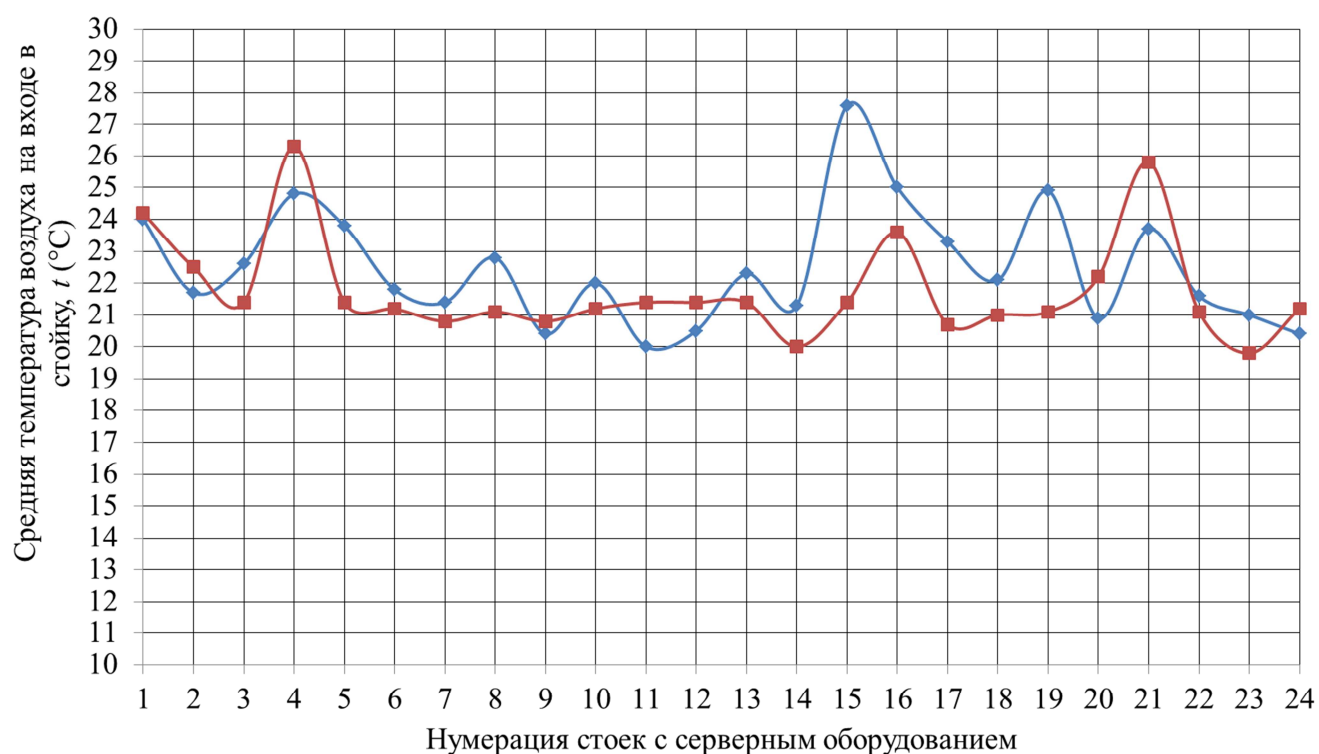


Рисунок 2.13 – Средняя температура воздуха на входе в стойки до установки фальш-панелей
красная линия – натурные измерения, синяя линия – численное моделирование

Статистическое сравнение полученных данных выполнено по F-критерию Фишера. Для случая с использованием способов организации воздушных потоков в виде потолочных панелей, но без фальш-панелей в стойках $F = 1,3 < F_{T(0,05;1;22)} = 4,3$ (рисунок 2.13). Для случая с использованием воздушных потоков в виде потолочных панелей и фальш-панелей в стойках $F = 1,7 < F_{T(0,05;1;22)} = 4,3$ (рисунок

2.14). Выявлено, что полученные значения критерия Фишера меньше табличного [28, 34].

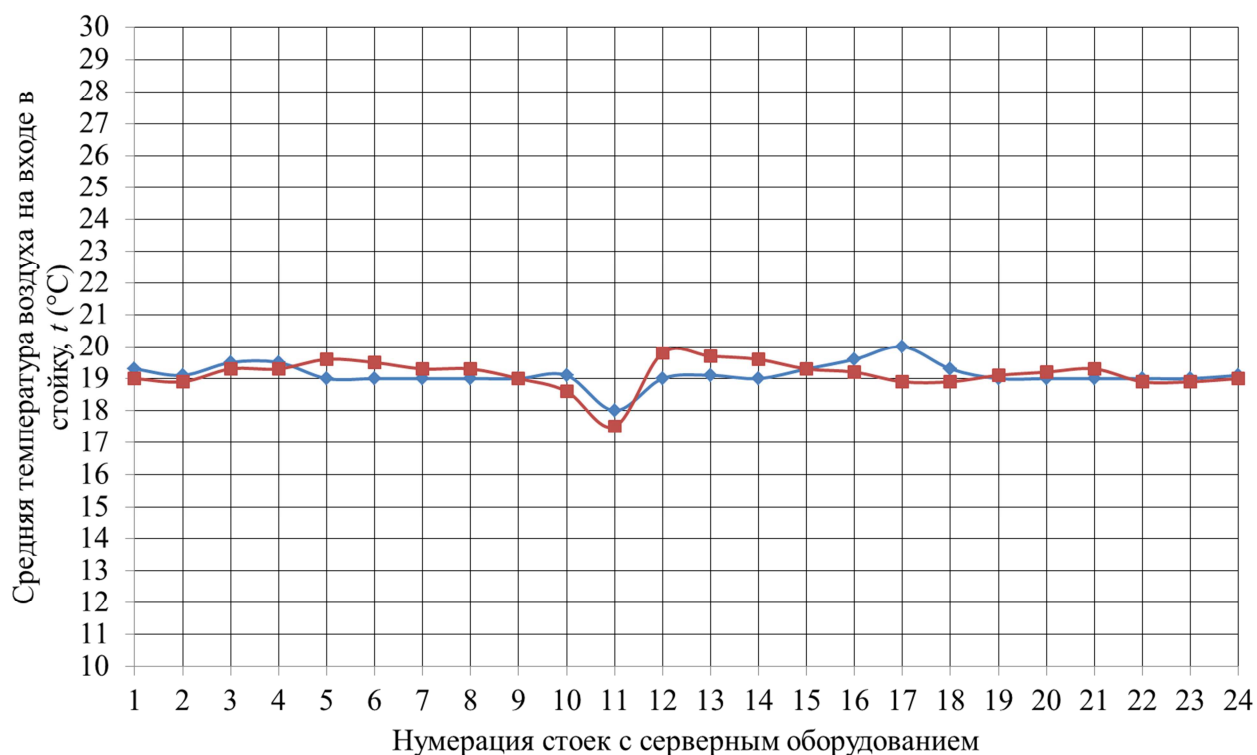


Рисунок 2.14 – Средняя температура воздуха на входе в стойки после установки фальш-панелей
красная линия – натурные измерения, синяя линия – численное моделирование

Таким образом, доказана адекватность построенных моделей. Сопоставление результатов численного моделирования и данных натурных измерений температуры воздуха на входе в стойки машинного зала ЦОД представлено в Приложении Г.

2.5 Определение зависимости перепада температур воздуха в стойках от потребляемой электрической мощности серверного оборудования

В зависимости от целей использования, ЦОД разделяют на коммерческие и корпоративные. Целью корпоративных ЦОД является поддержка бизнес-процессов, в основном крупных организаций, в то время как коммерческие ЦОД рассчитаны на получение прибыли от сдачи в аренду стоек и предоставление сервисов потребителям среднего и малого бизнеса [3, 4]. При проектировании коммерческих ЦОД данные о загрузке и типе оборудования, которое

предполагается установить в стойках, обычно отсутствуют. Известны только значения подводимой к стойкам электрической мощности. Однако для расчета объема воздуха, необходимого для охлаждения серверного оборудования, и производительности СКВ по воздуху, необходимы не только данные о подводимой к стойкам электрической мощности, но и данные о перепаде температур воздуха в стойках. Обычно это значение принимают постоянным, вне зависимости от потребляемой электрической мощности стоек [50, 82, 88, 89, 103].

Для определения зависимости перепада температур воздуха в стойках от потребляемой электрической мощности серверного оборудования в стойках в рассматриваемом ЦОД выбраны 69 стоек, в которых присутствует серверное оборудование с различной степенью загрузки. Во всех машинных залах, в которых расположены данные стойки, использованы потолочные панели над технологическим коридором и фальш-панели в свободном пространстве стоек. Средняя температура входящего в стойки воздуха составляет 19 °С. Измерения температуры на входе и выходе воздуха из стоек с серверным оборудованием выполнены комбинированным прибором Testo 435-1. Расположение точек измерения на входе и выходе воздуха из стоек аналогично расположению, представленному на рисунке 2.2.

В результате измерений получена зависимость между перепадом температур воздуха в стойках и потребляемой электрической мощностью серверного оборудования в стойках, не превышающей 6 кВт (рисунок 2.15). Выявлено, что вне зависимости от типа установленного оборудования и степени загрузки стоек, данная зависимость носит логарифмический характер

$$\Delta T_{\text{стойки}} = 6,80 \cdot \ln E_{\text{с.о.}} + 4,89, \text{ К}, \quad (2.14)$$

где $E_{\text{с.о.}}$ – потребляемая электрическая мощность серверного оборудования в стойке, кВт.

Расчет параметров полученной регрессионной зависимости представлен в Приложении Д. Проверка статистической значимости выполнена с помощью F-критерия Фишера. В результате расчета выявлено, что значение критерия Фишера

меньше табличного $F = 1,05 < F_{T(0,05;1;67)} = 3,98$ [28, 34]. Таким образом, доказана статистическая значимость полученной зависимости.

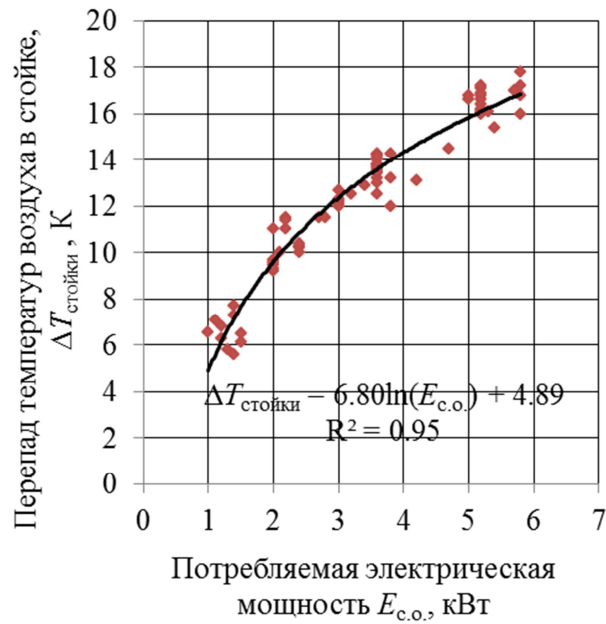


Рисунок 2.15 – Зависимость перепада температур воздуха в стойках $\Delta T_{стойки}$ (К) от потребляемой электрической мощности серверного оборудования в стойках $E_{с.о.}$ (кВт)

Для определения влияния естественной конвекции на воздушно-тепловой режим ЦОД дополнительно для каждой стойки выполнен расчет числа Ричардсона по формуле

$$Ri = \frac{gH \beta \Delta T_{стойки}}{\nu^2}, \quad (2.15)$$

где β – коэффициент теплового расширения, K^{-1} ;

ν – скорость воздуха, проходящего через стойки, м/с;

$\Delta T_{стойки}$ – перепад температур воздуха в стойках, К;

H – высота стойки, м.;

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

В результате расчета выявлено, что для всех стоек значение числа Ричардсона составляет $Ri < 0,12$. Это значит, что влиянием естественной конвекции в рассматриваемом ЦОД можно пренебречь.

2.6 Выводы по второй главе

1. Устройство потолочных панелей над технологическим коридором целесообразно предусматривать только совместно с фальш-панелями в свободном пространстве стоек. В случае устройства только потолочных панелей над технологическим коридором в стойках, расположенных рядом с резервными кондиционерами и/или напротив более нагруженных стоек образуются зоны с температурой воздуха превышающей проектное значение.

2. Получена экспериментальная зависимость между объемным расходом воздуха и потребляемой электрической мощностью до 6 кВт для серверного оборудования типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа.

3. При совместном использовании потолочных панелей над технологическим коридором и фальш-панелей в свободном пространстве стоек получена зависимость между перепадом температур воздуха в стойках и потребляемой электрической мощностью серверного оборудования в стойках до 6 кВт.

3 Численное исследование влияния технологических решений и характеристик серверного оборудования на тепловой и воздушный режимы центров обработки данных

3.1 Исследование способов организации воздушных потоков

Для проведения численного исследования способов организации воздушных потоков при различной потребляемой электрической мощности стоек в программном комплексе STAR CCM+ построены следующие геометрические модели машинного зала:

- без потолочных панелей, но с устройством фальш-панелей в стойках при потребляемой электрической мощности каждой стойки 4,7 кВт;
- без потолочных панелей, но с устройством фальш-панелей в стойках при потребляемой электрической мощности каждой стойки 10 кВт;
- с устройством потолочных панелей, но без фальш-панелей в стойках при потребляемой электрической мощности каждой стойки 4,7 кВт;
- с устройством потолочных панелей, но без фальш-панелей в стойках при потребляемой электрической мощности каждой стойки 10 кВт.

Исходные данные для построения геометрических моделей указаны в параграфах 2.1 и 2.3. Для построения расчетных сеток базовый размер ячейки принят 5 см. Значение расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами в каждой стойке при потребляемой электрической мощности 4,7 кВт, вычислено по зависимости (2.1) и составляет 865 м³/ч. Значение расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами при потребляемой электрической мощности 10 кВт, составляет 1500 м³/ч. Данное значение получено в результате вычисления по формуле

$$L_{c.o.} = \frac{3,6 \cdot Q_{c.o.}}{\rho \cdot c \cdot \Delta T_{c.o.}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.1)$$

где $Q_{c.o.}$ – тепловой поток от серверного оборудования, который принят равным количеству потребляемой электрической мощности стойки ($E_{c.o.} = 10000$ Вт), Вт;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$\Delta T_{c.o.}$ – перепад температур входящего и выходящего воздуха на серверном оборудовании типа шасси с блейд-серверами марки Huawei, который принят равным 20, К [77].

Температура воздуха, подаваемого кондиционерами, принята 20 °С. Суммарная производительность кондиционеров в машинном зале принята равной суммарному расходу воздуха, проходящего через серверное оборудование.

Решение задачи для каждой модели завершено после 3000 итераций и выхода значений графиков невязок (Residuals) на горизонтальную прямую. Результаты численного моделирования представлены на рисунках 3.2 ÷ 3.5 в виде сечений модели машинного зала в плоскостях x - y и y - z перпендикулярно центру рядов стоек.

Для оценки результатов моделирования выполнен расчет безразмерного коэффициента RCI_{high} :

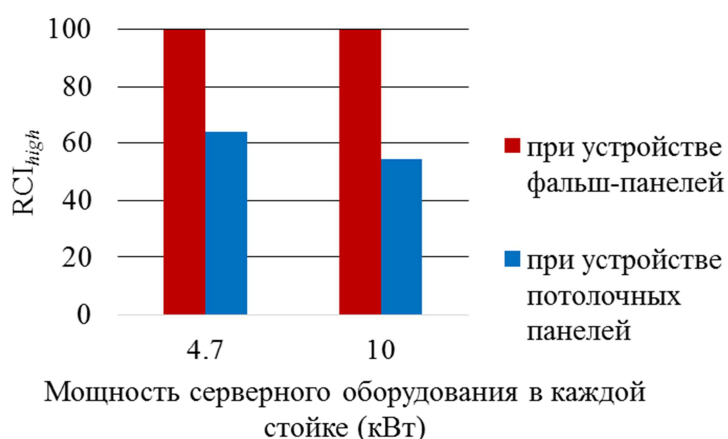


Рисунок 3.1 – Значения безразмерного коэффициента RCI_{high} в зависимости от потребляемой электрической мощности стоек в машинном зале [92]

В результате расчета выявлено, что для моделей, в которых установлены фальш-панели, значение индекса составляет $RCI_{high} = 100 \%$. В то время как для

моделей, в которых установлены потолочные панели, значение индекса $RCI_{high} < 100 \%$.

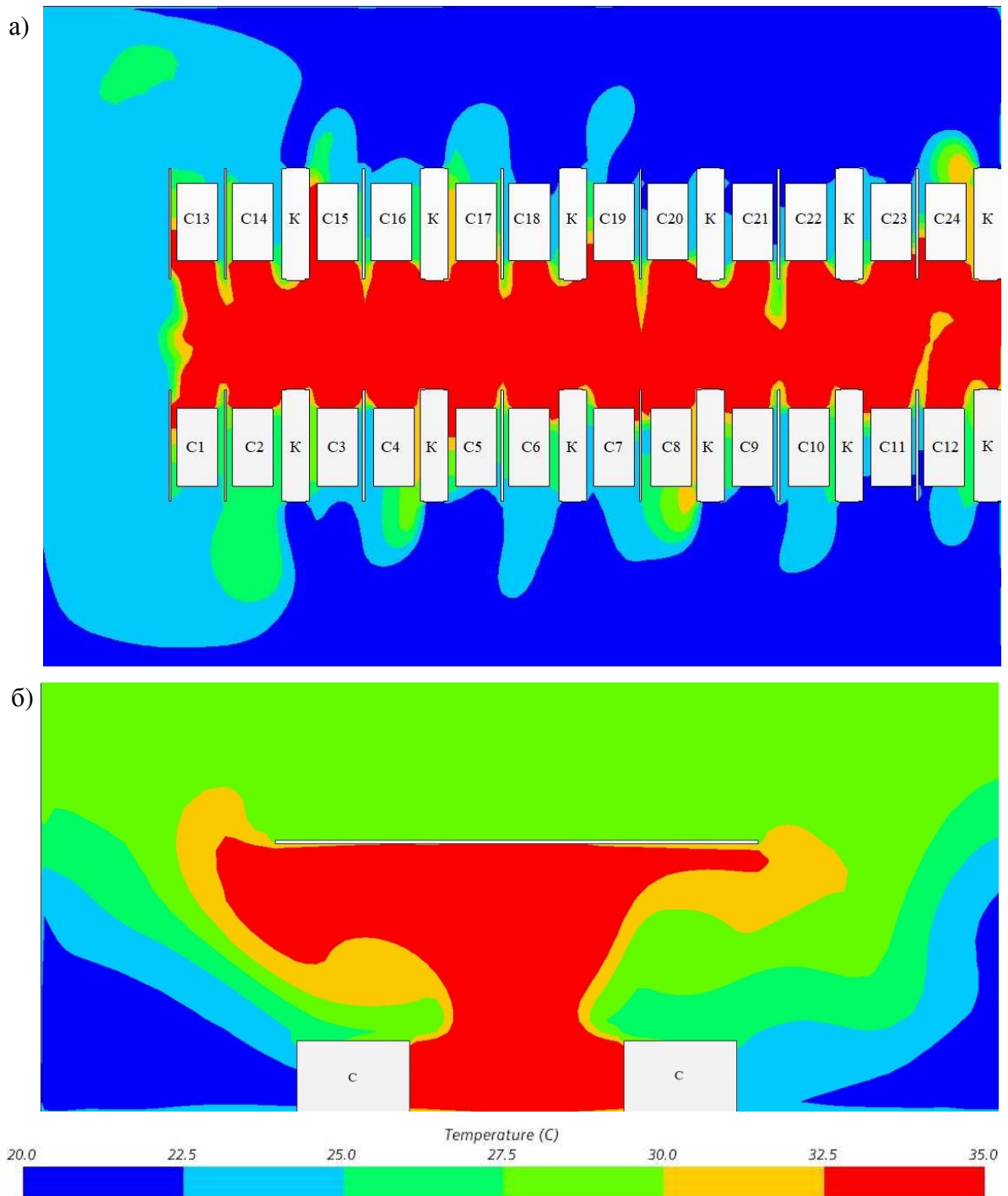


Рисунок 3.2 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале при устройстве потолочных панелей и потребляемой электрической мощности стоек 4,7 кВт [92]

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

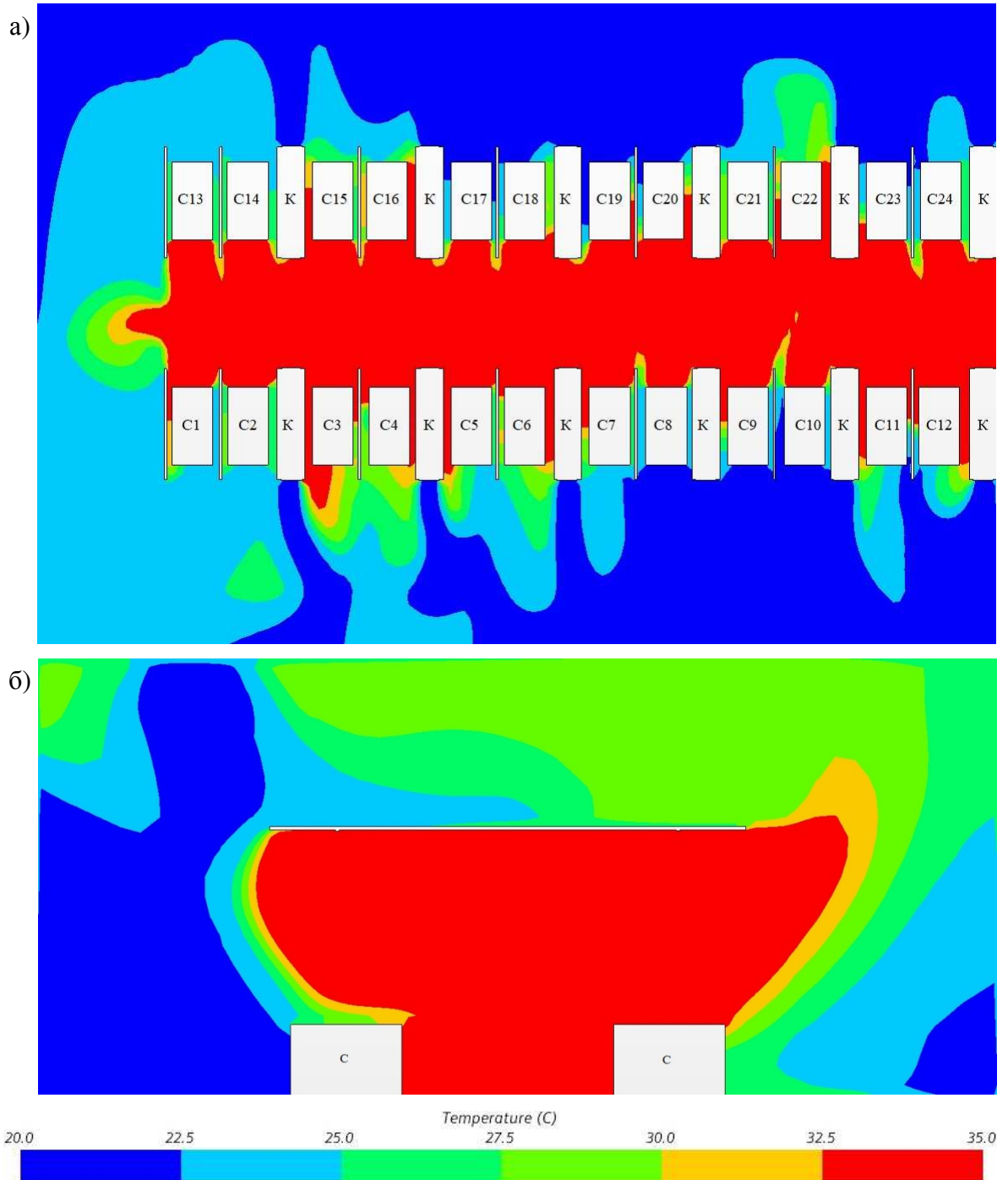


Рисунок 3.3 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале при устройстве потолочных панелей и потребляемой электрической мощности стоек 10 кВт [92]

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

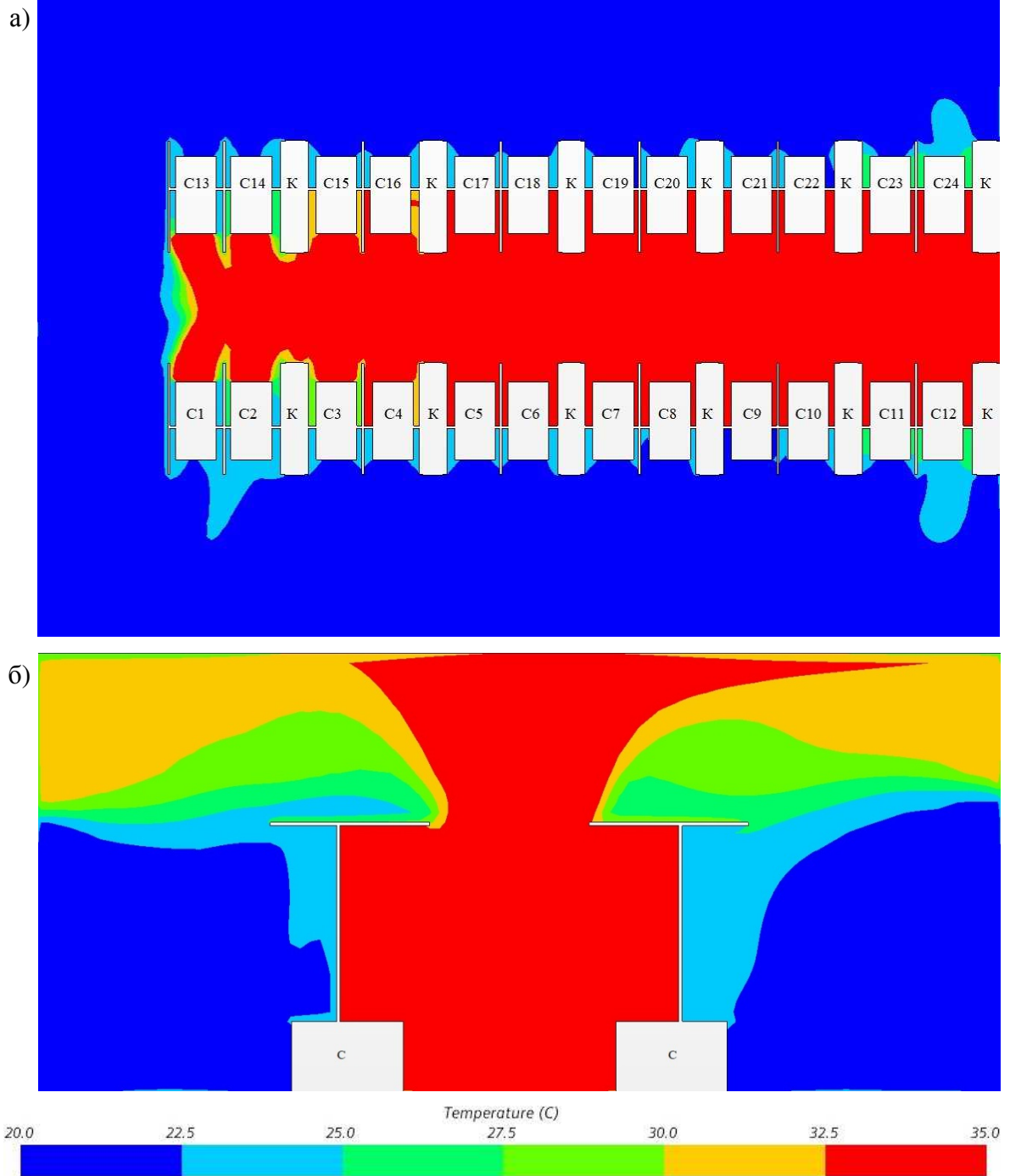


Рисунок 3.4 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале при устройстве фальш-панелей и потребляемой электрической мощности стоек 4,7 кВт [92]

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

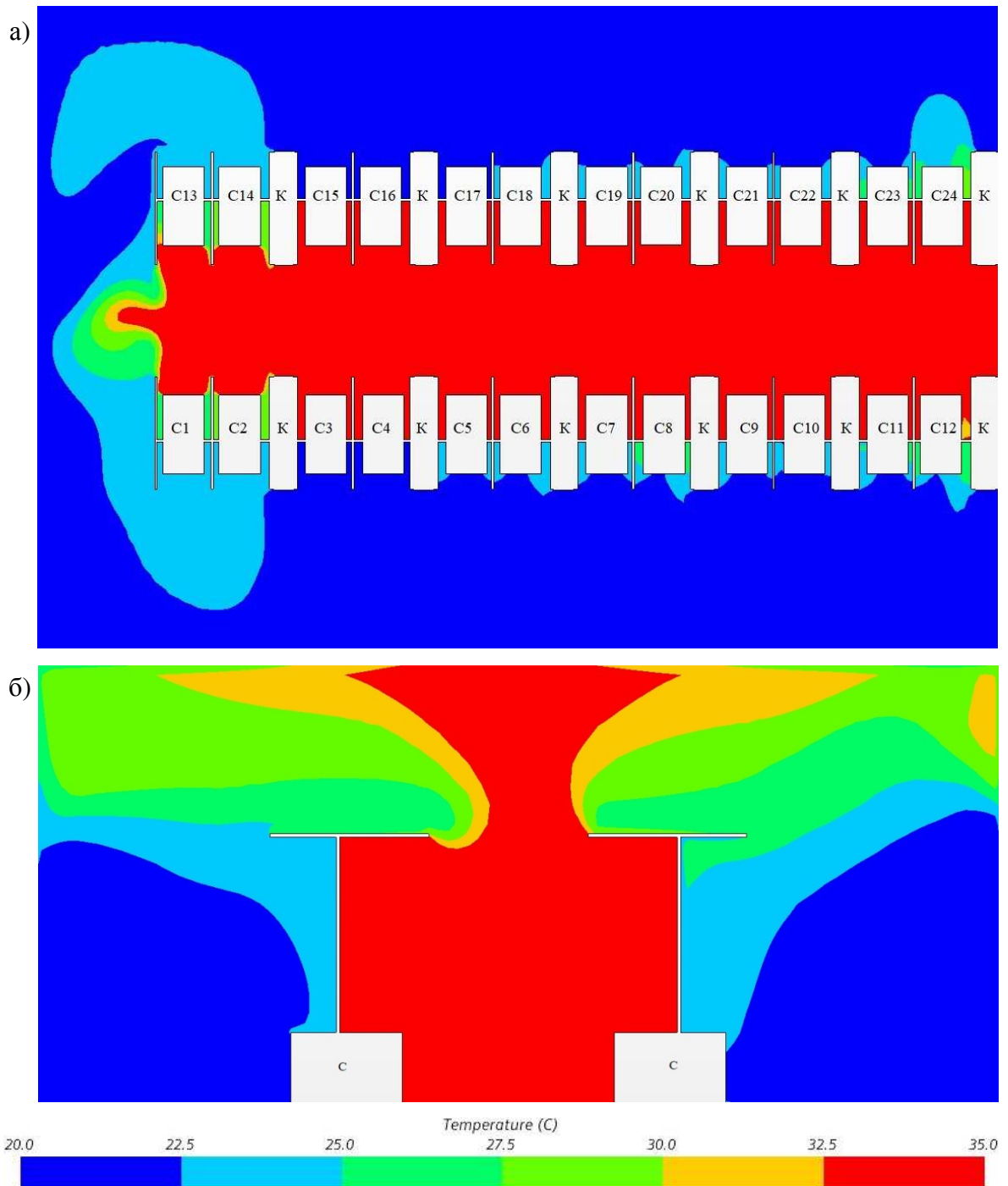


Рисунок 3.5 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале при устройстве фальш-панелей и потребляемой электрической мощности стоек 10 кВт [92]

а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

В результате численного моделирования выявлено следующее:

- использование потолочных панелей над технологическим коридором без фальш-панелей в свободном пространстве стоек приводит к образованию

«горячих точек» (значения безразмерного коэффициента $RCI_{high} < 100 \%$) – зон, в которых температура воздуха на входе в стойки с серверным оборудованием превышает максимальное рекомендуемое значение ($27\text{ }^{\circ}\text{C}$). Кроме того, рост потребляемой электрической мощности стоек приводит к увеличению числа таких зон: значение безразмерного коэффициента $RCI_{high} = 64 \%$ при потребляемой электрической мощности стоек 4,7 кВт и $RCI_{high} = 54,6 \%$ при потребляемой электрической мощности стоек 10 кВт;

- устройство фальш-панелей может быть выполнено без установки потолочных панелей над технологическим коридором (значения безразмерного коэффициента $RCI_{high} = 100 \%$), т.к. максимальная температура воздуха на входе в стойки с потребляемой электрической мощностью до 10 кВт в этом случае не превышает максимального рекомендуемого значения.

3.2 Выявление оптимального количественного соотношения технологических коридоров в машинном зале при различной степени загрузки стоек серверным оборудованием

На основе созданных во второй главе геометрических моделей в программном комплексе STAR CCM+ построены геометрические модели с различной степенью загрузки стоек серверным оборудованием и потребляемой электрической мощностью (4,7 кВт и 10 кВт) для различных вариантов количественного соотношения коридоров (рисунок 3.6).

Большую часть жизненного цикла ЦОД стойки с серверным оборудованием загружены не полностью. Более того, в некоторых крупных ЦОД принято оставлять не менее 30 % свободного места в стойках под резерв [37, 75]. Поэтому исследование влияния степени загрузки стоек серверным оборудованием на тепловой и воздушный режимы машинного зала ЦОД является актуальной задачей.

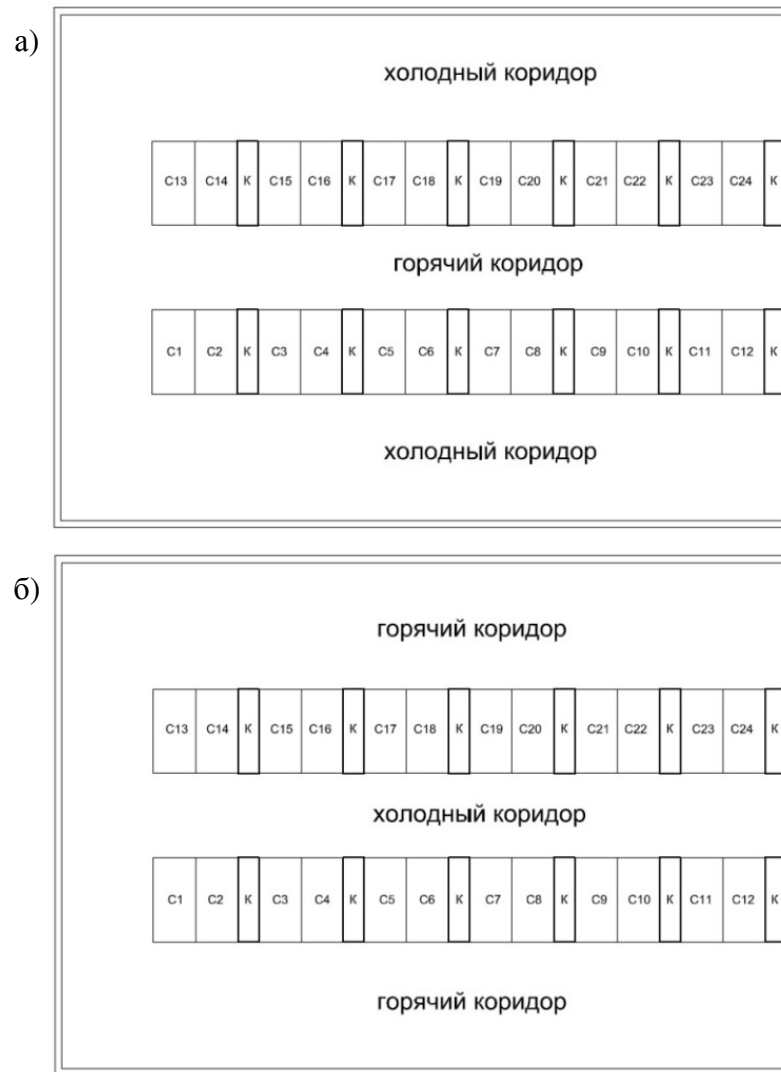


Рисунок 3.6 – Варианты количественного соотношения коридоров

а – преобладают «холодные» коридоры; б – преобладают «горячие» коридоры; С1-С24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

Для оценки степени загрузки стоек серверным оборудованием введено понятие коэффициента загрузки:

$$K_3 = \frac{H_o}{H_c} \leq 1, \quad (3.2)$$

где H_o – высота загрузки стоек серверным оборудованием (принято, что загрузка стоек серверным оборудованием производится снизу-вверх), м;

H_c – высота стойки (стандартная высота стойки 2 м.), м.

Принято, что при коэффициенте загрузки $K_3 = 0,3$ в стойках машинного зала установлено серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами марки Huawei, при коэффициенте загрузки $K_3 \geq 0,5$ – серверное оборудование стоечного

типа марки НР [53]. Необходимые для построения моделей значения расхода воздуха, проходящего через серверное оборудование, получены по зависимости (2.1) при потребляемой электрической мощности стоек 4,7 кВт или по формуле (3.1) при потребляемой электрической мощности стоек 10 кВт.

Для расчета в программном комплексе STAR CCM+ принято, что значения производительности по воздуху кондиционеров равны потребностям серверного оборудования в стойках. Температура подаваемого кондиционерами воздуха принята 20 °С. Свободное от серверного оборудования пространство стоек во всех моделях заглушено фальш-панелями.

Таблица 3.1 – Характеристики серверного оборудования в стойке

$E_{с.о.}$, кВт	Тип серверного оборудования	Количество оборудования в стойке, шт.	K_z стойки	Суммарный расход воздуха $L_{с.о.}$, м ³ /ч
4,7	шасси с блейд-серверами	1	0,3	865
	стоечное	11	0,5	
		21	0,9	
10	шасси с блейд-серверами	1	0,3	1500
	стоечное	11	0,5	
		21	0,9	

На рисунках 3.7 ÷ 3.18 представлены результаты численного моделирования в виде полей распределения температуры воздуха для различных вариантов количественного соотношения коридоров, различной степени загрузки стоек серверным оборудованием и потребляемой электрической мощности.

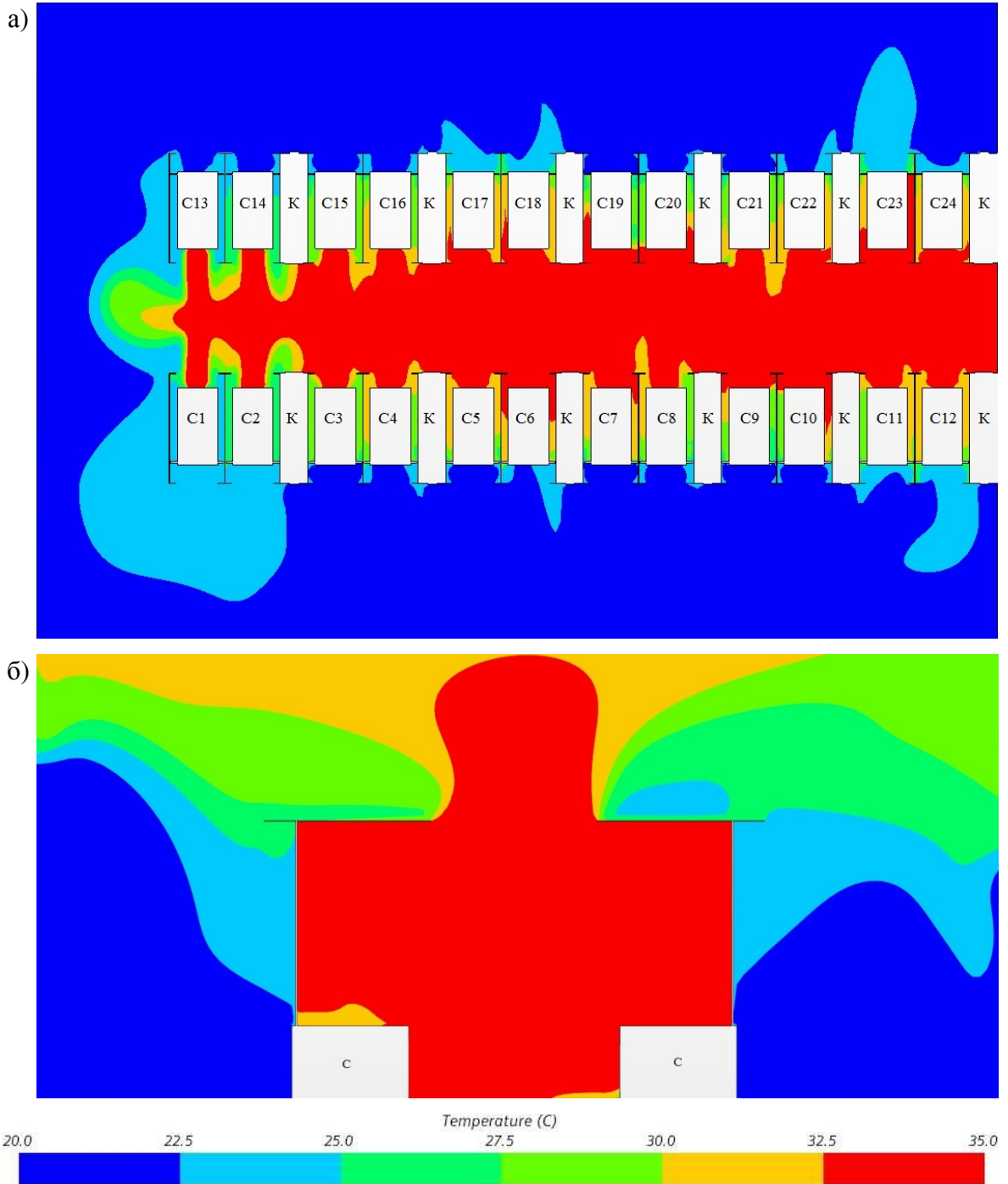


Рисунок 3.7 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,3$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт
 а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

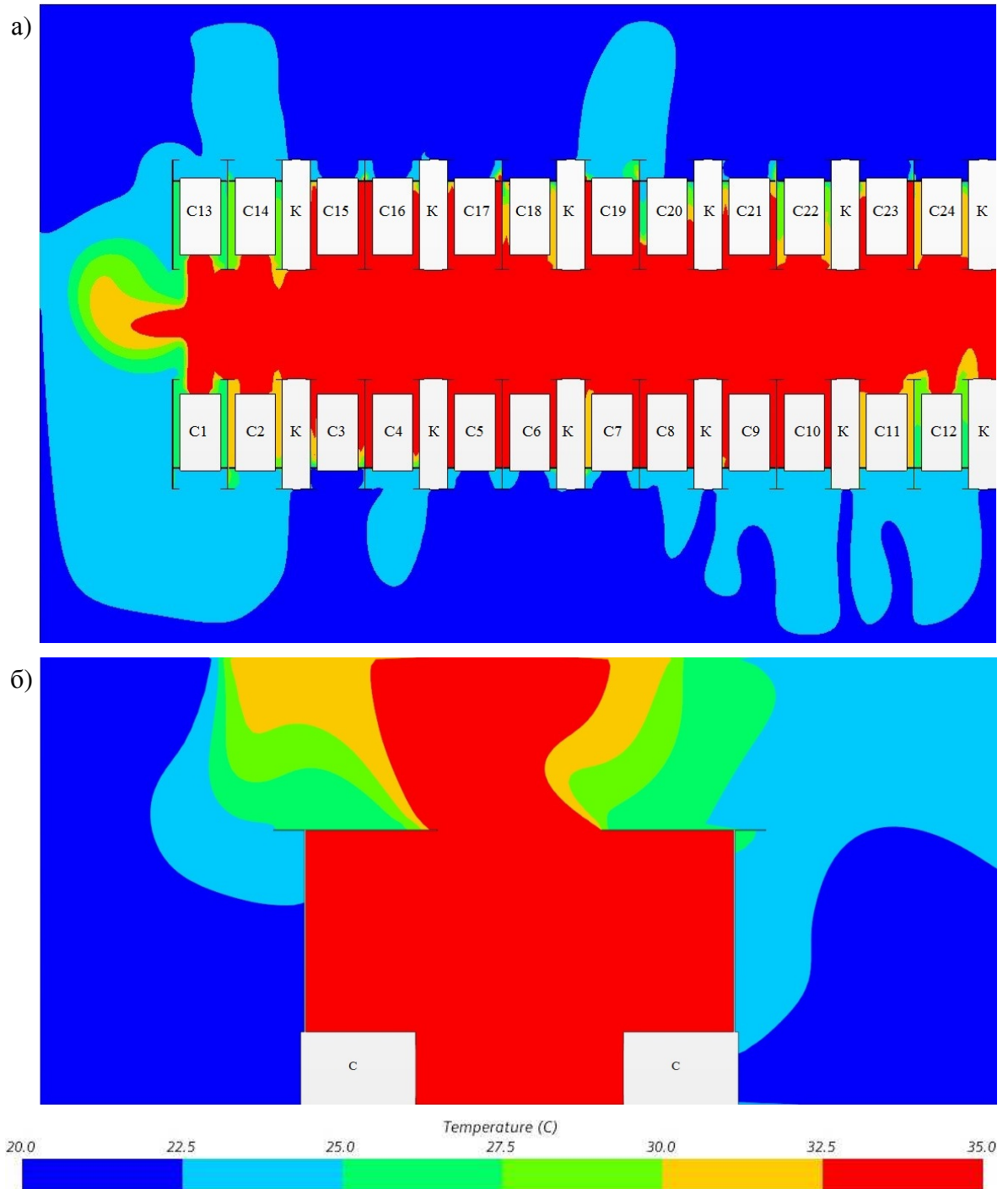


Рисунок 3.8 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,3$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт
 а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

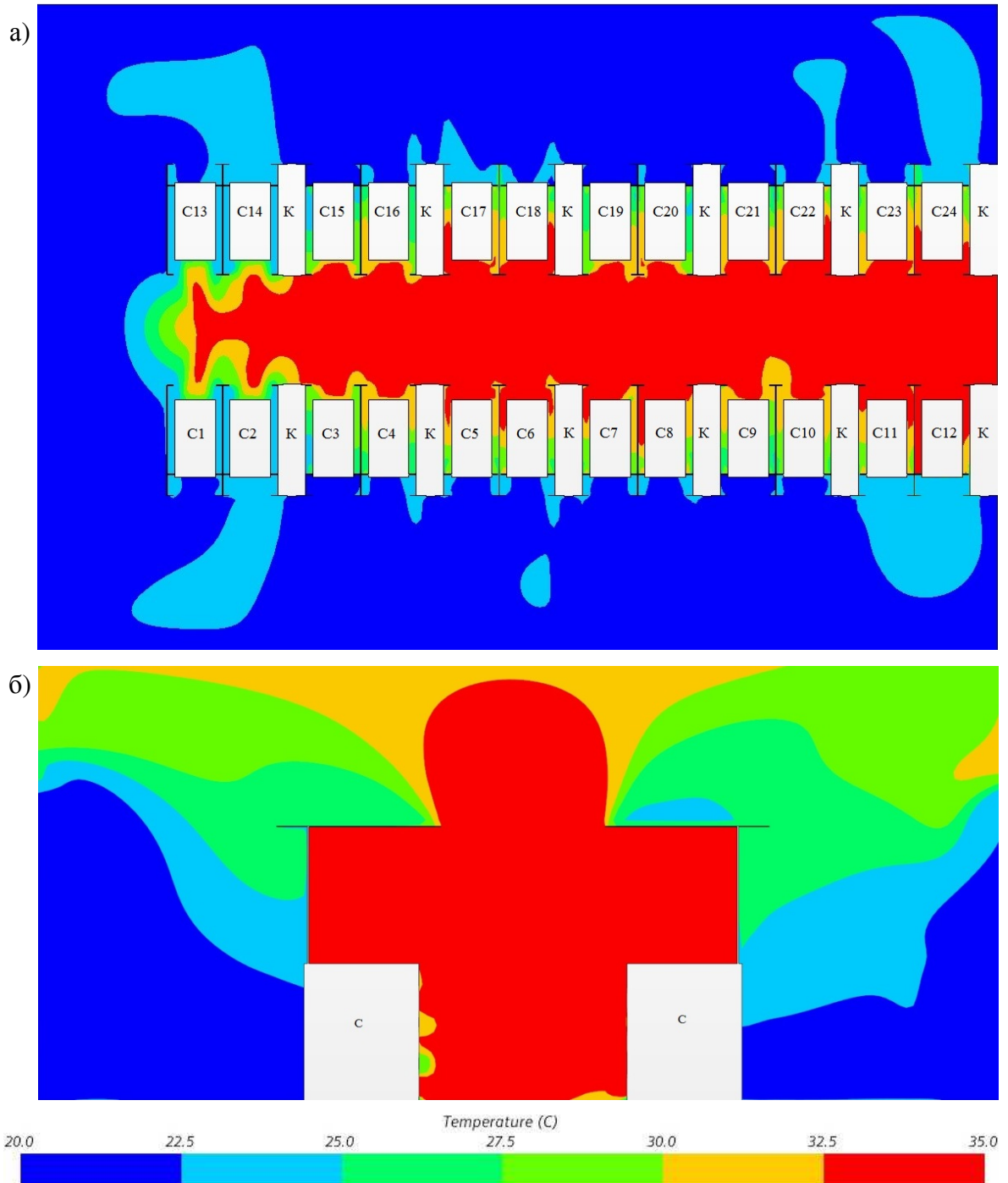


Рисунок 3.9 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,5$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт

а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,5 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

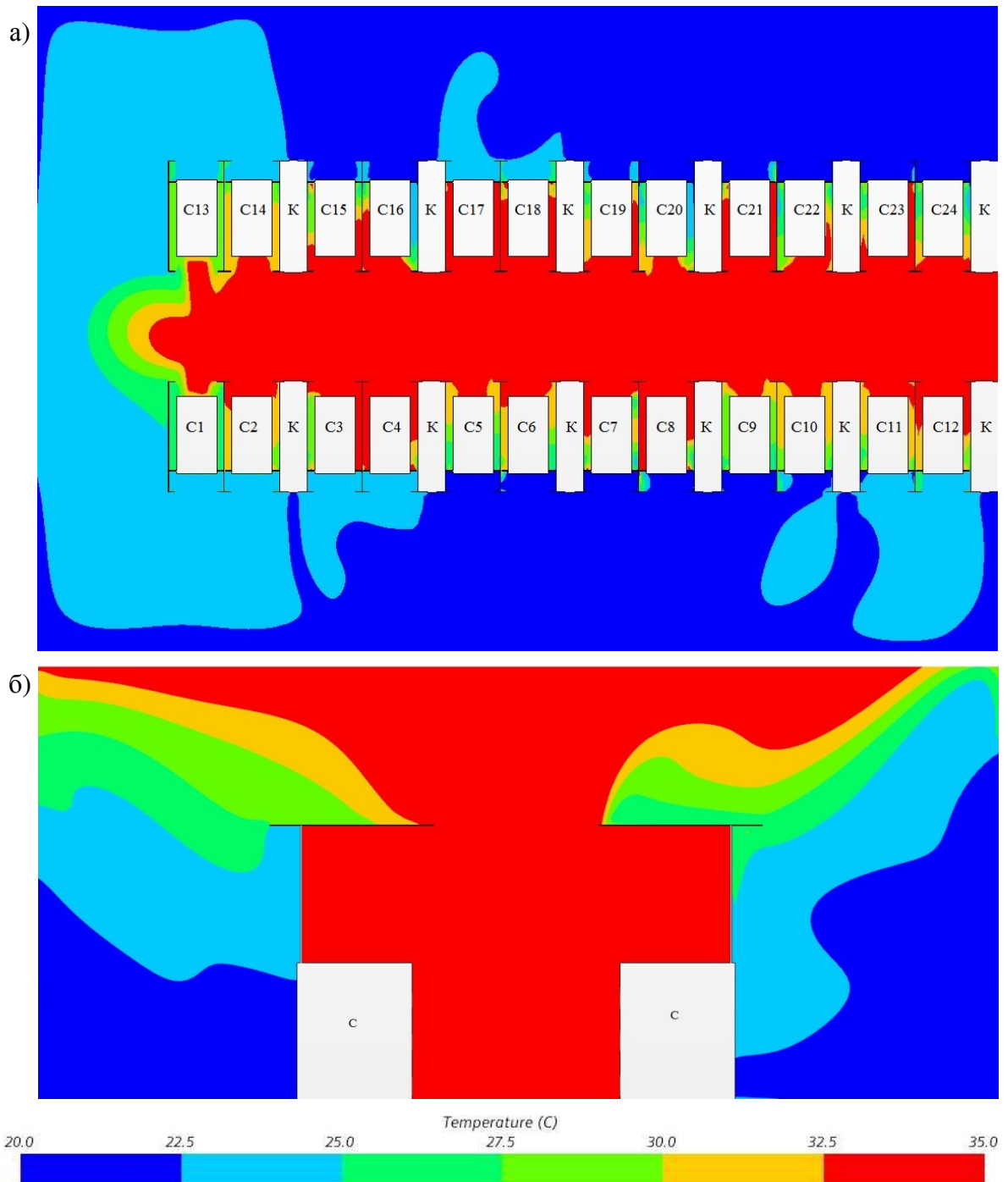


Рисунок 3.10 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,5$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт

а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,5 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

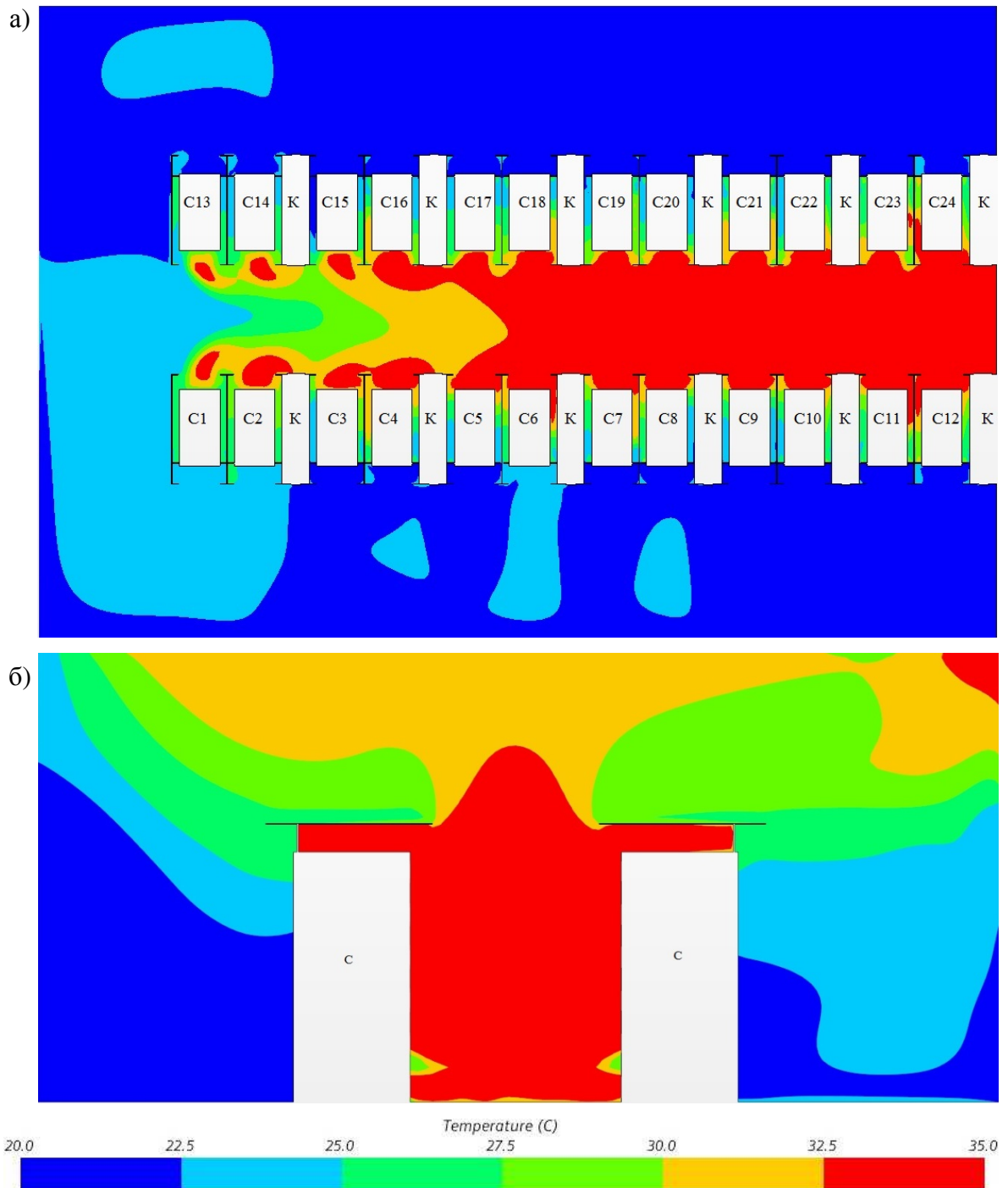


Рисунок 3.11 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,9$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт
 а – в плоскости x - y на отметке + 0,9 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

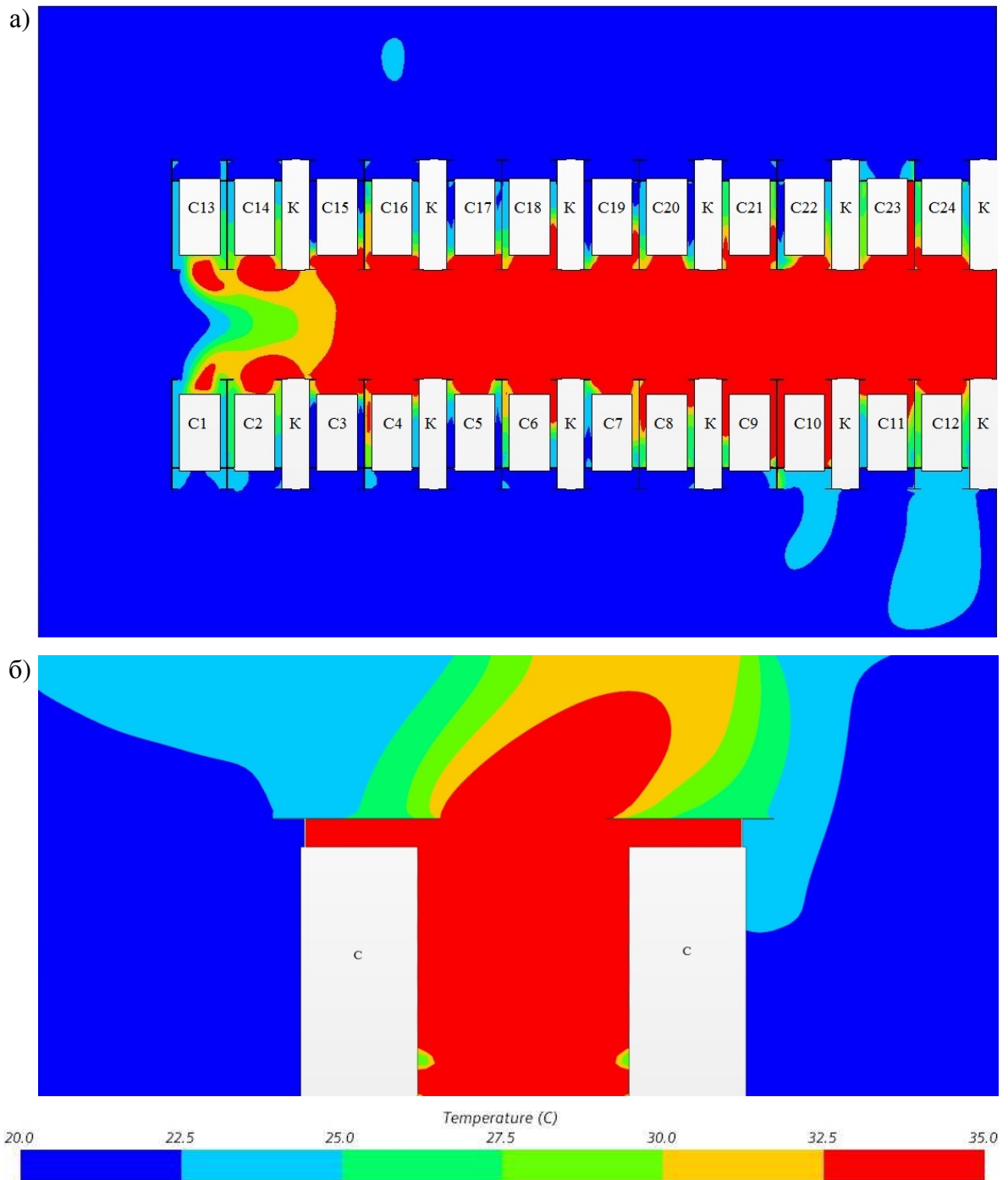


Рисунок 3.12 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «холодных» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,9$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт

а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,9 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

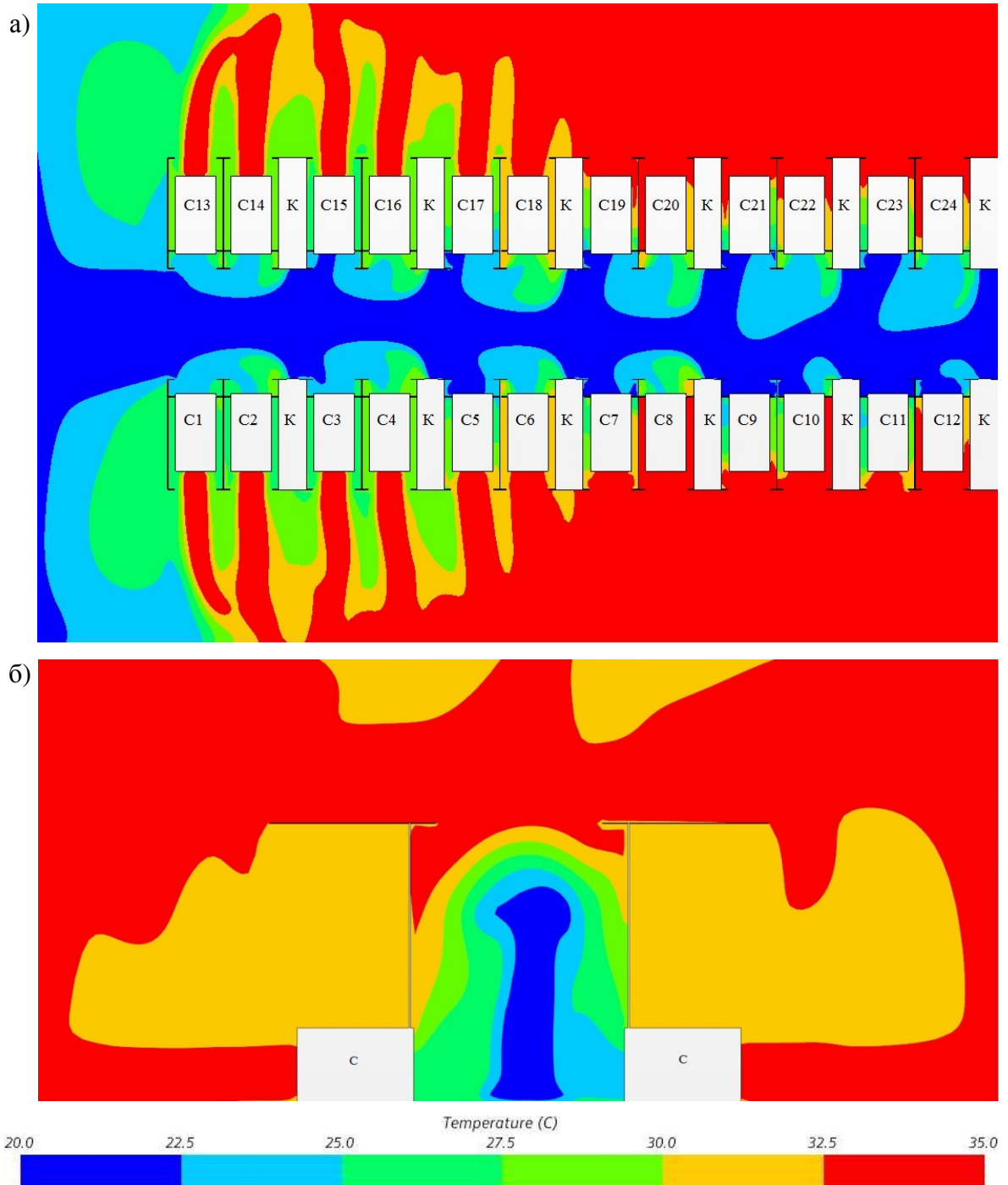


Рисунок 3.13 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,3$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт
 а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

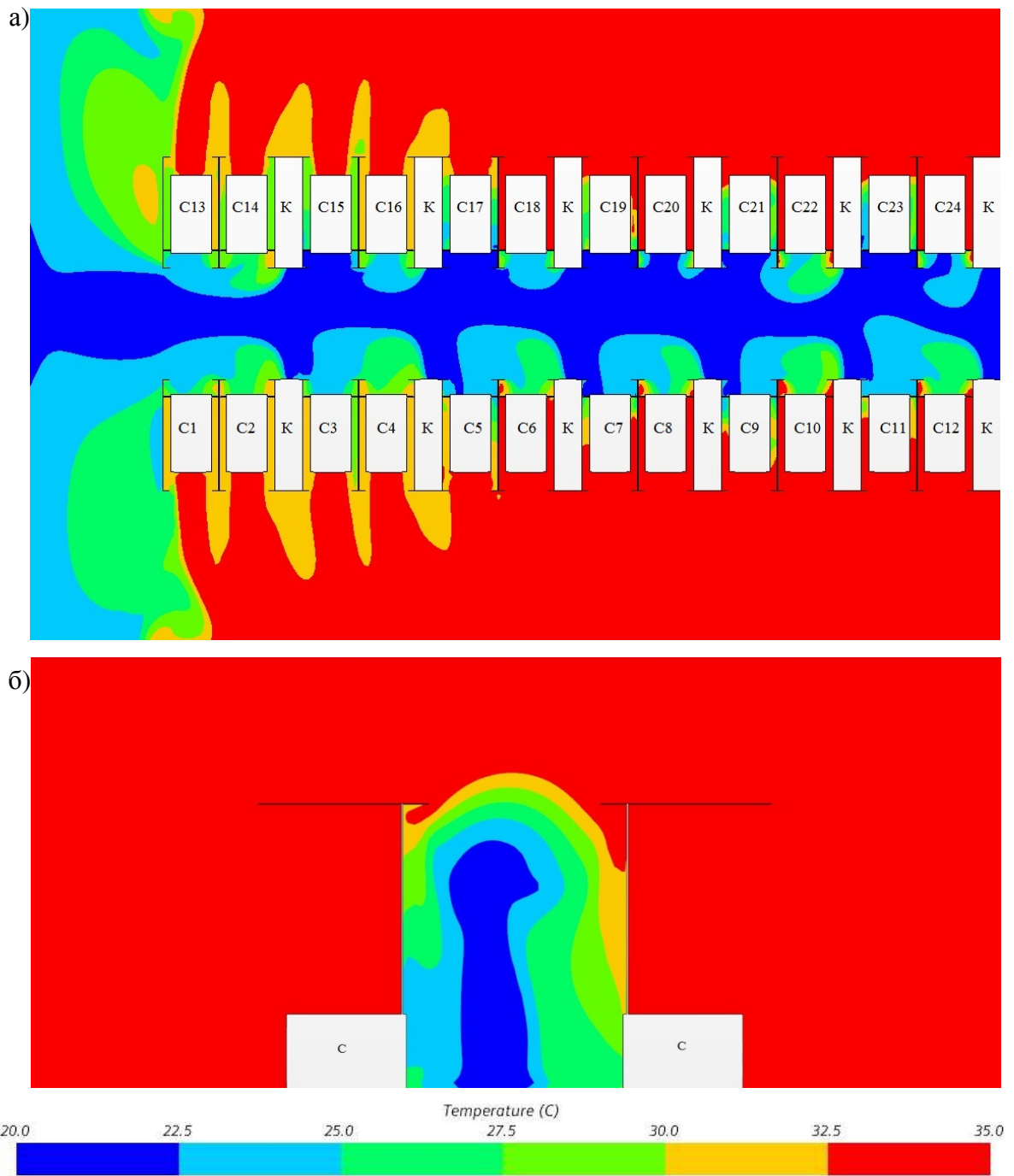


Рисунок 3.14 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степень загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,3$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт
 а – в плоскости x - y на отметке + 0,3 м. от уровня пола; б – в плоскости y - z ; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

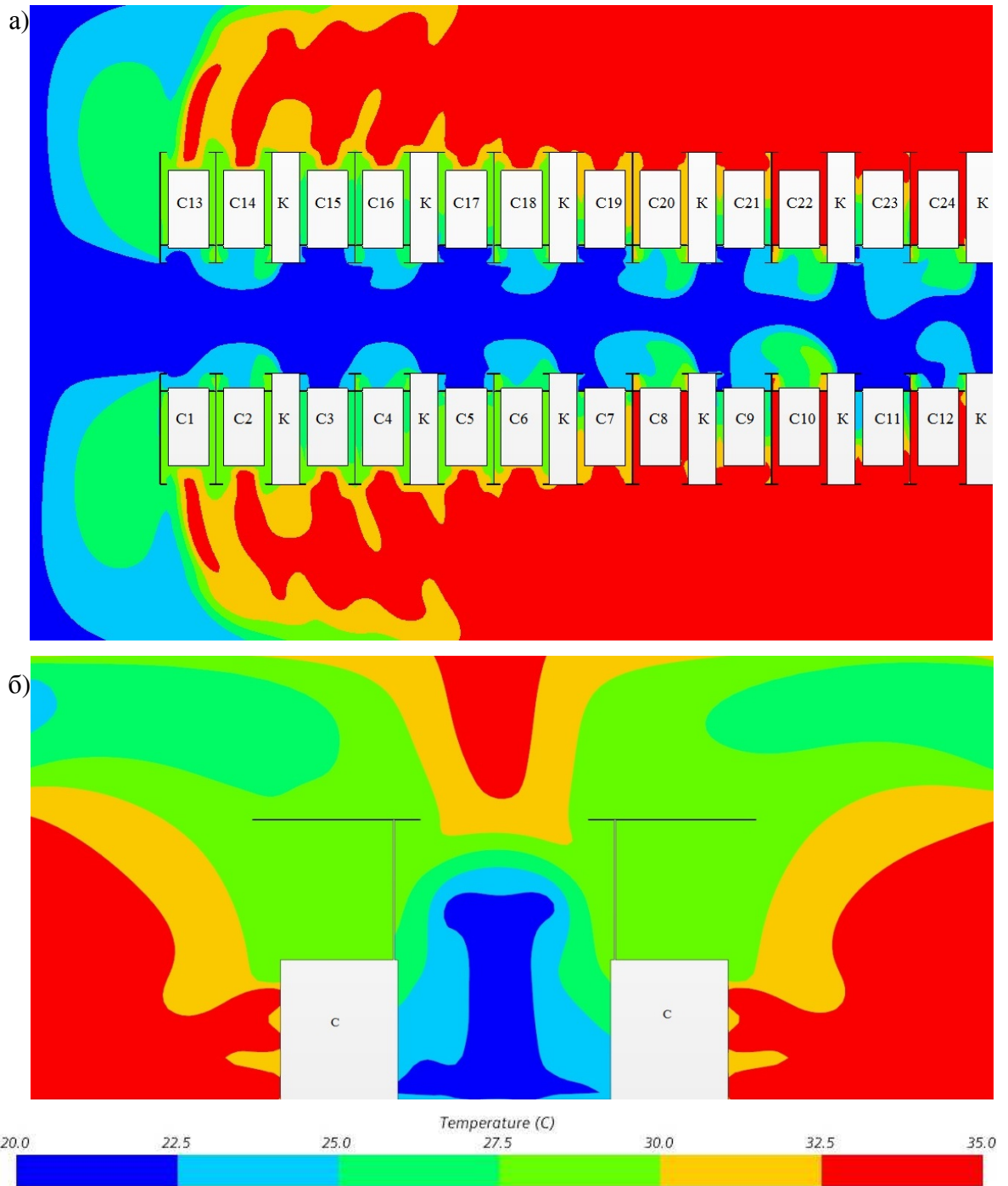


Рисунок 3.15 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,5$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт
 а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,5 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

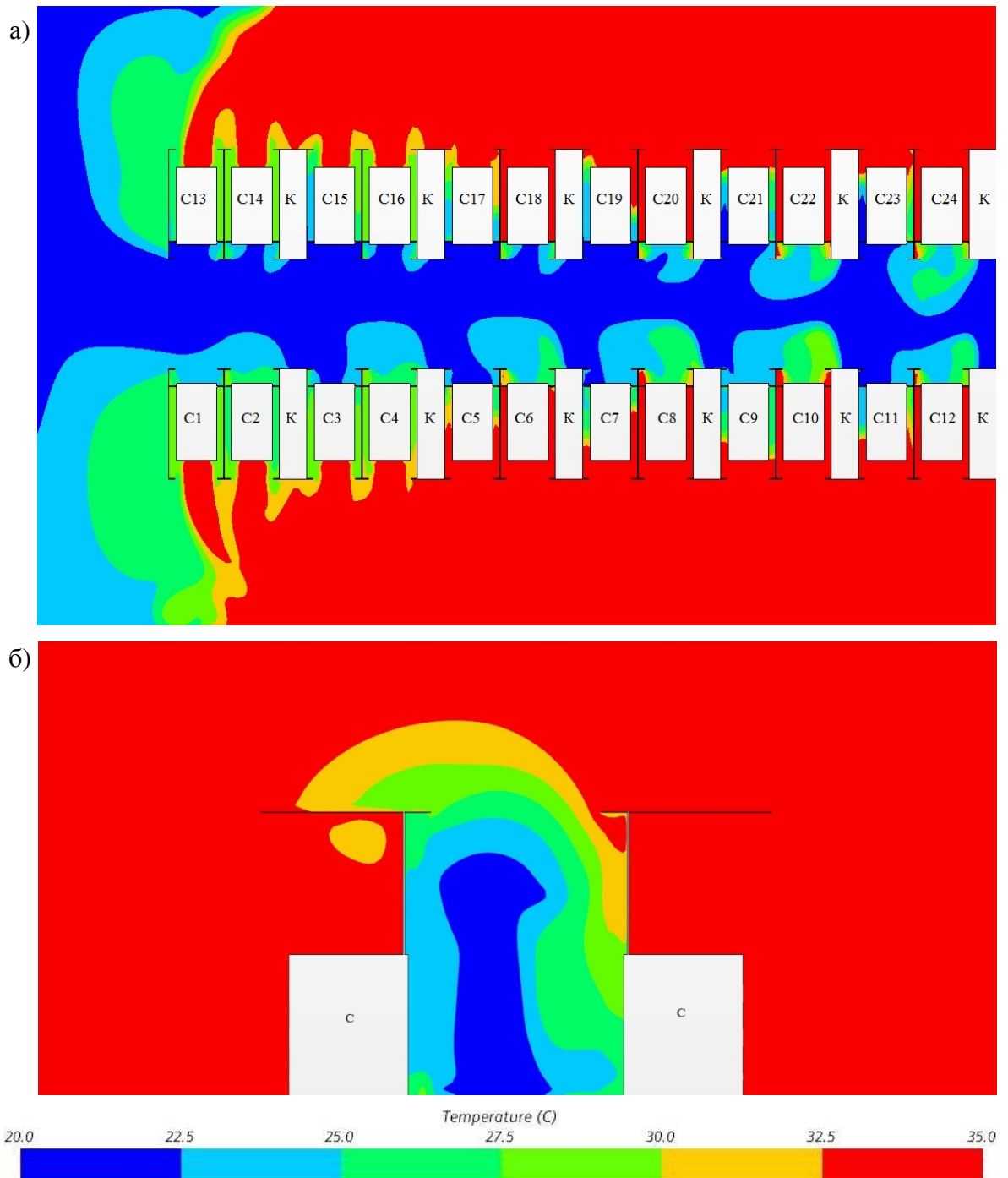


Рисунок 3.16 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,5$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт

а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,5 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

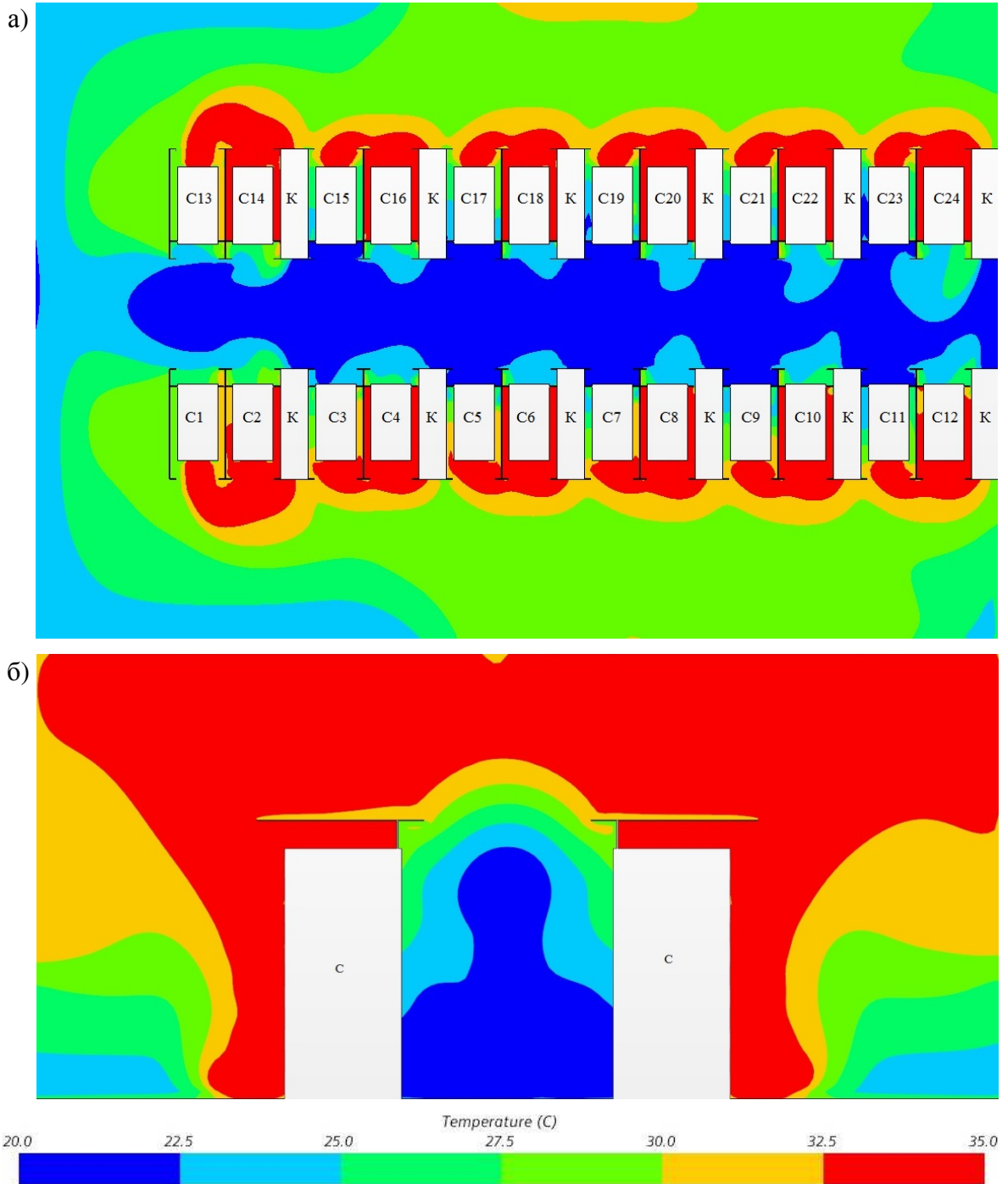


Рисунок 3.17 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степень загрузки стоек серверным оборудованием $K_3 = 0,9$ и потребляемой электрической мощностью стоек 4,7 кВт

а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,9 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

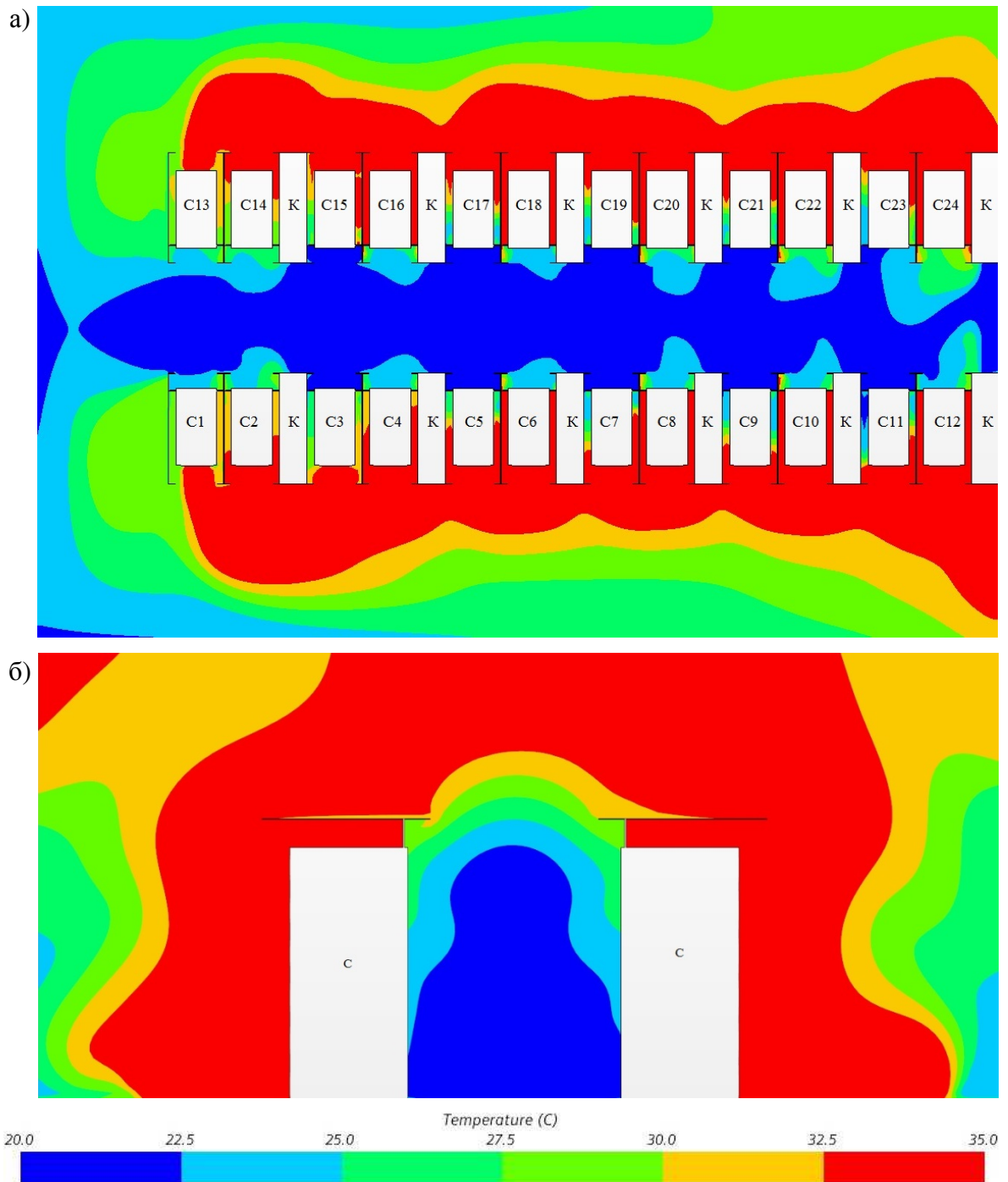


Рисунок 3.18 – Поля распределения температуры воздуха в машинном зале для варианта с преобладающим количеством «горячих» коридоров, степенью загрузки стоек серверным оборудованием $K_z = 0,9$ и потребляемой электрической мощностью стоек 10 кВт
 а – в плоскости $x-y$ на отметке + 0,9 м. от уровня пола; б – в плоскости $y-z$; C1-C24 – стойки с серверным оборудованием; К – кондиционеры

На основании полученных в процессе численного моделирования полей распределения температуры воздуха выполнен многофакторный регрессионный

анализ [34]. Расчет параметров регрессии представлен в Приложении Д. В результате аппроксимации функции $gradt = f(K_3, E_{c.o.}, N_{гк}/N_{хк})$ получен полином

$$gradt = 1,4 - 1,2 \cdot K_3 + 0,1 \cdot E_{c.o.} + 1,2 \cdot \frac{N_{гк}}{N_{хк}}, \text{ } ^\circ\text{C/м}, \quad (3.3)$$

где $N_{гк}$ – количество «горячих» коридоров в машинном зале, шт.;

$N_{хк}$ – количество «холодных» коридоров в машинном зале, шт.;

$E_{c.o.}$ – потребляемая электрическая мощность стоек с серверным оборудованием, кВт;

K_3 – безразмерный коэффициент загрузки стоек в машинном зале.

Результат регрессионного анализа представлен на рисунке 3.19.

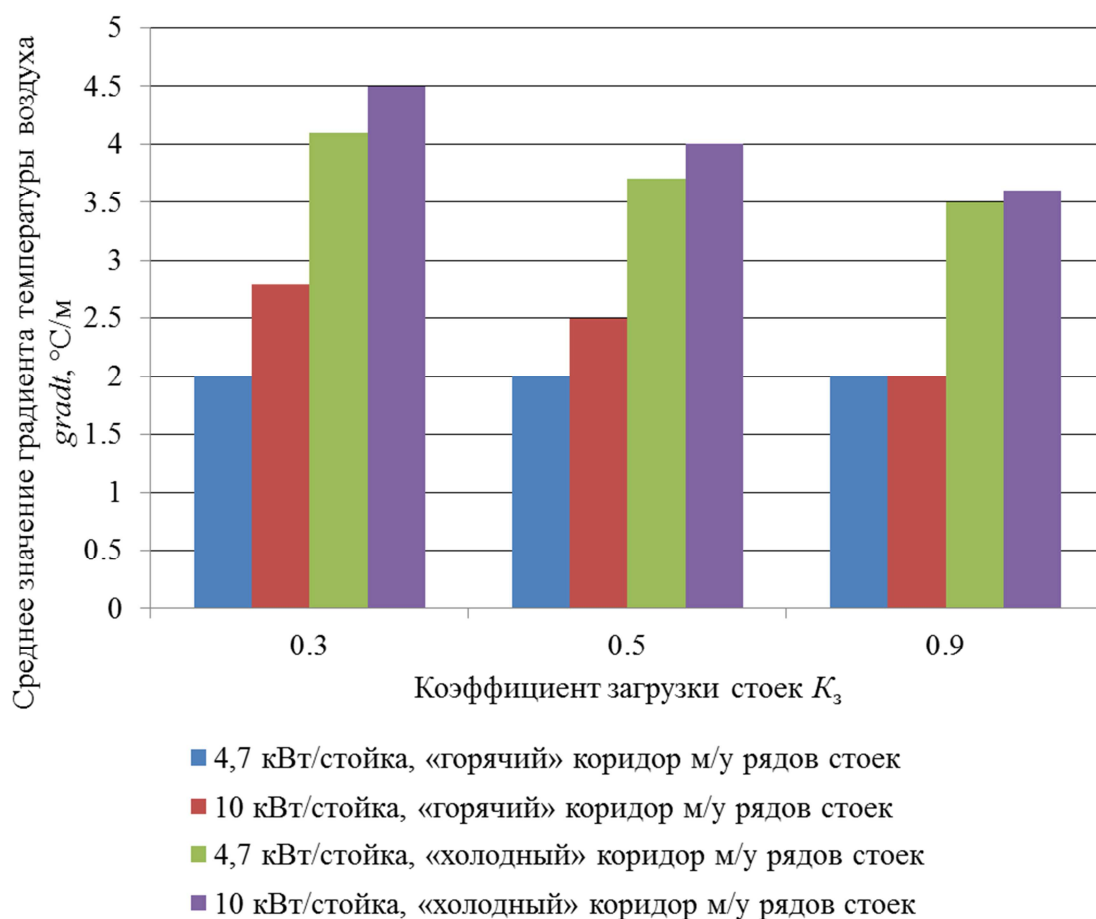


Рисунок 3.19 – Среднее значение градиента температуры воздуха по высоте стоек от степени загрузки стоек K_3 , потребляемой электрической мощности серверного оборудования в стойках $E_{c.o.}$ и варианта количественного соотношения коридоров машинном зале

Для оценки результатов моделирования вычислен безразмерный коэффициент RCI_{high} . Результат расчета коэффициента RCI_{high} представлен на рисунке 3.20.

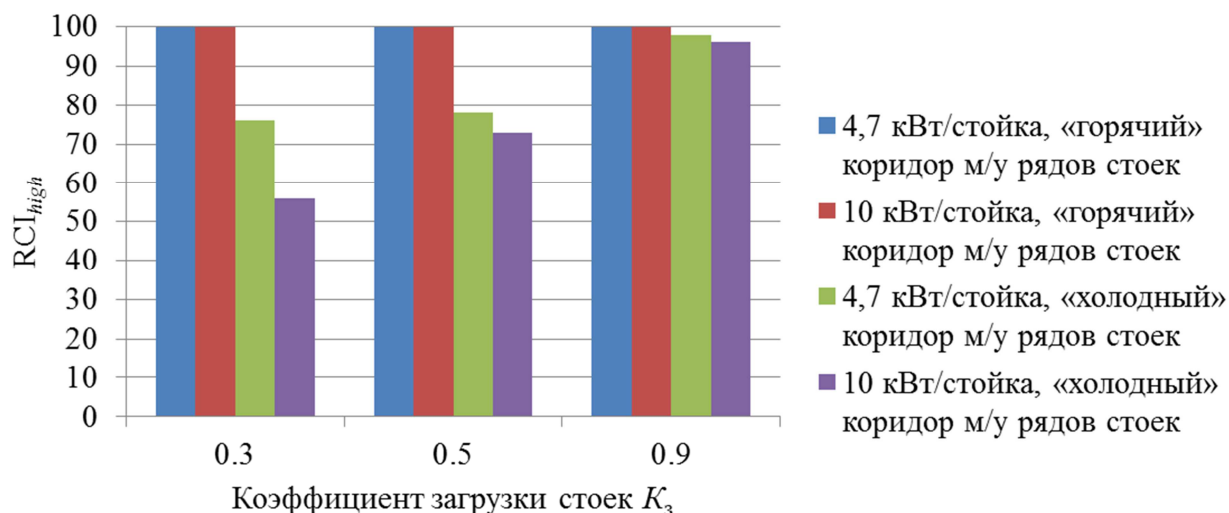


Рисунок 3.20 – Значения безразмерного коэффициента RCI_{high} в зависимости от степени загрузки стоек K_z , потребляемой электрической мощности серверного оборудования в стойках $E_{с.о.}$ и варианта количественного соотношения коридоров машинном зале

В результате численного моделирования выявлено следующее:

- получена зависимость среднего значения градиента температуры воздуха по высоте стоек от количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров в машинном зале, коэффициента загрузки и потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием.

- установлено, что вне зависимости от количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров в машинном зале наблюдается рост градиента температуры воздуха по высоте стоек при снижении степени загрузки и увеличении потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием.

- для всех вариантов с преобладающим количеством «холодных» коридоров не выявлено зон, в которых температура воздуха выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} = 100\%$). Для всех вариантов с преобладающим количеством

«горячих» коридоров выявлено, что температура воздуха на одной или более стойках выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} < 100\%$).

3.3 Исследование способов расположения фальш-панелей в стойке при различных значениях перепада давления между коридорами

Применение способов организации воздушных потоков в машинном зале ЦОД не исключает циркуляции воздуха между коридорами [84, 115]. Дополнительно необходимо предусматривать избыточный объем воздуха, подаваемого СКВ для охлаждения серверного оборудования. В технической документации на кондиционеры, предназначенные для установки по периметру помещения [107], а также в работах [51, 113] рекомендуется поддерживать $\Delta p = 15 \div 20$ Па между коридорами. Однако исследования, в которых рассматривается влияние перепада давления между коридорами на тепловой и воздушный режимы машинного зала при охлаждении серверного оборудования кондиционерами, которые располагаются внутри ряда стоек, не проводились. Также не проводились исследования по расположению фальш-панелей в стойках.

Для проведения численного исследования влияния на тепловой и воздушный режимы машинного зала различных способов расположения фальш-панелей внутри стоек при различных значениях перепада давления между коридорами в программном комплексе STAR CCM+ разработана геометрическая модель, которая состоит из одной стойки и одного кондиционера, предназначенного для установки внутри ряда стоек (рисунок 3.21). Потребляемая электрическая мощность серверного оборудования в стойке составляет 4,7 кВт. Производительность серверного оборудования по воздуху составляет $865 \text{ м}^3/\text{ч}$. Габариты помещения: длина – 3,6 м; ширина – 0,9 м; высота – 2,0 м. Габариты кондиционера: длина – 1,2 м; ширина – 0,3 м; высота – 2,0 м. Габариты стойки с серверным оборудованием: длина – 1,2 м; ширина – 0,6 м; высота – 2,0 м. Габариты серверного оборудования: длина – 0,84 м; ширина – 0,44 м; высота – 0,53 м. Исследование выполнено для двух вариантов расположения фальш-

панелей в стойке: на ряд вертикальных направляющих ближе к «горячему» коридору; на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» коридору. Варианты расположения фальш-панелей в стойке представлены на рисунке 3.22.

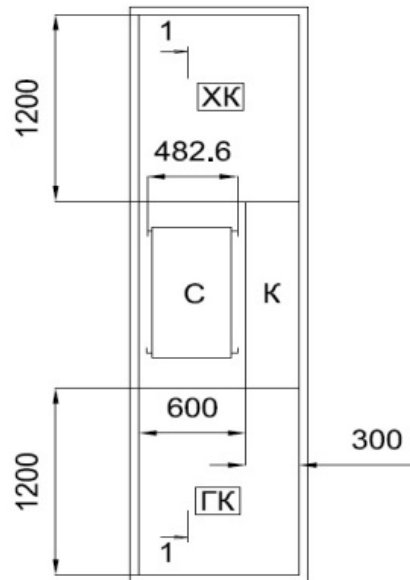


Рисунок 3.21 – План помещения [15]

С – серверное оборудование в стойке; ХК – «холодный» коридор, ГК – «горячий» коридор; К – кондиционер



Рисунок 3.22 – Разрез 1-1 помещения [15]

а – размещение фальш-панелей в стойке ближе к «горячему» коридору; б – размещение фальш-панелей в стойке ближе к «холодному» коридору; С – серверное оборудование в стойке; ХК – «холодный» коридор, ГК – «горячий» коридор

Результат исследования расположения фальш-панелей в стойке при значениях перепада давления между коридорами $\Delta p = 0 \div 10$ Па представлен на рисунке 3.23.

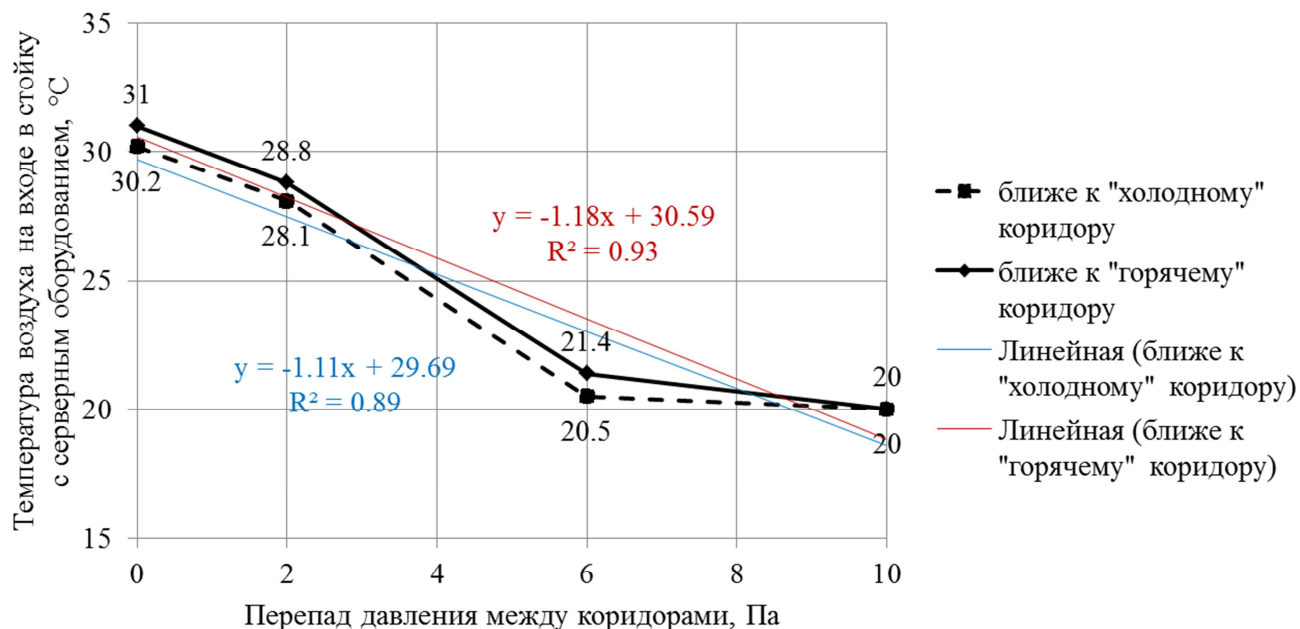


Рисунок 3.23 – Температуры воздуха, поступающего в стойку, в зависимости от перепада давления между коридорами и расположения фальш-панелей в стойке [15]

В результате исследования выявлено следующее:

- при расположении фальш-панелей в стойке на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» коридору температура воздуха, входящего в стойку, на $0,7\text{ °C} \div 0,9\text{ °C}$ ниже по сравнению с вариантом расположения на ряд вертикальных направляющих ближе к «горячему» коридору;
- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \leq 2$ Па оказались выше рекомендуемого значения (27 °C);
- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \geq 6$ Па находятся в пределах рекомендуемого диапазона значений ($18\text{ °C} \div 27\text{ °C}$).

Таким образом, установлено, что расположение фальш-панелей в стойке на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» или «горячему» коридорам влияет на температуру воздуха, входящего в стойку. Также выявлено,

что минимальный перепад давления, необходимый для исключения циркуляции воздуха между коридорами, составляет 6 Па.

3.4 Выводы по третьей главе

1. Установлено, что в машинном зале с преобладающим количеством «холодных» коридоров и потребляемой электрической мощностью стоек с серверным оборудованием типа шасси до 10 кВт допускается устройство фальш-панелей без установки потолочных панелей над технологическим коридором.

2. Получена зависимость среднего значения градиента температуры воздуха по высоте стоек в «холодном» коридоре машинного зала от коэффициента загрузки стоек, потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием и количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров в машинном зале.

3. Установлено, что вне зависимости от количественного соотношения коридоров наблюдается рост градиента температуры воздуха по высоте стоек при снижении степени загрузки и увеличении потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием. Также установлено, что для всех вариантов с преобладающим количеством «холодных» коридоров не выявлено зон, в которых температура воздуха выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} = 100\%$). Для всех вариантов с преобладающим количеством «горячих» коридоров выявлено, что температура воздуха на одной или более стойках выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} < 100\%$).

4. В результате численного исследования влияния расположения фальш-панелей в стойке при различных значениях перепада давления между коридорами ($\Delta p = 0 \div 10$ Па) на тепловой и воздушный режимы машинного зала выявлено следующее:

- при расположении фальш-панелей в стойке на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» коридору температура воздуха, входящего в

стойку, на $0,7\text{ }^{\circ}\text{C} \div 0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже по сравнению с вариантом расположения на ряд вертикальных направляющих ближе к «горячему» коридору;

- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \leq 2\text{ Па}$ оказались выше рекомендуемого значения ($27\text{ }^{\circ}\text{C}$);

- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \geq 6\text{ Па}$ находятся в пределах рекомендуемого диапазона значений ($18\text{ }^{\circ}\text{C} \div 27\text{ }^{\circ}\text{C}$).

4 Рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных

4.1 Объемно-планировочные и технологические решения

В качестве способа расположения стоек в машинных залах ЦОД рекомендуется использовать концепцию «горячего» и «холодного» коридоров, согласно которой серверное оборудование в стойках необходимо устанавливать таким образом, чтобы отвод теплоты производился в «горячий» коридор, а забор воздуха для охлаждения оборудования производился из «холодного».

Контроль параметров воздуха в машинных залах ЦОД рекомендуется производить на входе воздуха в стойки при помощи не менее четырех датчиков [111] (рисунок 4.1).

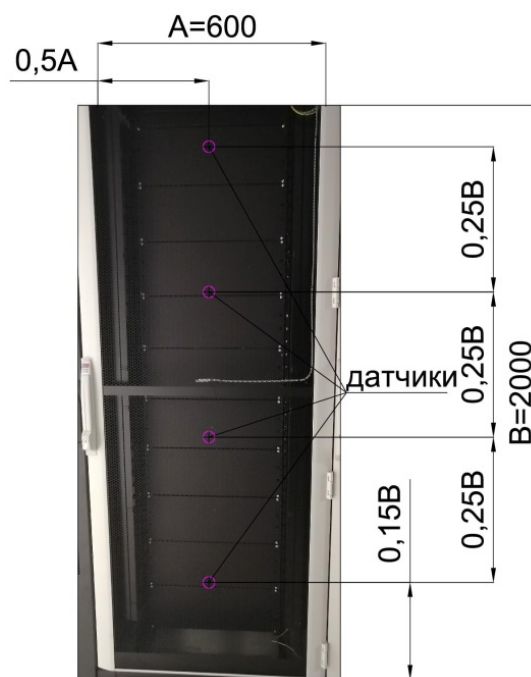


Рисунок 4.1 – Рекомендуемое расположение датчиков на двери стойки

Стандартную ширину коридоров между рядов стоек рекомендуется принимать 1200 мм. Допускается ширину коридоров, а также иных проходов в машинных залах принимать в соответствии с рекомендациями заводов-

изготовителей оборудования СКВ, но не меньше нормативной ширины путей эвакуации [59].

При неполной загрузке стоек серверным оборудованием свободное пространство следует закрывать фальш-панелями.

Устройство потолочных панелей над технологическим коридором следует предусматривать только совместно с фальш-панелями в свободном пространстве стоек.

Потолочные панели необходимо предусматривать с функцией аварийного открывания для обеспечения доступа огнетушащего вещества в пространство коридора при срабатывании системы газового пожаротушения.

Устройство потолочных панелей над «холодными» коридорами и фальш-панелей в свободном пространстве стоек рекомендуется предусматривать, если количество «горячих» коридоров в машинном зале ЦОД преобладает над количеством «холодных» коридоров (рисунок 4.2а).

Устройство потолочных панелей над «горячими» коридорами и фальш-панелей в свободном пространстве стоек рекомендуется предусматривать:

- при размещении в машинных залах рабочих мест и наличии отдельно стоящих стоек;
- для увеличения времени безаварийной работы серверного оборудования в случае возможных перебоев в электроснабжении ЦОД [102].

Также в машинных залах ЦОД, в которых количество «холодных» коридоров преобладает над количеством «горячих» коридоров, допускается устройство только фальш-панелей в свободном пространстве стоек (рисунок 4.2б) при условии обеспечения высоты помещения не менее 3 м [40].

Фальш-панели в свободном пространстве стоек рекомендуется устанавливать на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» коридору.

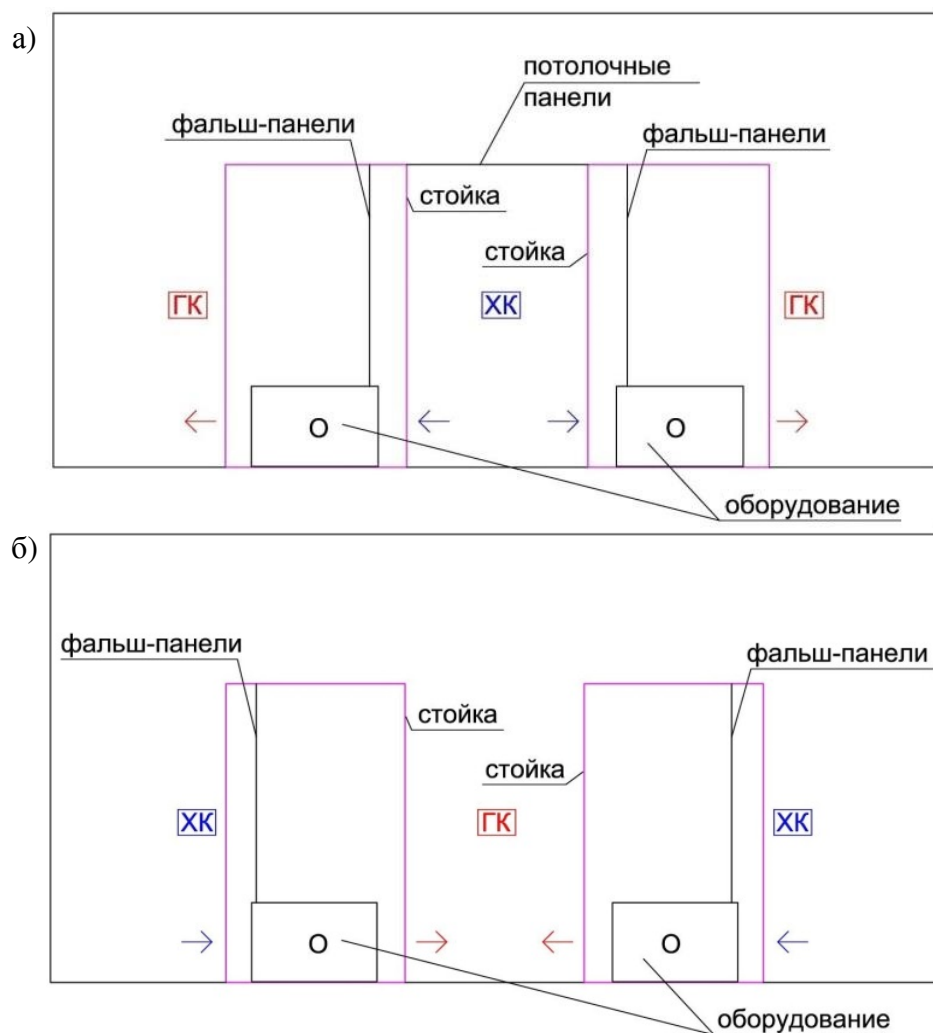


Рисунок 4.2 – Разрез помещения машинного зала

а – количество «горячих» коридоров преобладает над количеством «холодных» коридоров; б – количество «холодных» коридоров преобладает над количеством «горячих» коридоров

Для исключения циркуляции воздуха при охлаждении стоек с помощью кондиционеров, установленных внутри ряда стоек, минимальный перепад давления между коридорами следует предусматривать $\Delta p \geq 6$ Па [15].

4.2 Выбор способа охлаждения серверного оборудования

Как было упомянуто в первой главе, выбор способа охлаждения серверного оборудования зависит от технико-экономических оценок, которые делают на предпроектном этапе. Однако также важно учитывать следующие рекомендации.

Наиболее распространенными способами охлаждения являются те, в которых используются хладагент или холодоносители (вода или незамерзающая жидкость). Для крупных ЦОД с подведенной мощностью в несколько десятков МВт преимущественно используют охлаждение с помощью наружного воздуха.

Преимуществом СКВ, в которых используется хладагент, является высокая надежность, т.к. каждая группа «внутренний блок – наружный блок» имеет самостоятельный контур охлаждения. По этой причине любой контур может быть выведен из эксплуатации без оказания влияния на другие контуры и на работоспособность серверного оборудования. К другим преимуществам также относят безопасность таких систем для серверного оборудования в случае аварии на фреоновом трубопроводе. В основном СКВ, использующие хладагент для охлаждения серверного оборудования, рассматривают при общей подведенной мощности к ЦОД до 1 МВт [61] или в случаях, когда размещение чиллера затруднительно.

В отличие от СКВ, в которых используется хладагент, применение систем «чиллер – фэнкойл», в которых используется холодоноситель, не ограничено длиной трубопроводов и перепадом высот между внутренними и наружными блоками. Кроме того, для таких систем не требуется применение низкотемпературных комплектов и возможно использование охлаждения с помощью наружного воздуха. Однако устройство таких систем сложнее и дороже, поэтому их внедрение окупается только при общей подведенной мощности к ЦОД более 1 МВт [74].

Также при выборе способа охлаждения следует учитывать, что оборудование будет работать круглосуточно и круглогодично, и поэтому оно должно быть работоспособным в диапазоне предельных температур наружного воздуха, указанных в [60] для выбранного региона строительства ЦОД. Данная информация указывается в соответствующих каталогах завода-изготовителя.

Выбор способа охлаждения серверного оборудования наружным воздухом возможен для регионов, в которых максимальная температура наружного воздуха по влажному термометру [60] не превышает максимального рекомендуемого значения (27 °C).

4.3 Выбор способа расположения кондиционеров в машинном зале

Выбор способа расположения кондиционеров в машинном зале ЦОД в основном зависит от потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием. Зачастую выбирают размещение оборудования СКВ по периметру помещения либо внутри ряда стоек.

При установке кондиционеров по периметру помещения основное внимание следует уделять высоте помещения, в котором предполагается установка кондиционера, а также расстоянию до ближайшей напольной решетки. Высота помещения должна быть достаточной для размещения кондиционера, а также устройства фальшпола и фальшпотолка. Рекомендуемая скорость воздуха в пространстве фальшпола и фальшпотолка должна быть не менее 1 м/с. Максимальная допустимая скорость должна быть не более 2,5 м/с при условии обеспечения требуемого расхода воздуха. Кабельные системы под фальшполом необходимо располагать параллельно направлению потоков воздуха. Плохая организация инженерных систем в пространстве фальшпола может привести к снижению производительности СКВ. Нередко для более эффективного воздухораспределения в пространстве фальшпола устраивают перегородки с различным углом наклона [117]. Расстояние от кондиционера до ближайшей напольной решетки рекомендуется предусматривать не менее 1,5 м. [62]. Также с целью сокращения длины траектории движения нагретого воздуха данные кондиционеры следует устанавливать напротив «горячего» коридора (рисунок 4.4) [71]. Схематическое изображение распределения воздуха в машинном зале с помощью кондиционеров, предназначенных для установки по периметру помещения, представлено на рисунках 4.3 и 4.4.

Кондиционеры, предназначенные для размещения внутри ряда стоек, рекомендуется устанавливать [43]:

- в конце ряда, но не у стены помещения при наличии одного ряда стоек в машинном зале ЦОД (рисунки 4.5 и 4.6);

- друг напротив друга при наличии двух и более рядов стоек в машинном зале ЦОД (рисунок 4.7).

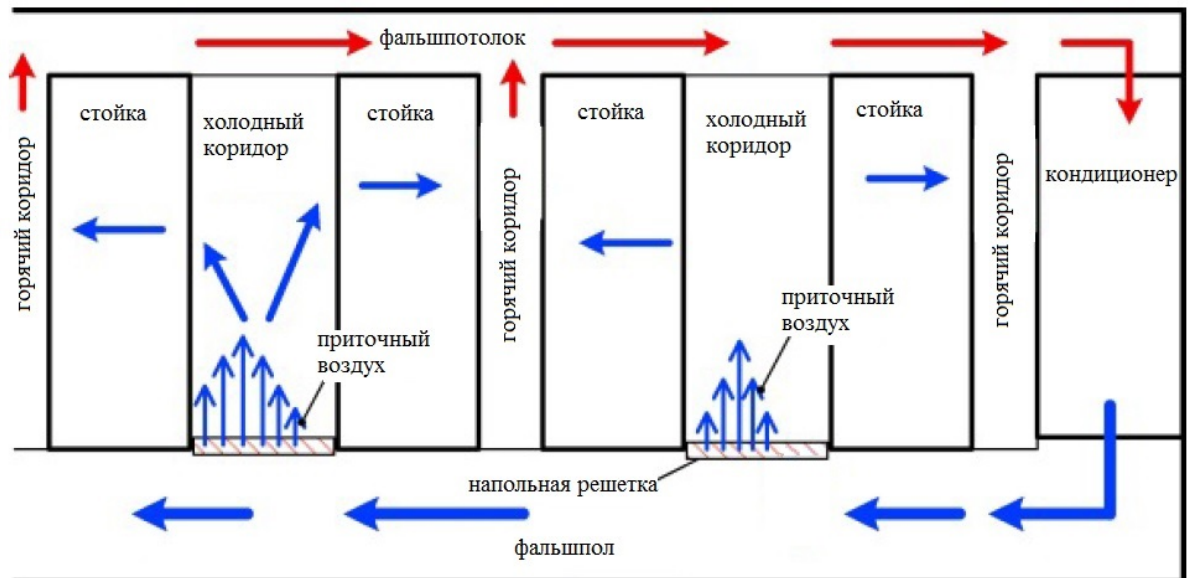


Рисунок 4.3 – Схематическое изображение распределения воздуха в машинном зале при установке кондиционеров по периметру помещения [118]

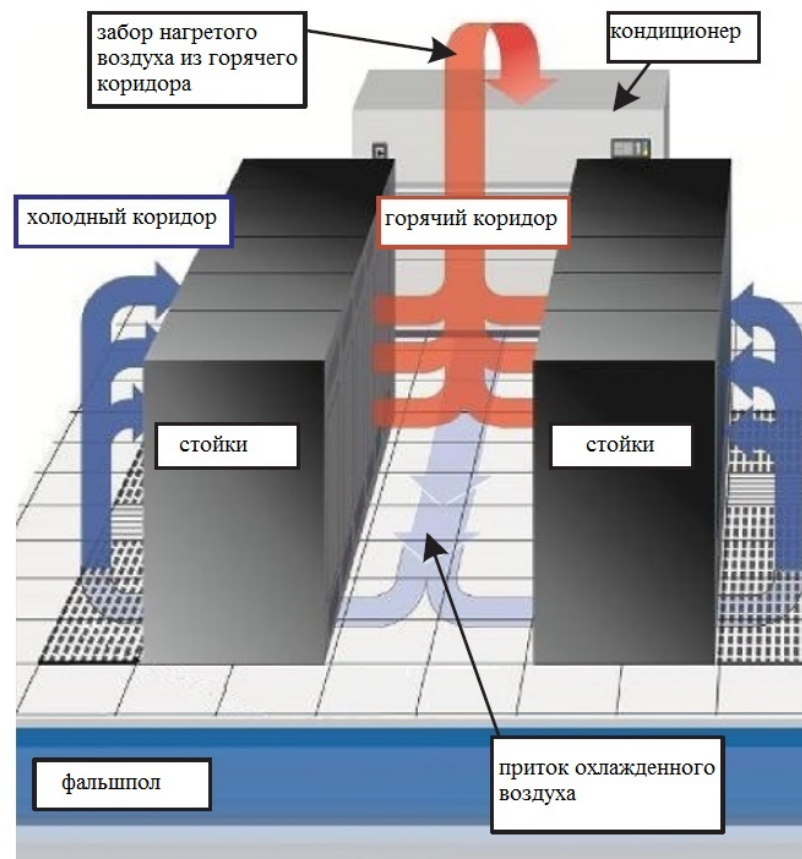


Рисунок 4.4 – Пример расположения кондиционера напротив «горячего» коридора [118]

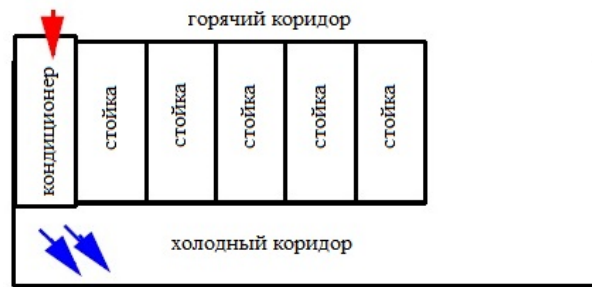


Рисунок 4.5 – Схема установки кондиционера у стены помещения (не рекомендуется) [43]

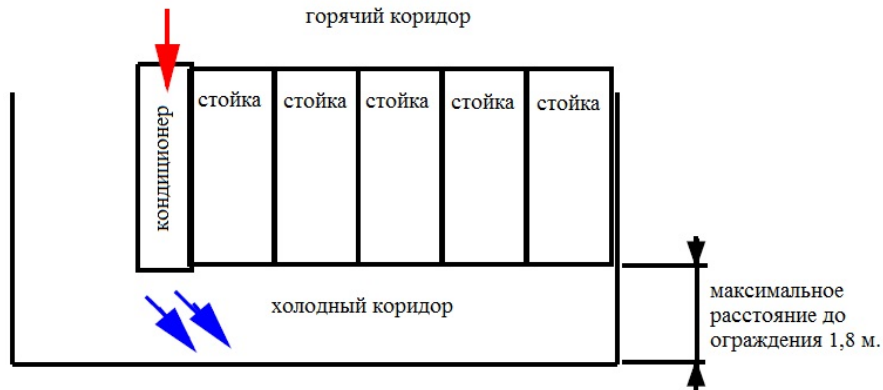


Рисунок 4.6 – Схема установки кондиционера в конце ряда стоек [43]

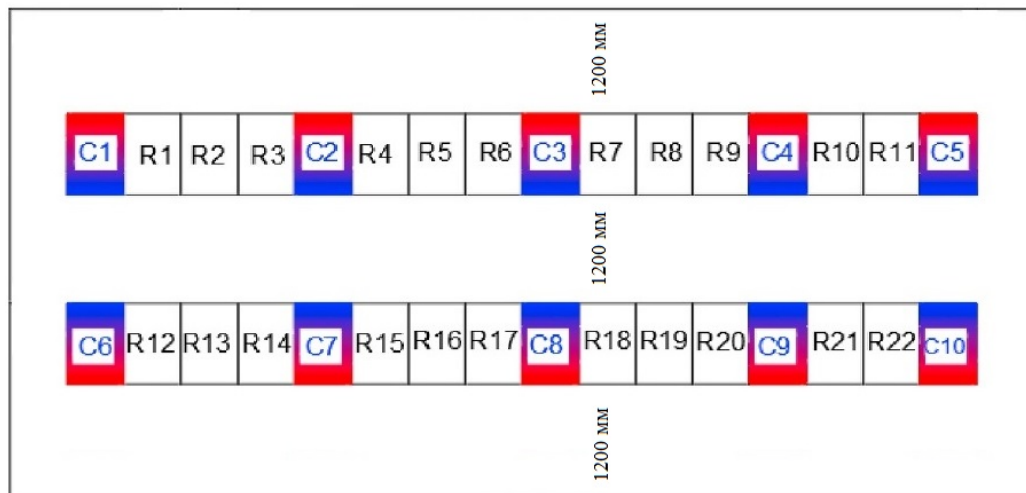


Рисунок 4.7 – Пример размещения кондиционеров внутри двух рядов стоек в машинном зале ЦОД [103]

C1-C10 – кондиционеры; R1-R22 – стойки с серверным оборудованием

Вне зависимости от количества рядов стоек в машинном зале, ширину «холодного» коридора при установке данного типа кондиционеров рекомендуется предусматривать не более 1,8 м.

Как правило, применение кондиционеров, предназначенных для размещения по периметру машинного зала, возможно при потребляемой электрической мощности стоек до 3 кВт. Для стоек с потребляемой электрической мощностью более 3 кВт используют кондиционеры, предназначенные для установки внутри ряда стоек. В то же время при использовании системы воздуховодов, позволяющей производить подачу и забор воздуха непосредственно над коридорами или из каждой стойки, применение кондиционеров, предназначенных для установки по периметру машинного зала, возможно при потребляемой электрической мощности до 15 кВт на стойку. А при использовании потолочных панелей над технологическими коридорами применение кондиционеров, предназначенных для установки внутри ряда стоек, возможно для охлаждения стоек с потребляемой электрической мощностью до 30 кВт [70].

4.4 Расчет холодопроизводительности кондиционеров

Холодопроизводительность проектируемой СКВ должна быть достаточной для удаления избытков теплоты от серверного оборудования в стойках ($Q_{с.о.}$), источников бесперебойного питания ($Q_{ИБП}$), устройств распределения электроэнергии ($Q_{РП}$), освещения зала ($Q_{осв}$), работающих в зале людей ($Q_{люд}$) и теплоты, поступающей с наружным воздухом в теплый период года ($Q_{нар}$). Световые проемы в машинных залах ЦОД не устанавливают, поэтому в расчетах радиационную составляющую поступающей теплоты не учитывают. Расчет тепло-влагоизбытков от освещения, людей и наружного воздуха подробно описан в [6, 7, 29, 58].

Теплопоступления от серверного оборудования в стойках принимают равными величине потребляемой электрической мощности. В паспорте на серверное оборудование в основном указывается полезная выходная потребляемая электрическая мощность, которая не учитывает потери электроэнергии в блоке питания серверного оборудования. Поэтому расчет

теплопоступлений от серверного оборудования необходимо производить по формуле [39]

$$Q_{c.o.} = E_{c.o.} = 100 \cdot E_{\text{вых.с.о.}} \cdot N_{\text{б.п.}} \cdot \eta_{\text{б.п.}}^{-1}, \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

где $Q_{c.o.}$ – теплопоступления от серверного оборудования, Вт;

$E_{c.o.}$ – потребляемая электрическая мощность серверного оборудования, Вт;

$E_{\text{вых.с.о.}}$ – полезная выходная мощность или паспортная мощность блоков питания серверного оборудования, Вт;

$N_{\text{б.п.}}$ – количество основных блоков питания серверного оборудования в соответствии с паспортной схемой резервирования, шт;

$\eta_{\text{б.п.}}$ – эффективность одного блока питания, %.

Теплопоступления от источников бесперебойного питания определяют по формуле [48]

$$Q_{\text{ИБП}} = 0,04 \cdot E_{\text{н}} + 0,06 \cdot E_{c.o.}, \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

где $E_{\text{н}}$ – номинальное значение энергосистемы (ИБП), Вт.

Тепловыделения от устройств распределения питания [48]

$$Q_{\text{РП}} = 0,02 \cdot E_{\text{н}} + 0,02 \cdot E_{c.o.}, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

где $E_{\text{н}}$ – номинальное значение энергосистемы (устройств распределения питания), Вт.

Таким образом, полные суммарные теплопоступления в ЦОД определяются по формуле:

$$Q_{\text{ЦОД}} = Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{нар}} + Q_{c.o.} + Q_{\text{ИБП}} + Q_{\text{РП}}, \text{ Вт}. \quad (4.4)$$

Холодопроизводительность СКВ принимают исходя из расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха, протяженности фреоновых проводов и прочих условий по данным завода-изготовителя. В случае если протяженность фреоновых проводов, рекомендуемая заводом-изготовителем для выбранного оборудования СКВ, недостаточна для реализации проектных решений, допускается использовать более мощные модели СКВ, характеристики которых

допускают установку оборудования с требуемой протяженностью фреоновых проводов.

Холодопроизводительность прецизионных кондиционеров принимают равной расчетной величине полных суммарных теплопоступлений в ЦОД с учетом небольшого запаса (10 % ÷ 20 %) и коэффициентов неодновременности и недозагруженности стоек серверным оборудованием [6]. При отсутствии данных, коэффициенты неодновременности и недозагруженности объединяют в один и принимают 0,8 [72].

Расчет количества кондиционеров, предназначенных для установки внутри ряда стоек в машинном зале, принимают в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя. По данным наиболее распространенных заводов-изготовителей [43, 44], один кондиционер способен охладить от двух до шести стоек.

4.5 Методика расчета производительности кондиционеров по воздуху

В реальности комплектация стоек с серверным оборудованием может отличаться от проектной в первые годы эксплуатации. Кроме того, например, корпоративные ЦОД обычно проектируются с возможной перспективой роста вычислительной мощности, которая может и не наступить. Это характерно для большинства корпоративных ЦОД [49]. Таким образом, на начальном этапе эксплуатации ЦОД возможны ситуации, когда проектное значение холодопроизводительности кондиционеров в машинном зале может значительно превышать фактическое количество выделяемой теплоты серверным оборудованием. Для таких случаев в современных прецизионных кондиционерах предусмотрены электронные TRV [80] и инверторные электродвигатели, которые способны регулировать производительность кондиционера в широком диапазоне [8, 26, 56]. Стандартный диапазон производительности большинства инверторных компрессоров в кондиционерах составляет от 30 % до 100 % [41, 43, 44]. Однако при теплоизбытках серверного оборудования в стойках, составляющих меньше

30% проектного значения холодопроизводительности кондиционеров, возможно возникновение аварийных ситуаций. Компрессоры кондиционеров в данном случае начинают работать циклами включения/выключения. Минимальная продолжительность таких циклов, как правило, фиксирована для обеспечения возврата необходимого количества масла в картер компрессора. В один из таких циклов возможны ситуации с резким охлаждением серверного оборудования ниже минимально рекомендуемой температуры воздуха (18 °C), которая может привести к температурным деформациям чувствительных компонентов или образованию на них конденсата. Кроме того, частые включения/выключения компрессора, как известно, могут привести к его поломке. Таким образом, необходимы проектные решения, которые позволят сохранить надежность работы серверного оборудования и обеспечить необходимый уровень энергоэффективности на начальном этапе функционирования ЦОД. Одним из таких решений может быть частичный перевод оборудования СКВ в резерв. Для определения количества кондиционеров в машинном зале, которые необходимо оставить включенными, а какие перевести в резерв предлагается следующий алгоритм действий.

4.5.1 Последовательность расчета производительности кондиционеров по воздуху

Расчет количества кондиционеров, которые необходимы на начальном этапе функционирования ЦОД, следует производить на основании данных о количестве воздуха, который требуется для охлаждения стоек. Производительность кондиционеров по воздуху должна быть больше производительности встроенных в серверное оборудование вентиляторов, для исключения циркуляции воздуха между коридорами в машинном зале ЦОД [37]. Методика расчета производительности кондиционеров по воздуху заключается в выполнении следующей последовательности действий:

- а) определить количество стоек в машинном зале;

б) вычислить требуемый расход воздуха для охлаждения каждой стойки

$$L_{\text{стойка}} = \frac{3600 \cdot E_{\text{с.о.}}}{\rho \cdot c \cdot \Delta T_{\text{стойка}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4.5)$$

где $L_{\text{стойка}}$ – объемный расход воздуха, проходящего через стойку, $\text{м}^3/\text{ч}$;

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

c – удельная теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$\Delta T_{\text{стойка}}$ – перепад температур воздуха в стойке, К ;

$E_{\text{с.о.}}$ – значение потребляемой электрической мощности стойки с серверным оборудованием, которое предполагается на начальном этапе функционирования ЦОД, кВт ;

в) рассчитать суммарную требуемую производительность кондиционеров по воздуху с учетом 5% запаса для исключения циркуляции воздушных потоков из «горячего» коридора в «холодный» по формуле

$$L_{\text{к}} = 1,05 \cdot \sum_{i=1}^N L_{\text{стойка},i} = 1,05 \cdot \sum_{i=1}^N \frac{3600 \cdot E_{\text{с.о.},i}}{\rho \cdot c \cdot \Delta T_{\text{стойка},i}}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (4.6)$$

г) определить необходимое количество кондиционеров $N_{\text{к}}$

$$N_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{L_{\text{к.мин}}}, \quad (4.7)$$

где $L_{\text{к.мин}}$ – минимальная производительность кондиционера по воздуху в соответствии с паспортными данными, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Информация о потребляемой электрической мощности каждой стойки с серверным оборудованием, как правило, известна. Перепад температур воздуха в каждой стойке $\Delta T_{\text{стойка},i}$ можно вычислить по экспериментальной зависимости (2.14).

4.5.2 Проверка на адекватность разработанной методики расчета в натурных условиях

Проверка на адекватность разработанной методики расчета производительности кондиционеров, которая требуется для охлаждения стоек с серверным оборудованием на начальном этапе функционирования ЦОД,

произведена в натурных условиях. Для проверки выбран машинный зал, в котором выполнено устройство потолочных панелей над «горячим» коридором и фальш-панелей в свободном пространстве стоек. Характеристики машинного зала представлены в параграфе 2.1. Характеристики серверного оборудования, установленного в стойках, представлены на рисунке 2.6. В соответствии с проектной документацией, суммарная потребляемая электрическая мощность серверного оборудования в данном машинном зале составляет 200 кВт, в то время как фактическое значение составляет 89,3 кВт. В процессе эксплуатации данного машинного зала выявлена неэффективная работа кондиционеров, работающих по проектной схеме резервирования N+1. Температура воздуха, подаваемого некоторыми кондиционерами, на 4 °С ниже заданной (19 °С), а производительность компрессоров составляет не более 35 %. Также выявлено, что некоторые компрессоры кондиционеров периодически находятся в зоне «циклической» работы. Для обеспечения проектного значения температуры воздуха в «холодном» коридоре машинного зала принято решение часть кондиционеров перевести в резерв. Результат измерения температуры воздуха, входящего в стойки при одном и трех резервных кондиционерах в машинном зале ЦОД, представлен на рисунке 4.8.

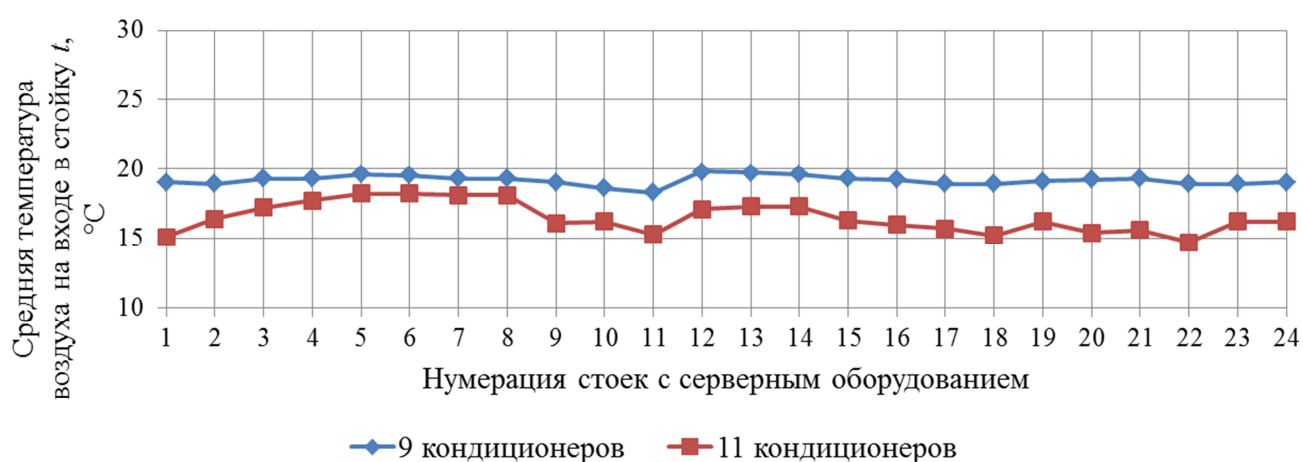


Рисунок 4.8 – Средняя температура воздуха, входящего в стойки в машинном зале ЦОД при различном количестве работающих кондиционеров

Таким образом, в процессе поочередного перевода кондиционеров в резерв и последующего мониторинга температуры воздуха в стойках, вместо одного (по схеме резервирования N+1) в резерв выведено три кондиционера. На рисунке 4.8 красная линия обозначает среднюю температуру воздуха в стойках при работе 11 кондиционеров (один в резерве), синяя линия – при работе девяти кондиционеров (три в резерве).

Для проверки адекватности разработанной методики расчета необходимое количество кондиционеров, которое получено в натурных условиях, сопоставлено с количеством, которое получено в результате расчета. Исходными данными для проведения расчета являются: количество стоек в машинном зале, значения потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием $E_{с.о.}$ (кВт) и перепад температур воздуха в стойках $\Delta T_{стойка}$ (К). Перепад температур воздуха в стойках вычислен по зависимости (2.14). Требуемый расход воздуха для охлаждения каждой стойки вычислен по формуле (4.5). Результаты расчета требуемого расхода воздуха ($L_{стойка}$) для охлаждения каждой стойки представлены в таблице 4.1 и сопоставлены со значениями, которые получены в результате натурных измерений ($L_{с.о.}$) в данном машинном зале (рисунок 2.6). Выявлено, что расхождение между данными значениями составляет не более $\Delta = 9 \%$.

Таблица 4.1 – Значения расхода воздуха для охлаждения каждой стойки

№ стойки	$E_{с.о.},$ Вт	Марка оборудования в стойке	$L_{с.о.}, \text{ м}^3/\text{ч}$	$\Delta T_{стойка},$ К	$L_{стойка},$ $\text{ м}^3/\text{ч}$	$\Delta, \%$
1	0	шасси с блейд-серверами марки Huawei	-	-	-	-
2	0		-	-	-	-
3	5000		934	16	947	1
4	5200		916	16	968	5
5	5400		897	16	990	9
6	5800		860	17	1032	7
7	5200		916	16	968	5

Продолжение таблицы 4.1

№ стойки	$E_{с.о.},$ Вт	Марка оборудования в стойке	$L_{с.о.},$ м ³ /ч	$\Delta T_{стойка},$ К	$L_{стойка},$ м ³ /ч	$\Delta, \%$
8	5400	шасси с блейд-серверами марки Huawei	897	16	990	9
9	5000		934	16	947	1
10	5200		916	16	968	5
11	5000		934	16	947	1
12	5200		916	16	968	5
13	2900	шасси с блейд-серверами марки Lenovo	772	12	717	-8
14	0		-	-	-	-
15	3600		728	14	794	8
16	3600		728	14	794	8
17	3600		728	14	794	8
18	3600		728	14	794	8
19	3600		728	14	794	8
20	3600		728	14	794	8
21	3600		728	14	794	8
22	3600		728	14	794	8
23	0		-	-	-	-
24	5200	шасси с блейд-серверами марки Huawei	916	16	968	5

Примечание: серверное оборудование в стойках 1, 2, 14 и 23 не работает.

В результате расчета выявлено, что суммарная требуемая производительность кондиционеров по воздуху с учетом 5% составляет

$$L_k = 1,05 \cdot \sum_{i=1}^N L_{стойка i} = 18646, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемое количество кондиционеров N_k при текущей потребляемой электрической мощности стоек составляет

$$N_k = \frac{18646}{2183} = 8,5 \approx 9 \text{ кондиционеров}.$$

Таким образом, в результате выполненной проверки адекватности разработанной методики расчета выявлено:

- расхождение между полученными по формуле (4.5) значениями расхода воздуха для каждой стойки и значениями, которые определены экспериментально, составляет не более 9 %;
- полученное в результате расчета количество кондиционеров совпадает с количеством, которое получено в натурных условиях.

4.6 Техничко-экономическое обоснование применения потолочных панелей над технологическим коридором

Для оценки экономической целесообразности применения потолочных панелей в качестве способа организации воздушных потоков в машинном зале ЦОД выполнен расчет срока их окупаемости [20] по формуле

$$T_{\text{ок}} = \frac{K \cdot \text{EER}}{\sum_{i=1}^N (Q_{x1,i} - Q_{x2,i}) \cdot W \cdot 8760}, \text{лет}, \quad (4.8)$$

где K – стоимость комплекта потолочных панелей в соответствии с прайсом завода-изготовителя [57] (в комплект входит дверь коридора – 1 шт., 15 шт. потолочных панелей шириной 600 мм и задняя панель коридора – 1 шт.), руб;

EER – холодильный коэффициент энергоэффективности (среднее значение в соответствии с документацией завода-изготовителя [43] составляет 3,2);

W – тариф потребляемой электроэнергии за руб./кВт·ч (по данным счетов за электроэнергию составляет 1,8 руб./кВт·ч);

Q_{x1} – значения холодопроизводительности кондиционеров до установки потолочных панелей, кВт;

Q_{x2} – значения холодопроизводительности кондиционеров после установки потолочных панелей, кВт.

Срок окупаемости вычислен без учета единовременных затрат на подключение к источнику электроснабжения и норм отчисления на амортизацию, общеобъектные расходы, ремонт и обслуживание.

Исходные данные для проведения расчета получены в результате численного моделирования в программном комплексе STAR CCM+ на основе созданных во второй главе геометрических моделей. В данных геометрических моделях принят вариант с преобладающим количеством «холодных» коридоров в машинном зале. Свободное от серверного оборудования пространство стоек заглушено фальш-панелями. Рассмотрены два случая: при потребляемой электрической мощности каждой стойки 4,7 и 10 кВт. Температура воздуха, подаваемого кондиционерами, принята 20 °С. Результаты численного моделирования до и после установки потолочных панелей представлены в таблицах 4.2 и 4.3.

Таблица 4.2 – Результаты исследования при потребляемой электрической мощности каждой стойки 4,7 кВт

№ кондиционера	Температура вытяжного воздуха		Холодопроизводительность кондиционера		Изменение холодопроизводительности кондиционера $Q_{x2} - Q_{x1}$, Вт
	до установки t_1 , °С	после установки t_2 , °С	до установки Q_{x1} , Вт	после установки Q_{x2} , Вт	
1	29,5	33,1	5337	7316	1978
2	33,5	35,7	7534	8730	1196
3	35,3	36,1	8513	8946	433
4	34,9	36,0	8296	8892	596
5	35,3	36,1	8513	8946	433
6	33,9	35,6	7752	8676	924
7	29,5	33,3	5337	7425	2088
8	33,7	35,6	7643	8676	1033
9	35,4	36,1	8567	8946	379
10	35,3	36,1	8513	8946	433
11	34,6	35,8	8133	8784	651
12	34,9	35,7	8296	8730	434
Суммарное изменение холодопроизводительности кондиционеров $\sum_{i=1}^N (Q_{x2,i} - Q_{x1,i})$, Вт					10577

Таблица 4.3 – Результаты исследования при потребляемой электрической мощности каждой стойки 10 кВт

№ кондиционера	Температура вытяжного воздуха		Холодопроизводительность кондиционера		Изменение холодопроизводительности кондиционера $Q_{x2} - Q_{x1}$, Вт
	до установки t_1 , °C	после установки t_2 , °C	до установки Q_{x1} , Вт	после установки Q_{x2} , Вт	
1	35,0	36,4	14684	16017	1333
2	39,0	39,3	18477	18759	282
3	38,6	39,7	18100	19135	1036
4	38,6	39,3	18100	18759	659
5	38,0	39,3	17533	18759	1226
6	32,0	39,0	11806	18477	6671
7	34,4	37,1	14111	16681	2571
8	38,6	39,1	18100	18571	471
9	38,9	39,5	18382	18947	565
10	38,3	39,6	17816	19041	1225
11	36,4	39,1	16017	18571	2554
12	35,6	39,0	15256	18477	3221
Суммарное изменение холодопроизводительности кондиционеров $\sum_{i=1}^N (Q_{x2,i} - Q_{x1,i})$, Вт					21813

В результате расчета выявлено, что для варианта с потребляемой электрической мощностью на каждую стойку 4,7 кВт, срок окупаемости потолочных панелей составляет

$$T_{\text{ок}} = \frac{507400 \cdot 3,2}{10,6 \cdot 1,8 \cdot 8760} = 9,7, \text{ лет.}$$

Для варианта с потребляемой электрической мощностью на каждую стойку 10 кВт, срок окупаемости потолочных панелей составляет

$$T_{\text{ок}} = \frac{507400 \cdot 3,2}{21,8 \cdot 1,8 \cdot 8760} = 4,7, \text{ лет.}$$

Учитывая, что срок эксплуатации ЦОД в среднем составляет 10 лет [16, 22], можно сделать вывод о том, что применение потолочных панелей в машинном зале с преобладающим количеством «холодных» коридоров, где средняя нагрузка на каждую стойку составляет менее 5 кВт экономически не выгодно. Таким образом, применение потолочных панелей в качестве способа организации воздушных потоков в машинных залах с преобладающим количеством «холодных» коридоров и потребляемой электрической мощностью стоек не более 5 кВт не рекомендуется.

4.7 Выводы по четвертой главе

Разработаны рекомендации по проектированию СКВ для ЦОД, в которых:

1. Даны указания по объемно-планировочным и технологическим решениям, выбору способа охлаждения серверного оборудования и расположения оборудования СКВ в машинных залах ЦОД, а также по расчету холодопроизводительности прецизионных кондиционеров для ЦОД.
2. Предложена методика расчета производительности кондиционеров по воздуху. Выполнена проверка на адекватность разработанной методики расчета в натурных условиях.
3. На основании выполненного технико-экономического расчета даны рекомендации по применению потолочных панелей в качестве способа организации воздушных потоков в машинных залах ЦОД с преобладающим количеством «холодных» коридоров.

Заключение

1. На основании проведенного анализа отечественных и зарубежных исследований выявлено, что на сегодняшний день отсутствуют исследования теплового и воздушного режимов ЦОД, в которых устройство потолочных панелей и фальш-панелей рассматривается по отдельности при различной степени загрузки и потребляемой электрической мощности стоек. Также не существует рекомендаций по количественному соотношению между «горячими» и «холодными» коридорами, а также между основными и резервными кондиционерами, которые предназначены для установки внутри ряда в машинном зале ЦОД.

2. В результате экспериментальных исследований сделан вывод о том, что для обеспечения требуемого теплового и воздушного режимов машинного зала ЦОД устройство потолочных панелей над технологическим коридором целесообразно предусматривать только совместно с фальш-панелями в свободном пространстве стоек.

3. Получена экспериментальная зависимость между объемным расходом воздуха и потребляемой электрической мощностью до 6 кВт для серверного оборудования типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа.

4. При совместном использовании потолочных панелей над технологическим коридором и фальш-панелей в свободном пространстве стоек получена экспериментальная зависимость между перепадом температур воздуха в стойках и потребляемой электрической мощностью стоек с серверным оборудованием до 6 кВт.

5. На основании результатов численных исследований машинного зала ЦОД с преобладающим количеством «холодных» коридоров установлено, что при потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием типа шасси с блейд-серверами до 10 кВт допускается устройство фальш-панелей в стойках без потолочных панелей над технологическим коридором.

6. Получена зависимость среднего значения градиента температуры воздуха по высоте стоек в «холодном» коридоре машинного зала от коэффициента загрузки стоек, потребляемой электрической мощности стоек и количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров в машинном зале ЦОД.

7. Установлено, что вне зависимости от количественного соотношения коридоров наблюдается рост градиента температуры воздуха по высоте стоек при снижении степени загрузки и увеличении потребляемой электрической мощности стоек с серверным оборудованием. Также установлено, что для всех вариантов с преобладающим количеством «холодных» коридоров не выявлено зон, в которых температура воздуха выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} = 100\%$). Для всех вариантов с преобладающим количеством «горячих» коридоров выявлено, что температура воздуха на одной или более стойках выше рекомендуемого значения (коэффициент $RCI_{high} < 100\%$).

8. В результате численного исследования влияния расположения фальш-панелей в стойке при различных значениях перепада давления между коридорами ($\Delta p = 0 \div 10$ Па) на тепловой и воздушный режимы машинного зала ЦОД выявлено следующее:

- при расположении фальш-панелей в стойке на ряд вертикальных направляющих ближе к «холодному» коридору температура воздуха, входящего в стойку, на $0,7\text{ }^{\circ}\text{C} \div 0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже по сравнению с вариантом расположения на ряд вертикальных направляющих ближе к «горячему» коридору;
- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \leq 2$ Па оказались выше рекомендуемого значения ($27\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- значения температуры воздуха, входящего в стойку, при $\Delta p \geq 6$ Па находятся в пределах рекомендуемого диапазона значений ($18\text{ }^{\circ}\text{C} \div 27\text{ }^{\circ}\text{C}$).

9. Разработаны рекомендации по проектированию СКВ для ЦОД, в которых:

- даны указания по объемно-планировочным и технологическим решениям, выбору способа охлаждения серверного оборудования и расположению

оборудования СКВ в машинных залах ЦОД, а также по расчету холодопроизводительности прецизионных кондиционеров для ЦОД;

- предложена методика расчета производительности прецизионных кондиционеров по воздуху. Выполнена проверка на адекватность разработанной методики расчета в натурных условиях;

- даны рекомендации по применению потолочных панелей в качестве способа организации воздушных потоков в машинных залах ЦОД с преобладающим количеством «холодных» коридоров.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в изучении влияния технологических решений на тепловой и воздушный режимы ЦОД для других способов расположения кондиционеров в машинном зале.

Также перспективным является поиск зависимости объемного расхода от потребляемой электрической мощности для серверного оборудования других типов.

Условные обозначения:

ИБП – источник бесперебойного питания;

СКВ – система кондиционирования воздуха;

ЦОД – центр обработки данных;

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

c – удельная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

E – потребляемая электрическая мощность, кВт;

F – площадь, м^2 ;

F – критерий Фишера;

$gradt$ – градиент температуры, $^{\circ}\text{C}/\text{м}$;

H – высота, м;

K – коэффициент безразмерный, капитальные затраты, руб.;

L – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$;

N – количество, шт;

p – давление, Па;

Ri – число Ричардсона;

Q – тепловой поток, кВт;

t, T – температура, $^{\circ}\text{C}$, К;

T – срок окупаемости капитальных затрат, лет;

W – тариф потребляемой электрической энергии, руб./кВт·ч;

Δ – перепад, невязка;

η – коэффициент полезного действия, %;

μ – коэффициент динамической вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

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

τ – время, с, мин, ч;

v – скорость, $\text{м}/\text{с}$;

φ – относительная влажность воздуха, %.

Список литературы

1. Аббасова, Т.С. Повышение энергетической эффективности центров обработки данных для телекоммуникационных систем / Т.С. Аббасова // Сервис в России и за рубежом. – 2009. – № 2. – С. 1-16.
2. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.: Физматгиз, 1960. – 720 с.
3. Алешин, И. Корпоративные и коммерческие ЦОДы: сходства и различия / И. Алешин // Журнал сетевых решений/LAN. – 2008. – № 4. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/nets/2008/04/4932941> (дата обращения: 23.08.2023).
4. Барсков, А. Коммерческие ЦОД и их российские заказчики: результаты опроса / А. Барсков // Журнал сетевых решений/LAN. – 2013. – № 7. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/lan/2013/07/13036676> (дата обращения: 23.08.2023).
5. Брух, С. В. VRF-системы кондиционирования воздуха. Особенности проектирования, монтажа, наладки, сервиса / С. В. Брух. – М: ООО «Компания БИС», 2017. – 360 с.
6. Брух, С. В. Методики расчета теплоизбытков при проектировании систем кондиционирования воздуха / С. В. Брух // Журнал С.О.К. – 2022. - № 9. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.c-o-k.ru/articles/metodiki-rascheta-teploizbytkov-pri-proektirovanii-sistem-kondicionirovaniya-vozduha> (дата обращения: 08.06.2023).
7. Богословский, В. Н. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха Кн. 1 / В.Н. Богословский, А. И. Пирумов, В. Н. Посохин и др.; Под ред. Н. Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.
8. Вишневский, Е. П. ЕС-двигатели: что, где, почему и зачем / Е. П. Вишневский // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2011. – № 3. – С. 52.

9. Вишневский, Е. П. Резервирование и оптимизация систем холодоснабжения ЦОДов / Е. П. Вишневский, Т. Толоконников // ИнформКурьер-Связь (ИКС). – 2010. – № 12. – С. 89-92.
10. ГОСТ Р 70139-2022. Центры обработки данных. Инженерная инфраструктура. Классификация. – М.: Российский институт стандартизации, 2022 – 65 с.
11. ГОСТ Р ИСО/МЭК 30134-2-2018. Информационные технологии. Центры обработки данных. Ключевые показатели эффективности. Часть 2. Коэффициент энергоэффективности (PUE). – М.: Стандартиформ, 2018 – 24 с.
12. ГОСТ 12.3.018-79. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
13. Гримитлин, А.М. Математическое моделирование в проектировании систем вентиляции и кондиционирования / А.М. Гримитлин, Т.А. Дацюк, Д.М. Денисихина // СПб.: АВОК Северо-Запад. – 2013. – 192 с.
14. Данлап, К. Достоинства архитектур охлаждения на уровне ряда и стойки для центров обработки данных / К. Данлап, Н. Расмуссен // Информационная статья №130. – 2006. – 28 с. [Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/APC/4/WP131_RU.pdf (дата обращения: 08.06.2023).
15. Дмитриев, Ю. А. Анализ влияния различных факторов на температуру воздуха на входе в IT-оборудование / Ю. А. Дмитриев // Строительство и техногенная безопасность. – 2022. – № S1. – С. 224-229.
16. Драбкин, Ю. Как удлинить жизненный цикл ЦОД / Ю. Драбкин // Журнал сетевых решений/LAN. – 2016. – № 12. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/lan/2016/12/13051076> (дата обращения: 28.05.2023).
17. Дульнев, Г. Н. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах / Г. Н. Дульнев, Э. М. Семяшкин. – Л.: Энергия, 1968. – 360 с.
18. Дульнев, Г. Н. Тепловые режимы электронной аппаратуры / Г. Н. Дульнев, Н. Н. Тарновский. – Л.: Энергия. Ленингр. отд-ние, 1971. – 248 с.
19. Дульнев, Г. Н. Тепловые режимы многоблочных радиоэлектронных аппаратов в виде стоек / Г. Н. Дульнев, А. И. Кайданов. – Л.: [б. и.], 1965. – 39 с.

20. Дячек, П. И. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: учебное пособие / П. И. Дячек. – М.: Издательство АСВ, 2017. – 676 с.
21. Жидкостное охлаждение серверов как восходящий тренд в оборудовании для дата-центров [Электронный ресурс]. – URL: <https://habr.com/ru/companies/kingservers/articles/324110/> (дата обращения: 14.09.2023).
22. Затраты на эксплуатацию ЦОДа. Прогноз на 5–10 лет [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.iksmedia.ru/articles/5332362-Zatraty-na-ekspluataciyu-CZODa-Prog.html> (дата обращения: 08.06.2023).
23. Изолированный холодный коридор [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.conteg.com/ru/statja/contained-cold-aisle-ru> (дата обращения: 08.06.2023).
24. Как Яндекс строил дата-центр с нуля [Электронный ресурс]. – URL: <https://habr.com/ru/companies/yandex/articles/258823/> (дата обращения: 25.05.2023).
25. Косенко, А. А. Требования к микроклимату в ЦОД: основные понятия, различные стандарты, особенности их применения / А. А. Косенко // Холодильная техника. – 2017. – № 2. – С. 15-19.
26. Компрессоры постоянного тока УКЦ [Электронный ресурс]. – URL: https://hvac-school.ru/vestnik_ano/vestnik_ano_ukc_universitet_18/kompressori_postojannogo_toka/ (дата обращения: 28.05.2023).
27. Коркодинов, Я. А. Обзор семейства k-ε моделей для моделирования турбулентности / Я. А. Коркодинов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2013. – Т. 15, № 2. – С. 5-16.
28. Крутов, В.И. Основы научных исследований / В.И. Крутов, И.М. Грушко, В.В. Попов и др.; Под ред. В.И. Коутова, В.В. Попова. – М: Высш. шк., 1989. – 400 с.

29. Кувшинов Ю.Я. Основы обеспечения микроклимата зданий: Учеб. пособие для вузов / Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2012. – 200 с.
30. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
31. Ловцов В.В. Системы прецизионного кондиционирования воздуха / В.В. Ловцов. – Л.: Стройиздат, 1971. – 112 с.
32. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
33. Лыков, А.В. Тепломассообмен / А.В. Лыков. – М.: Энергия, 1971. – 480 с.
34. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Учеб. пособие для втузов / Е.Н. Львовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 239 с.
35. Методические рекомендации по проектированию центров обработки данных: НП "АВОК" / [разраб.: д-р техн. наук С. И. Бурцев – ответственный исполнитель, д-р техн. наук Ю. А. Табунщиков, В. С. Бурцева, С. А. Гастев, С. В. Миронова, Ю. А. Третьякова]. – М.: Минстрой России, 2019. – 43 с.
36. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И М. Михеева. – изд. 2-е, стереотип. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.
37. Основы монтажа серверного оборудования в стойку [Электронный ресурс]. – URL: <https://greendc.ru/blog/osnovy-montazha-servernogo-oborudovaniya-v-stoyku/> (дата обращения: 08.06.2023).
38. Охлаждение ЦОД: песнь льда и пламени [Электронный ресурс]. – URL: <https://selectel.ru/blog/oxlazhdenie-cod-pesn-lda-i-plameni/> (дата обращения: 25.05.2023).
39. Пономарев, Н. С. Определение теплоступлений от серверного оборудования / Н. С. Пономарев, А. Ю. Мартъянова, Ю. А. Дмитриев // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 2 (85). – С. 166–172.

40. Пономарев, Н. С. Анализ влияния габаритов помещения на эффективность системы охлаждения IT-оборудования в центре обработки данных / Н. С. Пономарев, Ю. А. Дмитриев // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды: Материалы XX Международной научной конференции, Москва, 21–24 сентября 2022 года. – Волгоград: Волгоградский государственный медицинский университет, 2022. – С. 107-113.

41. Полностью инверторные кондиционеры непосредственного охлаждения для IT-оборудования i-NEXT DX [Электронный ресурс]. – URL: https://www.vktechno.ru/upload/iblock/79c/Databook_i-NEXT%20DX_ru.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

42. Почему важно поддерживать температурный режим в серверной. Как обычно устроено охлаждение серверной [Электронный ресурс]. – URL: <https://habr.com/ru/articles/235245/> (дата обращения: 13.09.2023).

43. Прецизионный кондиционер Liebert CRV [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.vertiv.com/ru-emea/products-catalog/thermal-management/in-row-cooling/liebert-crv-row-based-cooling-unit/> (дата обращения: 08.06.2023).

44. Прецизионный кондиционер STULZ CyberRow [Электронный ресурс]. – URL: <https://h-ts.ru/products/cyberrow/> (дата обращения: 28.05.2023).

45. Расмуссен, Н. Некоторые типичные ошибки проектирования и эксплуатации систем охлаждения вычислительных центров и помещений коммутационных узлов / Н. Расмуссен // Информационная статья №49. – 2003. – 17 с. [Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/APC/4/WP49_RU.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

46. Расмуссен, Н. Повышение эффективности охлаждения стойки за счет использования панелей-заглушек / Н. Расмуссен // Информационная статья №44. – 2003. – 14 с. [Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/aboutdc/2/WP44_RU.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

47. Расмуссен, Н. Архитектура с распределением воздуха на объектах особой важности / Н. Расмуссен // Информационная статья №55. – 2003. – 15 с.

[Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/APC/4/WP55_RU.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

48. Расмуссен, Н. Расчет технических требований для общего охлаждения в центрах обработки данных / Н. Расмуссен // Информационная статья №25. – 2003. – 9 с. [Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/aboutdc/2/WP25_RU.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

49. Расмуссен, Н. Моделирование эффективности энергопотребления в центрах обработки данных / Н. Расмуссен // Журнал сетевых решений LAN. – 2007. – №10. – С. 15-19.

50. Расмуссен Н. Питание и охлаждение для стоек и блейд-серверов со сверхвысокой плотностью мощности / Н. Расмуссен // Информационная статья №46. - 2003. - 23 с. [Электронный ресурс]. - URL: <http://www.apc.ru/> (дата обращения; 20.05.2011).

51. Руперт, Р. Методы регулирования охлаждения холодного коридора в ЦОД / Р. Руперт // Журнал сетевых решений/LAN. – 2014. – №5. – С. 30 – 35.

52. Седов Л.И. Механика сплошной среды / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1970. – 492 с.

53. Сервер HP Proliant DL380 Gen7 [Электронный ресурс]. – URL: https://www.proliant.ru/catalog/servers/DL/servery_snjatye_s_proizvodstva/hp_proliant_dl380_g7.html (дата обращения: 08.06.2023).

54. СН 512-78. Инструкция по проектированию зданий и помещений для электронно-вычислительных машин. – М.: Стройиздат, 1979. – 24 с.

55. Стандарт TIA-942 [Электронный ресурс]. – URL: https://www.ups-info.ru/etc/tia_russkii.pdf (дата обращения 08.06.2023).

56. Смелов, Д. Особенности и преимущества BLDC-компрессоров при управлении производительностью систем кондиционирования / Д. Смелов // Журнал сетевых решений/LAN. – 2015. – № 12. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/lan/2015/12/13047984> (дата обращения: 28.05.2023).

57. Система изоляции коридоров ЦОД [Электронный ресурс]. – URL: https://www.cmo.ru/catalog/cmo/sistema_izolyatsii_koridorov/ (дата обращения: 02.06.2023).
58. СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*. – М.: Стандартформ, 2017.
59. СП 1.13130.2020. Системы противопожарной защиты. Эвакуационные выходы. – М.: Стандартинформ, 2020.
60. СП 131.13330.2020. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*. – М., 2020.
61. Степанов, А. ЦОД следует подавать холодным / А. Степанов // Журнал сетевых решений/LAN. – 2014. – № 7. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/lan/2014/07/13042364> (дата обращения: 08.06.2023).
62. СТО НОСТРОЙ 2.15.177-2015. Устройство систем вентиляции и кондиционирования серверных помещений. – М.: ЗАО «ИСЗС – Консалт». ООО Издательство «БСТ», 2017.
63. Тимонин, Ю. Концепции организации охлаждения ЦОД: в поисках наибольшей эффективности / Ю. Тимонин // Журнал «СТА». – 2018. – №1. – С. 84.
64. Участкин, П. В. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях / П. В. Участкин, В. Н. Тетеревников, Д. А. Мателенок ; Под общ. ред. П. В. Участкина. – М. : Профиздат, 1963. – 422 с.
65. Хигби, К. Smart PDU, или Когда розетка электропитания — не просто розетка / К. Хигби // Журнал сетевых решений/LAN. – 2014. – № 9. [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.osp.ru/lan/2014/09/13042704> (дата обращения: 23.08.2023).
66. Хомуцкий, Ю.Н. Физико-гигиенические и технические аспекты применения динамического микроклимата на предприятиях приборостроения / Ю.Н. Хомуцкий, Т.В. Куксинская // Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЦСПС. – М.: Профиздат, 1980. – С. 63-69.

67. Хомутецкий, Ю.Н. Комфортный динамический микроклимат в помещениях / Ю.Н. Хомутецкий Т.В. Куксинская // Водоснабжение и санитарная техника. – 1979. – № 5. – С. 22-24.

68. Хомутецкий, Ю.Н. Некоторые результаты субъективной оценки динамического микроклимата в цехе с монотонным трудом / Ю.Н. Хомутецкий, Л.Г. Русакова // Сб. науч. работ ин-тов охраны труда ВЦСПС. – М.: Профиздат, 1980. – С. 130-135.

69. Хомутский, Ю. С. Технологии прецизионных кондиционеров / Ю. С. Хомутский // Мир климата. – 2017. – № 101. – С. 142–146.

70. Хомутский, Ю. С. Кондиционирование ЦОД среднего размера / Ю. С. Хомутский // Мир климата. – 2018. – № 106. – С. 86–91.

71. Хомутский, Ю. С. Правильное кондиционирование небольшого ЦОД / Ю. С. Хомутский // Мир климата. – 2017. – № 105. – С. 86–90.

72. Хомутский, Ю. С. Подбор кондиционеров для ЦОД / Ю. С. Хомутский // Мир климата. – 2018. – № 109. – С. 90–94.

73. Хомутский, Ю. С. Режим свободного охлаждения в центрах обработки данных / Ю. С. Хомутский // Мир климата. – 2018. – № 110. – С. 90–94.

74. Холодный расчет, или как сэкономить на охлаждении ЦОД [Электронный ресурс]. – URL: <https://planetaklimata.com.ua/articles/?msg=686> (дата обращения: 08.06.2023).

75. Центры обработки данных в России: проблемы и перспективы // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2018. – № 7. – С. 28-33.

76. ЦОД: организация резервирования систем охлаждения [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.iksmedia.ru/articles/3372916-CzOD-organizaciya-rezervirovaniya.html> (дата обращения: 08.06.2023).

77. Шасси Huawei E9000 [Электронный ресурс]. – URL: https://www.huawei-networks.ru/catalog/blejd_servery_huawei_e9000 (дата обращения: 08.06.2023).

78. Шасси Lenovo Flex System [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.lenovo.com/ru/ru/data-center/servers/flex-blade-servers/chassis/Flex-System-Enterprise-Chassis/p/77XS7PF7P10> (дата обращения: 08.06.2023).
79. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях / А.М. Шкловер. – М; – Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 160 с.
80. Электронный ТРВ [Электронный ресурс]. – URL: <https://aboutdc.ru/page/445.php> (дата обращения: 08.06.2023).
81. Эффективный ЦОД для малых и средних предприятий [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.itweek.ru/infrastructure/article/detail.php?ID=185886> (дата обращения: 21.08.2023).
82. Abbas, A.M. Effect of data center servers' power density on the decision of using in-row cooling or perimeter cooling / A.S. Huzayyin, T.A. Mouneer, S.A. Nada // Alexandria Engineering Journal. – 2021. – Vol. 60 – PP. 3855–3867.
83. Abbas, A.M. Thermal management and performance enhancement of data centers architectures using aligned/staggered in-row cooling arrangements / A.S. Huzayyin, T.A. Mouneer, S.A. Nada // Case Studies in Thermal Engineering. – 2021. – DOI: 10.1016/j.csite.2021.100884.
84. Arghode, V.K. Thermal characteristics of open and contained data center cold aisle / V.K. Arghode, V. Sundaralingam, Y. Joshi, W. Phelps // Heat Transfer. – 2013. – №135(6).
85. ASHRAE TC9.9 Data Center Networking Equipment – Issues and Best Practices Whitepaper prepared by ASHRAE Technical Committee (TC) 9.9 Mission Critical Facilities, Data Centers, Technology Spaces, and Electronic Equipment [Электронный ресурс]. – URL: https://www.ashrae.org/File%20Library/Technical%20Resources/Bookstore/ASHRAE_TC0909_Power_White_Paper_22_June_2016_REVISED.pdf (дата обращения 08.06.2023).
86. Capozzoli, A. Thermal metrics for data centers: a critical review / A. Capozzoli, G. Serale, L. Liuzzo, M. Chinnici // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 62. – PP. 391–400.

87. Cho, J. Development and experimental study of an independent row-based cooling system for improving thermal performance of a data center / J. Cho, J. Woo // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Vol. 169. – DOI: 114857.
88. Cho, J. Development of modular air containment system: Thermal performance optimization of row-based cooling for high-density data centers / J. Cho, Y. Kim // *Energy*. – 2021. – Vol. 231. – DOI: 120838.
89. Cho, J. Measurements and predictions of the air distribution systems in high compute density (internet) data centers / J. Cho, T. Lim, B.S. Kim // *Energy and Buildings*. – 2009. – Vol. 41. – P. 1107–1115.
90. Cho, J. Numerical and experimental study of air containment systems in legacy data centers focusing on thermal performance and air leakage / J. Cho, C. Park, W. Choi // *Case Studies in Thermal Engineering*. – 2021. – Vol. 26. – DOI: 101084.
91. Cho, J. Evaluation of air management system's thermal performance for superior cooling efficiency in high-density data centers / J. Cho, B. S. Kim // *Energy and Buildings*. – 2011. – Vol. 43. – P. 2145–2155.
92. Dmitriev, Y. Analysis of cooling system efficiency / Y. Dmitriev // *Architecture and Engineering*. – 2022. – Vol. 7, No. 4. – P. 49-59. – DOI 10.23968/2500-0055-2022-7-4-49-59.
93. Facebook Prineville Data center [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.archdaily.com/285237/facebook-prineville-data-center-sheehan-partners> (дата обращения 08.06.2023).
94. Gao, T. Innovative server rack design with bottom located cooling unit / E. Kumar, M. Sahini, C. Ingalz, A. Heydari, W. Lu, S. Xiaogang // *IEEE 15th intersociety conference on thermal and thermomechanical phenomena in electronic systems, Las Vegas*. – 2016. – P. 1172–1181.
95. Haywood, A. Thermodynamic feasibility of harvesting data center waste heat to drive an absorption chiller / A. Haywood, J. Sherbeck, P. Phelan, G. Varsamopoulos, S. K. S. Gupta // *Energy Conversion and Management*. – 2012. – Vol. 58. – PP. 26–34.

96. Herrlin, M. K. Improved Data Center Energy Efficiency and Thermal Performance by Advanced Airflow Analysis / M. K. Herrlin // Digital Power Forum, San Francisco, US. – 2007.
97. Huang, Z. Numerical Simulation and Comparative Analysis of Different Airflow Distributions in Data Centers / Z. Huang, K. Dong, Q. Sun, L. Su // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 205. – PP. 2378–2385.
98. Jin, C. Case study regarding the thermal environment and energy efficiency of raised-floor and row-based cooling / X. Bai, Y. An, J. Ni, J. Shen // Building and Environment. – 2020. – Vol. 182. - DOI: 107110.
99. Kang, S. Methodology for the Design of Perforated Tiles in Raised Floor Data Centers Using Computational Flow Analysis / R. Schmidt, K. M. Kelkar, A. Radmehr, S. V. Patankar // Thermal and Thermomachanical Phenomena in Electronic Systems. ITherm 2000, Las Vegas, – 2000. – Vol. 1 – P. 215-224.
100. Lin, P. How Row-based Data Center Cooling Works / P. Lin, V. Avelar // Schneider Electric White Paper 208. – 2014. – P. 10.
101. Lin, P. Implementing Hot and Cold Air Containment in Existing Data Centers / P. Lin, V. Avelar // Schneider Electric White Paper 153. – 2013. – P. 16.
102. Lin, P. Data Center Temperature Rise During a Cooling System Outage / P. Lin, S. Zhang, J. VanGilder // Schneider Electric White Paper 179. – 2014. – P. 13.
103. Nada, S.A. Solutions of thermal management problems for terminal racks of in-row cooling architectures in data centers / S.A. Nada, A.M. Abbas // Building and Environment. – 2021. – Vol. 201. – DOI: 107991.
104. Nada, S.A. CFD investigations of data centers' thermal performance for different configurations of CRACs units and aisles separation / S.A. Nada, M.A. Said, M.A. Rady // Alexandria Engineering Journal. – 2016. – Vol. 55. – PP. 959–971.
105. Niemann, J. Hot-aisle vs. Cold-Aisle Containment for Data Centers / J. Niemann, K. Brown, V. Avelar // Schneider Electric White Paper 135. – 2011. – P. 13.
106. Norouzi-Khangah, B. Performance assessment of cooling systems in data centers; Methodology and application of a new thermal metric / B. Norouzi-Khangah,

M. B. Mohammadsadeghi-Azad, S. M. Hoseyni // Case Studies in Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 8. – PP. 152–163.

107. Optimized energy efficiency with controlled cold aisle containments. Whitepaper [Электронный ресурс]. – URL: https://www.vertiv.com/globalassets/products/facilities-enclosures-and-racks/racks-and-containment/vertiv_knurr_optimized-energy-efficiency_wp_uk_emea.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

108. Patankar S. V. Airflow and Cooling in a Data Center / S. V. Patankar // Journal of Heat Transfer. – 2010. – Vol. 132. – DOI: 10.1115/1.4000703.

109. Priyadumkol, J. Application of the combined air-conditioning systems for energyconservation in data center / J. Priyadumkol, C. Kittichaikarn // Energy and Buildings. – 2014 – Vol. 68 – PP. 580–586.

110. Santos, A. F. New Data Center Performance Index: Perfect Design Data Center—PDD / P. D. Gaspar, J. L. Souza // Climate. – 2020. – Vol. 8. – DOI: 10.3390/cli8100110.

111. Server Racks Australia (SRA), Server Rack Heat Dissipation in Next Generation In-Row Architectures, V1.2 White Paper #4 [Электронный ресурс]. – URL: <https://studylib.net/doc/18716234/server-rack-heat-dissipation-in-next-generation-in> (дата обращения: 08.06.2023).

112. Sharma, R. K. Dimensionless parameters for evaluation of thermal design and performance of large-scale data centers / R. K. Sharma, C. E. Bash, C. D. Patel, // 8th ASME/AIAA Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, St. Louis, Missouri. – 2002. – DOI: 10.2514/6.2002-3091.

113. Sundaralingam, V. Experimental characterization of various cold aisle containment configurations for data centers / V. Sundaralingam, V.K. Arghode, Y. Joshi, W. Phelps // Electron Packag. – 2015. – №137(1).

114. Sullivan, R. Alternating Cold and Hot Aisles Provide More Reliable Cooling for Server Farms / R. Sullivan // The Uptime Institute. – 2002.

115. Tatchell-Evans, M. An experimental and theoretical investigation of the extent of bypass air within data centres employing aisle containment, and its impact on

power consumption / M. Tatchell-Evans, N. Kapur, J. Summers, H. Thompson, D. Oldham // *Applied Energy*. – 2017. – Vol. 186. – PP. 457-469.

116. The Green Grid Data Center Power Efficiency Metrics: PUE and DCiE [Электронный ресурс]. – URL: https://aboutdc.ru/docs/aboutdc/4/White_Paper_PUE_DCiE_2008.pdf (дата обращения: 08.06.2023).

117. Tsuchiya, T. Experimental Study of Airflow Designs for Data Centers / Y. Suwa, R. Ooka // *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*. – 2014. – Vol. 13. – PP. 491-498.

118. Wen-Xiao Chu A review on airflow management in data centers / Wen-Xiao Chu, Chi-Chuan Wang // *Applied Energy*. – 2019. – Vol. 240. – PP. 84-119.

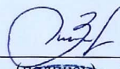
119. Yuana, X. Investigation and improvement of air distribution system's airflow performance in data centers / J. Liua, Y. Yanga, Y. Wanga, X. Yuana // *Procedia Engineering*. – 2017. – Vol. 205. – PP. 2895–2902.

120. Zhang, M. Optimization of Airflow Organization for a Small-scale Data Center Based on the Cold Aisle Closure / M. Zhang, Q. An, Z. Long, W. Pan, H. Zhang, X. Cheng // *Procedia Engineering*. – 2017. - Vol. 205. – PP. 1893-1900.

Приложение А – Акт внедрения результатов диссертационной работы

«УТВЕРЖДАЮ»

Начальник Объединенного
эксплуатационного центра
«Санкт-Петербург» в Северо-Западном
главном управлении Центрального банка
Российской Федерации


В.В. Зиновьев
(инициалы, фамилия)
«» февраля 2023 г.

Акт

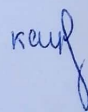
внедрения результатов научно-исследовательской работы аспиранта
Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета
Дмитриева Юрия Александровича

Настоящим актом подтверждается, что результаты исследований температурно-влажностного режима в помещениях центра обработки данных, представленные аспирантом Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета Дмитриевым Юрием Александровичем в 2021 году, приняты к внедрению.

Представленные расчеты подтвердили необходимость проведения работ по исключению циркуляции воздуха между «горячими» и «холодными» коридорами в помещениях центра обработки данных для обеспечения оптимального температурно-влажностного режима.

Установка дополнительной изоляции в 2022 году позволила обеспечить требуемые условия эксплуатации IT-оборудования и систем кондиционирования воздуха.

Заместитель начальника центра –
начальник отдела эксплуатации
телекоммуникационной и
вычислительной инфраструктуры
Объединенного эксплуатационного
центра «Санкт-Петербург»



К.С. Сидоров

Приложение Б – Акт о практическом использовании научных результатов диссертационной работы в учебном процессе СПбГАСУ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет» (СПбГАСУ)

2-я Красноармейская ул., 4, Санкт-Петербург, 190005
Тел.: (812) 400-06-67 Факс: (812) 316-58-72; rector@spbgasu.ru; www.spbgasu.ru
ОКПО 02068580; ОГРН 1027810225310; ИНН/КПП 7809011023/783901001

№ _____
На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ
Первый проректор
ФГБОУ ВО СПбГАСУ,
канд. архитектуры, доцент



С.Г.Головина
2023 г.

АКТ

о практическом использовании научных результатов
диссертационной работы Дмитриева Ю.А. в учебном процессе СПбГАСУ

Мы, нижеподписавшиеся, заведующий кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция» канд. физ.-мат. наук доцент Н.С. Пономарев, профессор кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» д.т.н. профессор В.М. Уляшева, доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» к.т.н. доцент В.А. Пухкал, составили настоящий акт о том, что научные результаты диссертационной работы Дмитриева Юрия Александровича на тему «Тепловой и воздушный режимы центров обработки данных»:

- рекомендации по проектированию систем кондиционирования воздуха для центров обработки данных;

- данные экспериментальных исследований и численного моделирования теплового и воздушного режимов центров обработки данных,

используются в учебном процессе на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» в лекционных курсах, практических занятиях и курсовом проектировании при изучении дисциплин «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» (направление подготовки 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника), «Специальные разделы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» (направление подготовки 08.04.01 Строительство).

Председатель
зав. кафедрой, канд. физ.-мат. н. доцент



Н.С. Пономарев

Члены комиссии:
профессор, д.т.н., профессор
доцент, к.т.н., доцент



В.М. Уляшева

В.А. Пухкал

Приложение В – Значения температуры воздуха, полученные с помощью датчиков, установленных на входе в стойки

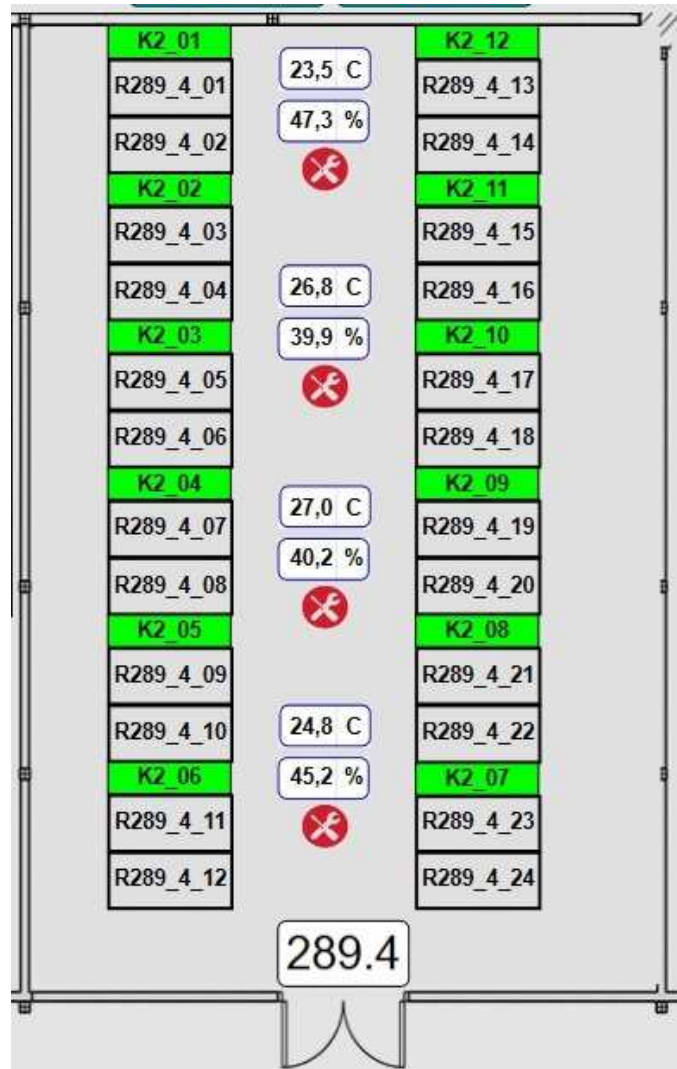


Рисунок В.1 – План машинного зала в ЦОД

K2_01 ÷ K2_12 – кондиционеры; R289_4_01 ÷ R289_4_24 – стойки с серверным оборудованием

Таблица В.1 – Предельные значения температуры воздуха, полученные в период с 10.06.2022 по 10.09.2022 от датчиков, расположенных на входе в каждую стойку

Type	Tag Name	Server	Samples	Minimum	Time at Minimum	Maximum	Time at Maximum	Average	Standard Deviation	Range	Timespan	From	To
Analog	R289_4_01.TE1	SERV_MRH	553	18,17	10.09.2022 11:00:00.000	24,79	17.06.2022 19:00:00.000	20,7564317790892	1,45419158144527	6,62	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_02.TE1	SERV_MRH	553	18,14	10.09.2022 11:00:00.000	23,70	17.06.2022 19:00:00.000	19,8067488984048	0,905275698773908	5,57	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_03.TE1	SERV_MRH	553	18,51	10.09.2022 11:00:00.000	22,69	17.06.2022 19:00:00.000	20,3334498829925	0,870726599991001	4,18	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_04.TE1	SERV_MRH	553	18,47	10.09.2022 11:00:00.000	26,54	23.07.2022 15:00:00.000	21,6487676578984	2,48436304032375	8,07	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_05.TE1	SERV_MRH	553	18,82	10.09.2022 11:00:00.000	23,54	01.07.2022 19:00:00.000	21,0343058780209	1,30214804123521	4,72	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_06.TE1	SERV_MRH	553	18,68	10.09.2022 11:00:00.000	21,65	01.07.2022 19:00:00.000	20,0555370910953	0,640509055923655	2,97	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_07.TE1	SERV_MRH	553	18,39	10.09.2022 11:00:00.000	20,97	01.07.2022 19:00:00.000	19,7149884727867	0,551761891997599	2,58	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_08.TE1	SERV_MRH	553	18,22	10.09.2022 7:00:00.000	20,68	01.07.2022 19:00:00.000	19,4268563823896	0,496047510373225	2,47	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_09.TE1	SERV_MRH	553	17,57	10.09.2022 11:00:00.000	25,27	19.06.2022 11:00:00.000	21,4060235473045	2,51770635730152	7,7	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_10.TE1	SERV_MRH	553	17,32	10.09.2022 11:00:00.000	21,56	06.08.2022 15:00:00.000	19,4590866614043	1,18471228737431	4,24	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_11.TE1	SERV_MRH	553	16,68	10.09.2022 11:00:00.000	19,95	06.08.2022 15:00:00.000	18,3117408049323	0,821244262581022	3,27	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_12.TE1	SERV_MRH	553	17,60	15.07.2022 7:00:00.000	21,91	10.09.2022 7:00:00.000	19,7794264537738	3,6175738517477	4,31	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_13.TE1	SERV_MRH	553	19,01	10.09.2022 11:00:00.000	21,39	01.07.2022 19:00:00.000	20,4042859592057	0,578185917248296	2,38	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_14.TE1	SERV_MRH	553	18,91	10.09.2022 11:00:00.000	21,43	06.08.2022 15:00:00.000	20,3990848290549	0,615420696549977	2,52	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_15.TE1	SERV_MRH	553	19,02	08.09.2022 7:00:00.000	21,39	02.07.2022 19:00:00.000	20,1319722127871	0,580268393292939	2,36	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_16.TE1	SERV_MRH	553	18,58	15.07.2022 7:00:00.000	20,91	01.07.2022 19:00:00.000	19,7789713476079	0,505537208793639	2,33	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_17.TE1	SERV_MRH	553	18,80	08.09.2022 7:00:00.000	21,00	06.08.2022 15:00:00.000	19,8550136565933	0,602031757838511	2,19	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_18.TE1	SERV_MRH	553	18,39	15.07.2022 7:00:00.000	20,70	06.08.2022 15:00:00.000	19,5409259970974	0,598718752765253	2,31	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_19.TE1	SERV_MRH	553	18,26	15.07.2022 7:00:00.000	21,15	06.08.2022 15:00:00.000	19,6411759586015	0,699936234199278	2,88	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_20.TE1	SERV_MRH	553	18,36	10.09.2022 11:00:00.000	21,37	05.08.2022 23:00:00.000	19,8326863729942	0,696639382874429	2,99	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_21.TE1	SERV_MRH	553	18,39	10.09.2022 11:00:00.000	25,17	06.08.2022 15:00:00.000	21,4778177744923	2,0025609832804	6,82	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_22.TE1	SERV_MRH	553	18,48	10.09.2022 11:00:00.000	22,00	13.07.2022 19:00:00.000	20,0043858777101	0,728471489518948	3,51	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_23.TE1	SERV_MRH	553	17,85	10.09.2022 11:00:00.000	24,13	06.08.2022 15:00:00.000	21,2970591032093	2,09282801904109	6,31	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682
Analog	R289_4_24.TE1	SERV_MRH	553	17,82	10.09.2022 11:00:00.000	22,83	06.08.2022 15:00:00.000	20,4672848731124	1,50086262430029	4,99	92.00:00:00	10.06.2022 18:59:10.682	10.09.2022 18:59:10.682

Примечание: установка фальш-панелей в стойки произведена 09.08.2022.

**Приложение Г – Сопоставление результатов численного моделирования и
данных натурных измерений температуры воздуха на входе в стойки
машинного зала центра обработки данных**

№ стойки	$E_{с.о.}, \text{Вт}$	Средняя температура воздуха на входе в стойку $t, ^\circ\text{C}$			
		до установки фальшпанелей		после установки фальшпанелей	
		натурные измерения	результаты моделирования	натурные измерения	результаты моделирования
1	0	24.2	24.0	19.0	19.3
2	0	22.5	21.7	18.9	19.1
3	5000	21.4	22.6	19.3	19.5
4	5200	26.3	24.8	19.3	19.5
5	5400	21.4	23.8	19.6	19.0
6	5800	21.2	21.8	19.5	19.0
7	5200	20.8	21.4	19.3	19.0
8	5400	21.1	22.8	19.3	19.0
9	5000	20.8	20.4	19.0	19.0
10	5200	21.2	22.0	18.6	19.1
11	5000	21.4	20.0	17.5	18.0
12	5200	21.4	20.5	19.8	19.0
13	2900	21.4	22.3	19.7	19.1
14	0	20.0	21.3	19.6	19.0
15	3600	21.4	27.6	19.3	19.3
16	3600	23.6	25.0	19.2	19.6
17	3600	20.7	23.3	18.9	20.0
18	3600	21.0	22.1	18.9	19.3
19	3600	21.1	24.9	19.1	19.0
20	3600	22.2	20.9	19.2	19.0
21	3600	25.8	23.7	19.3	19.0
22	3600	21.1	21.6	18.9	19.0
23	0	19.8	21.0	18.9	19.0
24	5200	21.2	20.4	19.0	19.1
Среднее		21.8	22.5	19.2	19.1
Дисперсия		2.6	3.4	0.2	0.1

Приложение Д – Расчет параметров регрессии

Расчет параметров регрессии при установлении формы зависимости среднего значения градиента температуры воздуха *gradt* от коэффициента загрузки стоек K_3 , потребляемой электрической мощности стоек $E_{с.о.}$ и количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров $N_{гк}/N_{хк}$ в машинном зале ЦОД

Для количественной оценки зависимости градиента температуры воздуха *gradt* (зависимая переменная) от коэффициента загрузки стоек K_3 , потребляемой электрической мощности стоек $E_{с.о.}$ и количественного соотношения «горячих» и «холодных» коридоров $N_{гк}/N_{хк}$ в машинном зале ЦОД (независимые переменные) использован многофакторный регрессионный анализ. Зависимость между зависимой переменной и независимыми переменными в данном случае описывается линейным уравнением множественной регрессии

$$y_{\text{теор}} = a + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3, \quad (\text{Д.1})$$

где x_1, x_2, x_3 – независимые переменные;

a, b_1, b_2, b_3 – параметры регрессии.

Параметры регрессии определяются методом наименьших квадратов. При помощи данного метода параметры регрессии вычисляются таким образом, чтобы среднеквадратичное отклонение экспериментальных данных от найденной аппроксимирующей функции было наименьшим

$$\sum_{i=1}^N (y_{\text{теор},i} - y_{\text{эксп},i})^2 \rightarrow \min, \quad (\text{Д.2})$$

или

$$\sum_{i=1}^N (a + b_1 \cdot x_{1,i} + b_2 \cdot x_{2,i} + b_3 \cdot x_{3,i} - y_{\text{эксп},i})^2 \rightarrow \min, \quad (\text{Д.3})$$

где $y_{\text{эксп},i}$ – экспериментальные данные;

$y_{\text{теор},i}$ – данные, полученные в результате аппроксимации.

Условием минимума функции (Д.2) является равенство нулю частных производных. В результате задача сводится к решению системы уравнений

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N (a + b_1 \cdot x_{1,i} + b_2 \cdot x_{2,i} + b_3 \cdot x_{3,i}) = \sum_{i=1}^N y_i, \\ \sum_{i=1}^N (a + b_1 \cdot x_{1,i} + b_2 \cdot x_{2,i} + b_3 \cdot x_{3,i}) \cdot x_{1,i} = \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{1,i}, \\ \sum_{i=1}^N (a + b_1 \cdot x_{1,i} + b_2 \cdot x_{2,i} + b_3 \cdot x_{3,i}) \cdot x_{2,i} = \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{2,i}, \\ \sum_{i=1}^N (a + b_1 \cdot x_{1,i} + b_2 \cdot x_{2,i} + b_3 \cdot x_{3,i}) \cdot x_{3,i} = \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{3,i}. \end{cases} \quad (\text{Д.4})$$

В матричной форме эта система уравнений выглядит следующим образом

$$\begin{pmatrix} N & \sum_{i=1}^N x_{1,i} & \sum_{i=1}^N x_{2,i} & \sum_{i=1}^N x_{3,i} \\ \sum_{i=1}^N x_{1,i} & \sum_{i=1}^N x_{1,i}^2 & \sum_{i=1}^N x_{1,i} \cdot x_{2,i} & \sum_{i=1}^N x_{1,i} \cdot x_{3,i} \\ \sum_{i=1}^N x_{2,i} & \sum_{i=1}^N x_{1,i} \cdot x_{2,i} & \sum_{i=1}^N x_{2,i}^2 & \sum_{i=1}^N x_{2,i} \cdot x_{3,i} \\ \sum_{i=1}^N x_{3,i} & \sum_{i=1}^N x_{1,i} \cdot x_{3,i} & \sum_{i=1}^N x_{2,i} \cdot x_{3,i} & \sum_{i=1}^N x_{3,i}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N y_i \\ \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{1,i} \\ \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{2,i} \\ \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{3,i} \end{pmatrix}. \quad (\text{Д.5})$$

На основании исходных данных, представленных в таблице Д.1, выполнен расчет данной системы уравнений методом обратной матрицы

$$\begin{pmatrix} a \\ b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 35.8 \\ 19.4 \\ 271.1 \\ 53 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 12 & 6.8 & 88.2 & 15.0 \\ 6.8 & 4.6 & 50.0 & 8.5 \\ 88.2 & 50.0 & 732.5 & 110.3 \\ 15.0 & 8.5 & 110.3 & 25.5 \end{pmatrix}^{-1}. \quad (\text{Д.6})$$

В результате решения уравнения (Д.6) получены параметры регрессии и определена форма зависимости между зависимой переменной ($gradt$) и независимыми переменными ($K_3, E_{c.o.}, N_{гк}/N_{хк}$)

$$gradt = 1,4 - 1,2 \cdot K_3 + 0,1 \cdot E_{c.o.} + 1,2 \cdot \frac{N_{гк}}{N_{хк}}, \text{ } ^\circ\text{C/м}. \quad (\text{Д.7})$$

Таблица Д.1 Исходные данные для расчета параметров регрессии при установлении формы зависимости между зависимой переменной ($gradt$) и независимыми переменными (K_3 , $E_{c.o.}$, $N_{ГК}/N_{ХК}$)

N	$x_1 = K_3$	$x_2 = E_{c.o.}$	$x_3 = N_{ГК}/N_{ХК}$	$y = gradt$	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_2 \cdot x_3$	x_1^2	x_2^2	x_3^2	$y \cdot x_1$	$y \cdot x_2$	$y \cdot x_3$	$y_{теор.} = a + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3$	$(y_{теор.} - y_{эксп.})^2$
1	0.3	4.7	0.5	2.0	1.4	0.2	2.4	0.1	22.1	0.3	0.6	9.4	1.0	2.1	0.02
2	0.5	4.7	0.5	1.7	2.4	0.3	2.4	0.3	22.1	0.3	0.9	8.0	0.9	1.9	0.04
3	0.9	4.7	0.5	1.4	4.2	0.5	2.4	0.8	22.1	0.3	1.3	6.6	0.7	1.4	0.00
4	0.3	10.0	0.5	2.8	3.0	0.2	5.0	0.1	100.0	0.3	0.8	28.0	1.4	2.6	0.03
5	0.5	10.0	0.5	2.5	5.0	0.3	5.0	0.3	100.0	0.3	1.3	25.0	1.3	2.4	0.01
6	0.9	10.0	0.5	2.0	9.0	0.5	5.0	0.8	100.0	0.3	1.8	20.0	1.0	1.9	0.00
7	0.3	4.7	2.0	4.1	1.4	0.6	9.4	0.1	22.1	4.0	1.2	19.3	8.2	4.0	0.02
8	0.5	4.7	2.0	3.7	2.4	1.0	9.4	0.3	22.1	4.0	1.9	17.4	7.4	3.7	0.00
9	0.9	4.7	2.0	3.5	4.2	1.8	9.4	0.8	22.1	4.0	3.2	16.5	7.0	3.3	0.06
10	0.3	10.0	2.0	4.5	3.0	0.6	20.0	0.1	100.0	4.0	1.4	45.0	9.0	4.5	0.00
11	0.5	10.0	2.0	4.0	5.0	1.0	20.0	0.3	100.0	4.0	2.0	40.0	8.0	4.2	0.05
12	0.9	10.0	2.0	3.6	9.0	1.8	20.0	0.8	100.0	4.0	3.2	36.0	7.2	3.8	0.03
Сумма	6.8	88.2	15.0	35.8	50.0	8.5	110.3	4.6	732.5	25.5	19.4	271.1	53.0	35.8	0.26

**Расчет параметров регрессии при установлении формы зависимости
перепада температур воздуха в стойках $\Delta T_{\text{стойка}}$ от потребляемой
электрической мощности $E_{\text{с.о.}}$.**

Для количественной оценки зависимости перепада температур воздуха в стойках $\Delta T_{\text{стойка}}$ от потребляемой электрической мощности $E_{\text{с.о.}}$ использована парная регрессия в виде логарифмической функции

$$y_{\text{теор}} = a \cdot \ln(x) + b, \quad (\text{Д.8})$$

где x – независимая переменная;

a, b – параметры регрессии.

Выполнив замену $z = \ln(x)$ и решая задачу методом наименьших квадратов, получим систему уравнений, которая в матричной форме выглядит следующим образом

$$\begin{pmatrix} N & \sum_{i=1}^N z_i \\ \sum_{i=1}^N z_i & \sum_{i=1}^N z_i^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N y_i \\ \sum_{i=1}^N y_i \cdot z_i \end{pmatrix}. \quad (\text{Д.9})$$

На основании исходных данных, представленных в таблице Д.2, выполнен расчет данной системы уравнений методом обратной матрицы.

Таблица Д.2 Исходные данные для расчета параметров регрессии при установлении формы зависимости между зависимой переменной ($\Delta T_{\text{стойка}}$) и независимой переменной ($E_{\text{с.о.}}$)

№ стойки	$x = E_{\text{с.о.}}$	$y = \Delta T_{\text{стойка}}$	$z = \ln(x)$	z^2	$z \cdot y$	$y_{\text{теор.}} = a \cdot \ln(x) + b$	$(y_{\text{теор.}} - y_{\text{эсп.}})^2$	$ (y_{\text{эсп.}} - y_{\text{теор.}}) / y_{\text{эсп.}} $
1	3.00	12.20	1.10	1.21	13.40	12.37	0.03	0.01
2	5.80	17.20	1.76	3.09	30.24	16.85	0.12	0.02
3	5.70	17.00	1.74	3.03	29.59	16.74	0.07	0.02
4	5.30	16.10	1.67	2.78	26.85	16.24	0.02	0.01
5	2.20	11.00	0.79	0.62	8.67	10.26	0.55	0.07
6	2.20	11.50	0.79	0.62	9.07	10.26	1.54	0.11
7	2.00	11.00	0.69	0.48	7.62	9.61	1.94	0.13
8	2.10	10.00	0.74	0.55	7.42	9.94	0.00	0.01
9	5.20	16.10	1.65	2.72	26.54	16.11	0.00	0.00
10	5.20	16.40	1.65	2.72	27.04	16.11	0.08	0.02
11	5.20	16.20	1.65	2.72	26.71	16.11	0.01	0.01

Продолжение таблицы Д.2

№ стойки	$x =$ $E_{с.о.}$	$y =$ $\Delta T_{стойка}$	$z = \ln(x)$	z^2	$z \cdot y$	$y_{теор.} = a \cdot \ln(x) + b$	$(y_{теор.} - y_{эксп.})^2$	$ (y_{эксп.} - y_{теор.}) / y_{эксп.} $
12	5.80	17.80	1.76	3.09	31.29	16.85	0.90	0.05
13	5.80	16.80	1.76	3.09	29.53	16.85	0.00	0.00
14	1.40	7.30	0.34	0.11	2.46	7.18	0.01	0.02
15	4.20	13.10	1.44	2.06	18.80	14.66	2.42	0.12
16	3.60	12.50	1.28	1.64	16.01	13.61	1.23	0.09
17	3.60	13.60	1.28	1.64	17.42	13.61	0.00	0.00
18	3.80	13.20	1.34	1.78	17.62	13.98	0.60	0.06
19	1.00	6.56	0.00	0.00	0.00	4.89	2.78	0.25
20	3.80	14.30	1.34	1.78	19.09	13.98	0.10	0.02
21	2.20	11.40	0.79	0.62	8.99	10.26	1.31	0.10
22	2.40	10.20	0.88	0.77	8.93	10.85	0.42	0.06
23	2.40	10.00	0.88	0.77	8.75	10.85	0.72	0.08
24	5.40	15.40	1.69	2.84	25.97	16.37	0.94	0.06
25	3.40	12.90	1.22	1.50	15.79	13.22	0.10	0.02
26	3.60	13.70	1.28	1.64	17.55	13.61	0.01	0.01
27	3.60	13.20	1.28	1.64	16.91	13.61	0.17	0.03
28	3.60	13.80	1.28	1.64	17.68	13.61	0.04	0.01
29	5.20	16.80	1.65	2.72	27.70	16.11	0.48	0.04
30	5.20	16.60	1.65	2.72	27.37	16.11	0.24	0.03
31	2.40	10.30	0.88	0.77	9.02	10.85	0.30	0.05
32	2.40	10.40	0.88	0.77	9.10	10.85	0.20	0.04
33	1.40	5.60	0.34	0.11	1.88	7.18	2.50	0.28
34	1.20	6.30	0.18	0.03	1.15	6.13	0.03	0.03
35	5.20	16.90	1.65	2.72	27.86	16.11	0.62	0.05
36	2.70	11.50	0.99	0.99	11.42	11.65	0.02	0.01
37	2.00	9.70	0.69	0.48	6.72	9.61	0.01	0.01
38	2.00	9.50	0.69	0.48	6.58	9.61	0.01	0.01
39	1.50	6.10	0.41	0.16	2.47	7.65	2.41	0.25
40	4.70	14.50	1.55	2.39	22.44	15.42	0.85	0.06
41	3.20	12.50	1.16	1.35	14.54	12.81	0.09	0.02
42	2.80	11.50	1.03	1.06	11.84	11.90	0.16	0.03
43	1.50	6.50	0.41	0.16	2.64	7.65	1.33	0.18
44	1.40	7.70	0.34	0.11	2.59	7.18	0.27	0.07
45	1.30	5.80	0.26	0.07	1.52	6.68	0.77	0.15
46	1.20	6.80	0.18	0.03	1.24	6.13	0.44	0.10
47	1.10	7.10	0.10	0.01	0.68	5.54	2.43	0.22
48	5.20	17.10	1.65	2.72	28.19	16.11	0.98	0.06

Продолжение таблицы Д.2

№ стойки	$x =$ $E_{с.о.}$	$y =$ $\Delta T_{стойка}$	$z = \ln(x)$	z^2	$z \cdot y$	$y_{теор.} = a \cdot \ln(x) + b$	$(y_{теор.} - y_{эксп.})^2$	$ (y_{эксп.} - y_{теор.}) / y_{эксп.} $
49	3.60	14.00	1.28	1.64	17.93	13.61	0.15	0.03
50	3.60	14.30	1.28	1.64	18.32	13.61	0.48	0.05
51	3.60	13.40	1.28	1.64	17.16	13.61	0.04	0.02
52	3.60	13.00	1.28	1.64	16.65	13.61	0.37	0.05
53	3.60	13.80	1.28	1.64	17.68	13.61	0.04	0.01
54	3.60	13.50	1.28	1.64	17.29	13.61	0.01	0.01
55	3.60	14.20	1.28	1.64	18.19	13.61	0.35	0.04
56	3.60	14.10	1.28	1.64	18.06	13.61	0.24	0.03
57	5.20	17.20	1.65	2.72	28.36	16.11	1.19	0.06
58	5.00	16.60	1.61	2.59	26.72	15.84	0.57	0.05
59	5.20	16.00	1.65	2.72	26.38	16.11	0.01	0.01
60	5.00	16.80	1.61	2.59	27.04	15.84	0.91	0.06
61	5.80	16.00	1.76	3.09	28.13	16.85	0.73	0.05
62	3.80	12.00	1.34	1.78	16.02	13.98	3.91	0.16
63	2.00	9.60	0.69	0.48	6.65	9.61	0.00	0.00
64	3.00	12.30	1.10	1.21	13.51	12.37	0.00	0.01
65	3.00	12.10	1.10	1.21	13.29	12.37	0.07	0.02
66	3.00	12.70	1.10	1.21	13.95	12.37	0.11	0.03
67	3.00	12.00	1.10	1.21	13.18	12.37	0.14	0.03
68	2.00	9.20	0.69	0.48	6.38	9.61	0.17	0.04
69	2.00	9.30	0.69	0.48	6.45	9.61	0.10	0.03
Сумма	234	862	77	102	1070	862	40	4

В результате решения уравнения (Д.9) получены параметры регрессии и определена форма зависимости между перепадом температур воздуха в стойках $\Delta T_{стойка}$ и потребляемой электрической мощностью $E_{с.о.}$

$$\Delta T_{стойка} = 6,80 \cdot \ln E_{с.о.} + 4,89, \text{ К.} \quad (\text{Д.10})$$

Для оценки адекватности полученного уравнения регрессии вычислена средняя ошибка аппроксимации по формуле

$$A = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left| \frac{y_{эксп} - y_{теор}}{y_{эксп}} \right| \cdot 100\% \quad (\text{Д.11})$$

Выявлено, что средняя ошибка аппроксимации составляет 5,6 %.

**Расчет параметров регрессии при установлении формы зависимости
объемного расхода воздуха $L_{c.o.}$, который проходит через серверное
оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от
потребляемой электрической мощности $E_{c.o.}$**

Для количественной оценки зависимости объемного расхода воздуха $L_{c.o.}$, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами и стоечного типа, от потребляемой электрической мощности $E_{c.o.}$ использована парная регрессия в виде параболической функции:

$$y_{\text{теор}} = a \cdot x^2 + b \cdot x + c, \quad (\text{Д.12})$$

где x – независимая переменная;

a, b – параметры регрессии.

Решая задачу методом наименьших квадратов, получим систему уравнений, которая в матричной форме выглядит следующим образом:

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N x_i^4 & \sum_{i=1}^N x_i^3 & \sum_{i=1}^N x_i^2 \\ \sum_{i=1}^N x_i^3 & \sum_{i=1}^N x_i^2 & \sum_{i=1}^N x_i \\ \sum_{i=1}^N x_i^2 & \sum_{i=1}^N x_i & N \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_i^2 \\ \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_i \\ \sum_{i=1}^N y_i \end{pmatrix}. \quad (\text{Д.13})$$

На основании исходных данных, представленных в таблице Д.3, выполнен расчет данной системы уравнений методом обратной матрицы. В результате расчета получены параметры регрессии и определена форма зависимости между объемным расходом воздуха $L_{c.o.}$, проходящего через серверное оборудование типа шасси с блейд-серверами, и потребляемой электрической мощностью $E_{c.o.}$

$$L_{c.o.} = -23,5 \cdot E_{c.o.}^2 + 301,5 \cdot E_{c.o.} - 33,4, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (\text{Д.14})$$

Для оценки адекватности полученного уравнения регрессии вычислена средняя ошибка аппроксимации по формуле (Д.11). Выявлено, что средняя ошибка аппроксимации составляет 9,5 %.

Таблица Д.3 Исходные данные для расчета параметров регрессии при установлении формы зависимости между зависимой переменной ($L_{c.o.}$) и независимой переменной ($E_{c.o.}$)

N	$x = E_{c.o.}$	$y = L_{c.o.}$	x^2	x^3	x^4	$y \cdot x$	$y \cdot x^2$	$y_{\text{теор.}} = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$	$(y_{\text{теор.}} - y_{\text{эксп.}})^2$	$ (y_{\text{эксп.}} - y_{\text{теор.}}) / y_{\text{эксп.}} $
1	3.40	675.00	11.56	39.30	133.63	2295.00	7803.00	719.91	2017.33	0.07
2	4.70	853.00	22.09	103.82	487.97	4009.10	18842.77	864.23	126.01	0.01
3	0.27	48.60	0.07	0.02	0.01	13.23	3.60	46.94	2.74	0.03
4	0.43	81.82	0.18	0.08	0.03	34.96	14.94	91.16	87.34	0.11
5	0.22	42.86	0.05	0.01	0.00	9.59	2.15	32.93	98.55	0.23
6	0.91	136.36	0.83	0.75	0.68	123.97	112.70	221.30	7214.21	0.62
7	0.48	71.43	0.23	0.11	0.05	34.01	16.20	104.87	1118.60	0.47
8	5.00	934.17	25.00	125.00	625.00	4670.84	23354.21	886.24	2297.31	0.05
9	5.20	915.73	27.04	140.61	731.16	4761.79	24761.29	898.56	294.70	0.02
10	5.40	897.29	29.16	157.46	850.31	4845.35	26164.91	909.00	137.23	0.01
11	5.80	860.41	33.64	195.11	1131.65	4990.36	28944.09	924.24	4074.66	0.07
12	5.20	915.73	27.04	140.61	731.16	4761.79	24761.29	898.56	294.70	0.02
13	5.40	897.29	29.16	157.46	850.31	4845.35	26164.91	909.00	137.23	0.01
14	5.00	934.17	25.00	125.00	625.00	4670.84	23354.21	886.24	2297.31	0.05
15	5.20	915.73	27.04	140.61	731.16	4761.79	24761.29	898.56	294.70	0.02
16	5.00	934.17	25.00	125.00	625.00	4670.84	23354.21	886.24	2297.31	0.05
17	5.20	915.73	27.04	140.61	731.16	4761.79	24761.29	898.56	294.70	0.02
18	2.90	772.26	8.41	24.39	70.73	2239.56	6494.72	643.24	16646.00	0.17
19	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
20	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
21	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
22	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
23	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03

Продолжение таблицы Д.3

N	$x = E_{c.o.}$	$y = L_{c.o.}$	x^2	x^3	x^4	$y \cdot x$	$y \cdot x^2$	$y_{\text{теор.}} = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$	$(y_{\text{теор.}} - y_{\text{эксп.}})^2$	$ (y_{\text{эксп.}} - y_{\text{теор.}}) / y_{\text{эксп.}} $
24	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
25	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
26	3.60	728.07	12.96	46.66	167.96	2621.04	9435.74	747.29	369.60	0.03
27	5.20	915.73	27.04	140.61	731.16	4761.79	24761.29	898.56	294.70	0.02
28	0.60	122.40	0.36	0.22	0.13	73.44	44.06	139.07	277.96	0.14
29	0.88	265.00	0.77	0.67	0.59	231.88	202.89	212.45	2761.36	0.20
30	0.87	258.00	0.76	0.66	0.57	224.46	195.28	211.15	2195.02	0.18
31	2.00	540.00	4.00	8.00	16.00	1080.00	2160.00	475.59	4148.11	0.12
32	3.46	828.00	11.97	41.42	143.32	2864.88	9912.48	728.33	9935.08	0.12
33	4.00	800.00	16.00	64.00	256.00	3200.00	12800.00	796.40	12.97	0.00
34	4.04	720.00	16.32	65.94	266.39	2908.80	11751.55	800.90	6544.04	0.11
35	3.72	648.00	13.84	51.48	191.50	2410.56	8967.28	762.81	13182.14	0.18
Сумма	119.27	22723.39	513.27	2362.20	11274.37	95224.26	429952.48	22723.39	82038.82	3.33