

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

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

На правах рукописи

СУХАНОВ Кирилл Олегович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ОТАПЛИВАЕМЫХ
ПОМЕЩЕНИЙ ПЛИНТУСНЫМИ СИСТЕМАМИ ВОДЯНОГО
ОТОПЛЕНИЯ**

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
ПУХКАЛ Виктор Алексеевич

Санкт-Петербург – 2021 г.

Оглавление

Введение	4
1 Состояние теории и практики применения систем водяного плинтусного отопления	5
1.1 Плинтусные системы водяного отопления.....	5
1.2 Тепловой комфорт в помещениях при применении систем плинтусного отопления	20
1.3 Анализ результатов исследований систем плинтусного отопления	26
1.4 Методы определения номинального теплового потока отопительных приборов	31
1.4.1 Испытания отопительных приборов по ГОСТ Р 53583-2009	31
1.4.2 Испытания отопительных приборов по EN 442-2-2015	34
1.4.3 Численное моделирование тепловых испытаний отопительных приборов	36
1.5 Выводы по первому разделу	39
2 Экспериментальные исследования системы водяного плинтусного отопления	40
2.1 Лабораторные исследования системы водяного плинтусного отопления	41
2.1.1 Экспериментальная лабораторная установка и методика исследований	41
2.1.2 Экспериментальные лабораторные исследования	45
2.2 Моделирование системы водяного плинтусного отопления	52
2.2.1 Теоретические основы моделирования	52
2.2.2 Трехмерные модели для исследования	55
2.2.3 Результаты численного моделирования	57
2.3 Оценка адекватности моделирования	58
2.4 Выводы по второму разделу	60

3 Численное моделирование работы системы водяного плинтусного отопления в жилых помещениях	62
3.1 Основные решения по отоплению и вентиляции жилого помещения с водяной системой плинтусного отопления	62
3.2 Модель жилого помещения с системой водяного плинтусного отопления с конвектором «Best Board»	66
3.3 Модель жилого помещения с системой водяного плинтусного отопления с конвектором ПЛК	73
3.4 Выводы по третьему разделу	81
4 Исследование отопительного прибора системы водяного плинтусного отопления в испытательной камере	82
4.1 Конструкция плинтусного конвектора ПЛК	82
4.2 Модель испытательной камеры	86
4.3 Исследование влияния расхода теплоносителя на тепловой поток отопительного плинтусного конвектора	89
4.4 Исследование теплового потока отопительного прибора	94
4.5 Выводы по четвертому разделу	104
5 Рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления	106
5.1 Условия применения систем водяного плинтусного отопления	106
5.2 Рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления	106
5.3 Гидравлический расчет систем отопления с плинтусными конвекторами	112
5.4 Выводы по пятому разделу	116
Заключение	117
Список литературы	120
Приложение А – Акт о внедрении диссертационной работы	134
Приложение Б – Акт о практическом использовании научных результатов диссертационной работы в учебном процессе СПбГАСУ.....	135

Введение

Актуальность темы исследования. В помещениях существующих и возводимых жилых и общественных зданий необходимо обеспечивать нормируемые параметры микроклимата при сокращении энергопотребления. Для решения данной задачи применяются системы плинтусного отопления. Использование плинтусных отопительных приборов конвекторного типа повышает радиационную температуру помещения за счет настипания конвективной струи нагретого воздуха на поверхность ограждающей конструкции. Благодаря таким системам возможно снижение температуры внутреннего воздуха без снижения комфорта. Системы водяного плинтусного отопления применяются в помещениях общественных зданий с панорамными окнами или с низкими подоконниками.

При использовании системы водяного плинтусного отопления прогревается нижняя зона помещения, включая ограждающие конструкции, и обеспечивается равномерное распределение температур по высоте и площади помещений.

Для эффективного использования систем водяного отопления с плинтусными конвекторами в жилых зданиях с естественным притоком наружного воздуха необходимы дополнительные исследования.

Степень разработанности темы исследования. Вопросами микроклимата помещений жилых и общественных зданий, а также расчета, конструирования и применения систем плинтусного отопления, занимались многие отечественные ученые: А.К. Андреевский, В.Н. Богословский, Т.А. Дацюк, А.Г. Егиазаров, П.Н. Каменев, А.Г. Кочев, Е.Г. Малявина, В.А. Пухкал, А.Н. Сканави, В.Р. Таурит, С.М. Усиков, В.П. Щеглов, и др. Большое внимание системам плинтусного водяного отопления с настенным размещением приборов конвекторного типа уделено в работах зарубежных ученых A. Ploskić, Q. Chen, S. Peng, F. Peterson, A.A. Elmualim, H.B. Awbi, M.A. Juusela, F. Molin, S. Holmberg, T. Omori и др.

Цель исследования: совершенствование систем водяного плинтусного отопления с отопительными приборами конвекторного типа в помещениях жилых

и общественных зданий на основе исследования теплового режима отапливаемых помещений.

Задачи исследования:

- выявить особенности и область применения систем водяного отопления с плинтусными отопительными приборами конвекторного типа;

- разработать численные модели отопительного прибора и помещения для исследования процессов теплообмена и аэродинамики воздушных потоков в жилых помещениях с плинтусными отопительными приборами конвекторного типа;

- выполнить экспериментальные исследования системы водяного отопления с плинтусными отопительными приборами;

- выполнить экспериментальные исследования теплового режима отапливаемых жилых помещений с системами естественной вентиляции для притока воздуха и плинтусными системами водяного отопления;

- разработать численную модель испытательной камеры для исследования в ней работы отопительного прибора плинтусного типа;

- выполнить экспериментальные исследования плинтусного отопительного прибора конвекторного типа в испытательной камере для выявления особенностей их применения;

- разработать рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления для помещений жилых и общественных зданий.

Объект исследования – плинтусная система водяного отопления с отопительными приборами конвекторного типа.

Предмет исследования – параметры микроклимата помещений при работе плинтусной системы отопления с приборами конвекторного типа.

Методология и методы исследования: сравнительный анализ; стандартные методики испытания отопительных приборов; обследование объекта методом тепловизионной съемки; методы численного моделирования.

Научная новизна исследования:

- процессы формирования температуры внутренних поверхностей ограждений при применении плинтусных систем отопления конвекторного типа;
- численные модели системы водяного отопления с плинтусными отопительными приборами конвекторного типа;
- закономерности формирования параметров микроклимата в жилых помещениях системой водяного плинтусного отопления с отопительными приборами конвекторного типа;
- численная модель испытательной камеры для исследования работы отопительных приборов плинтусного типа;
- зависимости для определения теплового потока водяных конвекторов плинтусного типа.

Теоретическая значимость работы состоит в установлении закономерностей формирования параметров микроклимата в помещениях жилых и общественных зданий системой водяного плинтусного отопления с отопительными приборами конвекторного типа.

Практическая значимость работы заключается в рекомендациях по проектированию систем водяного плинтусного отопления для помещений жилых и общественных зданий.

Положения, выносимые на защиту:

- процессы формирования температуры внутренних поверхностей ограждений при применении плинтусных систем отопления конвекторного типа;
- закономерности формирования параметров микроклимата в жилых помещениях системой водяного плинтусного отопления с отопительными приборами конвекторного типа;
- численная модель испытательной камеры для исследования работы плинтусных отопительных приборов конвекторного типа;
- зависимости для определения теплового потока водяных конвекторов плинтусного типа;
- рекомендации по проектированию систем плинтусного водяного отопления.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов исследования подтверждается использованием методов математического анализа с применением современного программного обеспечения; правоммерностью принятых допущений; сходимостью результатов моделирования с данными, полученными экспериментальным путем.

Основные результаты работы докладывались на 74-ой, 75-ой, 76-ой конференциях профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета (СПбГАСУ, 2018-2020), VII Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции» (НИУ МГСУ, 2018).

Результаты диссертационного исследования были апробированы в АО «Фирма Изотерм» (г. Санкт-Петербург) и Санкт-Петербургском государственном архитектурно-строительном университете. Организациями представлены акты о внедрении научных результатов.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 8 печатных работах общим объемом 2,39 п.л., лично автором - 1,23 п.л., в том числе 4 работы опубликованы в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных журналов, утверждённых ВАК РФ, и 1 работа в издании, входящем в базу SCOPUS.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 5-и глав с выводами по каждой из них, заключения и 2 приложений, содержит 133 страницы печатного текста и 2 страницы приложений, 7 таблиц, 81 рисунок и список литературы из 128 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

1 Состояние теории и практики применения систем водяного плинтусного отопления

1.1 Плинтусные системы водяного отопления

Отопление помещений в зависимости от преобладающего способа передачи теплоты может быть конвективным или лучистым [1, 6, 21, 29, 32, 41, 43].

К конвективному относят отопление, при котором температура внутреннего воздуха t_b , °С, поддерживается на более высоком уровне, чем радиационная температура помещения ($t_b > t_R$, °С). В качестве радиационной температуры помещения, t_R , °С, принимается усредненная температура поверхностей, обращенных в помещение, вычисленная относительно человека, находящегося в середине этого помещения [7].

Лучистым называют отопление, при котором радиационная температура помещения превышает температуру воздуха ($t_R > t_b$, °С).

По месту размещения греющих поверхностей систем панельно-лучистого отопления (СПЛО) в конструкциях зданий различают три основные разновидности систем: потолочное, стеновое и напольное отопление (рисунок 1.1) [43]. Целесообразность расположения греющих панелей в том или ином месте определяется конструктивно-планировочным решением здания, требованиями, предъявляемыми к микроклимату помещений, или технологией изготовления ограждающих конструкций.

Приведенная классификация систем носит несколько условный характер. Название системы отопления определяется местом расположения нагревательных элементов в ограждающих конструкциях. В более детальной классификации выделены, например, системы плинтусного отопления.

Под системой плинтусного отопления понимается размещение нагревательных поверхностей малой высоты в нижней зоне по периметру отапливаемых помещений [43, 79]. При этом подразумевается размещение

нагревательных поверхностей не только в строительных конструкциях, но и на поверхности ограждений.

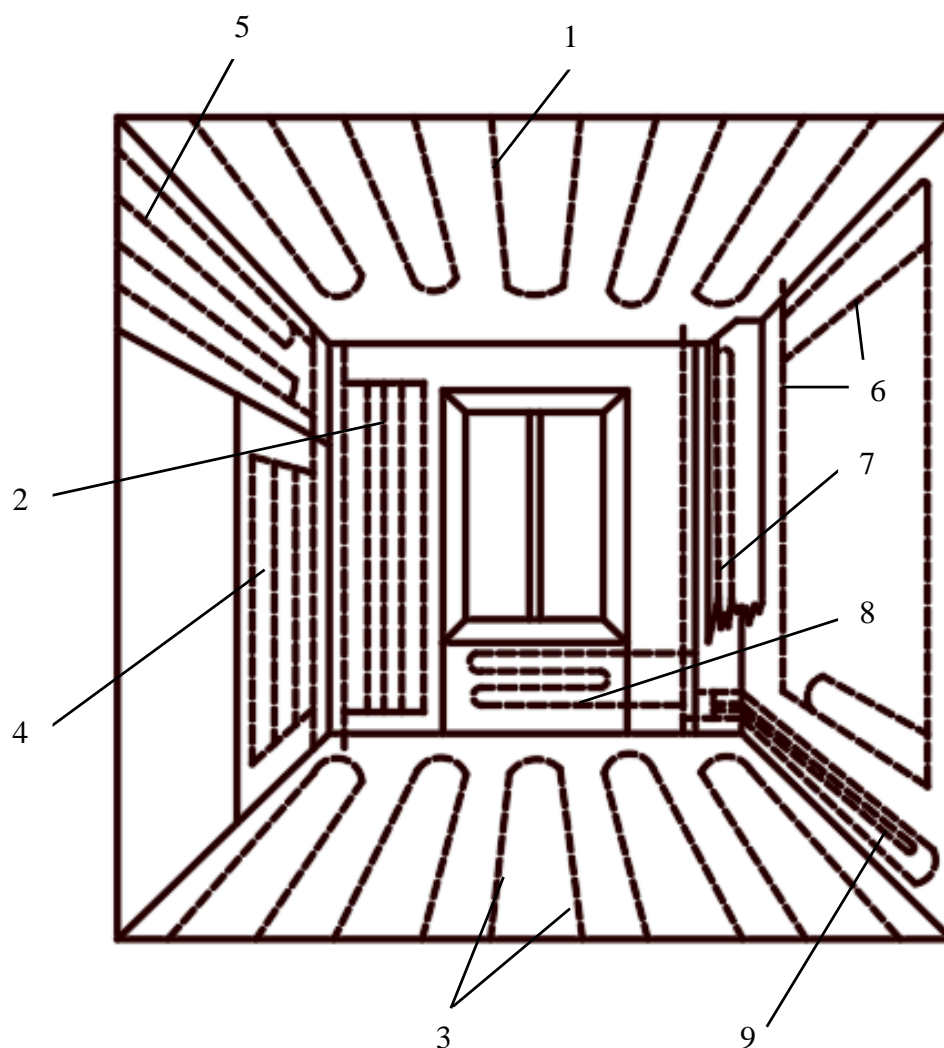


Рисунок 1.1 – Классификация систем водяного отопления по месту расположения нагревательных элементов в строительных конструкциях

1 – потолочное; 2 – стеновое; 3 – напольное; 4 – перегородочное; 5 – ригельное; 6 – контурное; 7 – колонное; 8 – подоконное; 9 – плинтусное

Принцип работы системы плинтусного отопления основан на «эффекте Коанда»: воздух, нагретый в плинтусном отопительном приборе, настиляется на поверхность ограждения. Поверхность ограждения при этом нагревается. Вдоль наружных стен и окон создается «тепловой экран». Нагретые стены излучают тепловую энергию, которая передается на все предметы: пол, мебель, потолок, а воздух в комнате прогревается уже вторично, от предметов [68]. В результате,

благодаря равномерному распределению температуры по высоте и периметру помещения и отсутствию направленного конвективного потока, создается комфортный микроклимат для человека.

Первые системы водяного плинтусного отопления были предложены профессором В.А. Яхимовичем [48]. В 1905 г. им была изобретена система «паробетонного» отопления. Приборы, состоящие из «трубчатой батареи, покрытой бетоном из щебня, песка и цемента», обогревались паром [48]. Такое устройство позволяло не только понизить температуру поверхности ограждения до пределов, допустимых гигиеническими нормами, но и придать этим отопительным приборам любое оформление, определяемое внутренней отделкой и назначением помещения. Всего в период с 1907 по 1911 гг. было выполнено более двадцати систем, из них в трех случаях в качестве теплоносителя применялась горячая вода.

В СССР вопросы расчета, конструирования и применения систем плинтусного отопления отражены в работах А.К. Андреевского [1], В.Н. Богословского [6, 7, 26], А.Г. Егiazарова [26], П.Н. Каменева [26], И.Ф. Ливчака [38], А.Н. Сканави [6, 26], В.П. Шаповалова [79] и др. В указанных работах рассматриваются плинтусные отопительные панели.

В работах зарубежных ученых A. Ploskić [113-117], Q. Chen [85, 86], S. Peng [110], F. Peterson [110], A.A. Elmualim [92], H.B. Awbi [92], M.A. Juusela [99], F. Molin [104], S. Holmberg [104], T. Omori [109] и других основное внимание уделено применению систем плинтусного водяного отопления с настенным размещением приборов конвекторного типа.

Согласно строительным нормам и правилам, утвержденным Госстроем СССР в 1963 г., в жилищно-гражданском строительстве наряду с чугунными радиаторами и бетонными панелями рекомендованы конвекторы [76]. Значительное распространение получили конвекторы плинтусного типа (конвекторы плинтусные - КП), разработанные Н.Е. Пашенко и Я.В. Кравцовым, состоящие из двух конструктивных элементов: газовой трубы условным диаметром 15 или 20 мм и замкнутого оребрения, изготавливаемого из листовой стали

толщиной 0,7 мм (рис. 1.2) [1, 37]. Плинтусные конвекторы имели длину элементов 0,75; 1,0; 1,25; 1,5 и 1,75 м.

Конвекторы комплектовались из отдельных секций по вертикали в одно-, двух- и трехрядные отопительные приборы. Замкнутая форма оребрения по сравнению с обычным обеспечивает более интенсивный теплообмен за счет повышенной скорости движения нагреваемого воздуха в каналах. Каждый ряд мог состоять из нескольких секций. Конвекторы размещались в один или несколько рядов по вертикали как показано на рисунке 1.3 [1].

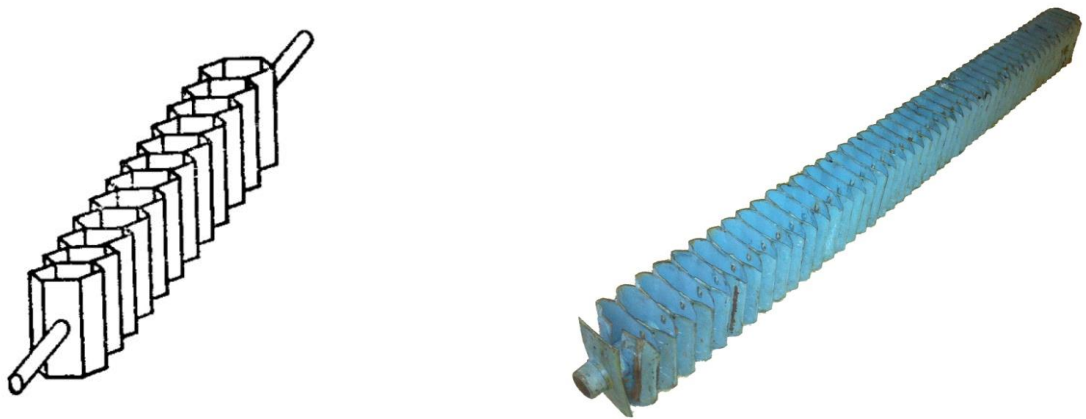


Рисунок 1.2 – Плинтусный конвектор с канальным оребрением типа КП

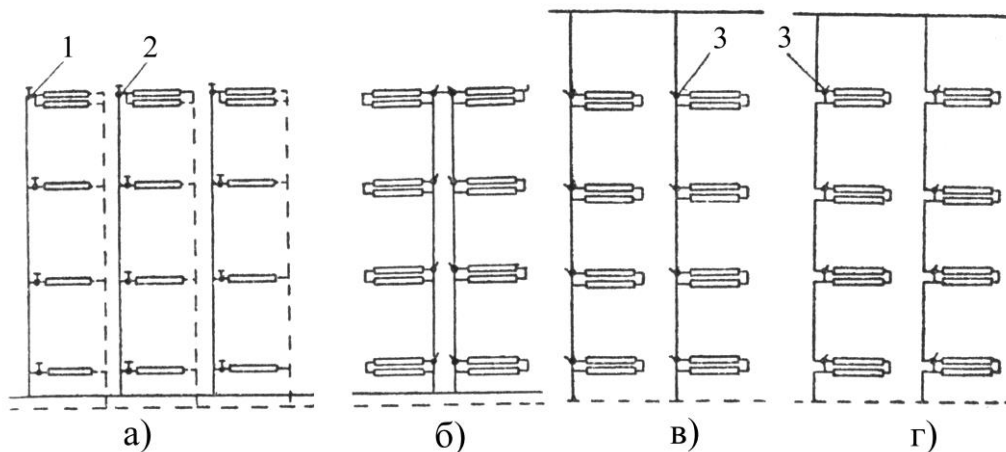


Рисунок 1.3 –Схемы стояков с установкой конвекторов плинтусного типа

а – двухтрубная схема с нижней разводкой; б – однотрубная схема с нижней разводкой; в – однотрубная схема с верхней разводкой с осевым замыкающим участком; г - однотрубная схема с верхней разводкой со смещенным замыкающим участком

1 – воздушный кран; 2 – кран двойной регулировки; 3 – трехходовой кран

Киевским научно-исследовательским институтом санитарной техники была разработана конструкция плинтусного прибора типа «Украина-2» (автор В.А. Березовский), представляющего собой ребристую трубу эллипсообразной формы, изготовленную из чугуна (рисунок 1.4).

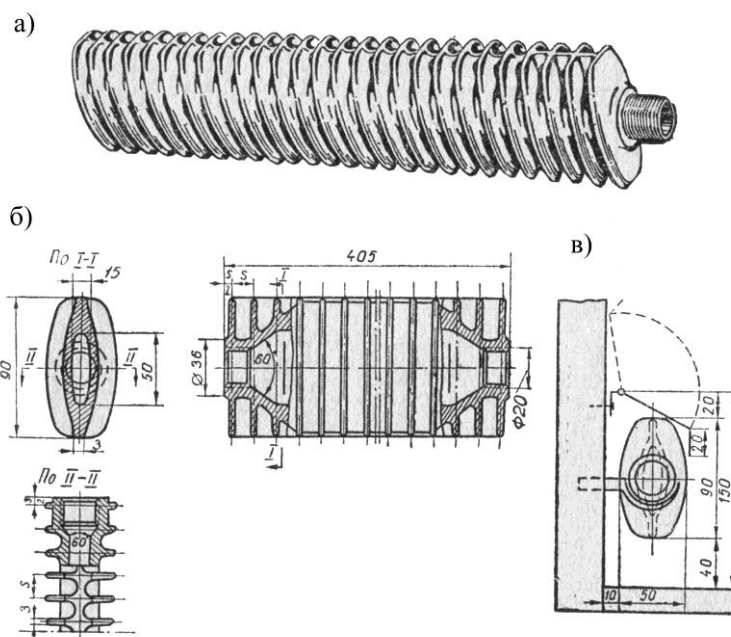


Рисунок 1.4 – Плинтусный отопительный прибор типа «Украина-2»

а – общий вид; б – конструкция прибора; в – схема установки прибора с регулирующим козырьком (клапаном)

Для местного регулирования теплового потока над прибором устанавливался поворотный клапан из листовой стали в виде козырька. Спереди прибор остается открытым, благодаря чему лучистый тепловой поток не снижается. При помощи такого клапана тепловой поток прибора регулируется в пределах 30%.

На рисунке 1.5 показана схема горизонтальной проточной системы плинтусного отопления [109].

Чугунные плинтусные конвекторы ЛТ-10 отливались в виде отдельных секций, соединяемых при сборке на фланцах. Общий вид и установка прибора ЛТ-10 у стены приведены на рисунке 1.6 [1]. Эти конвекторы по массе на 10-20% меньше чугунных радиаторов М-140-АО.

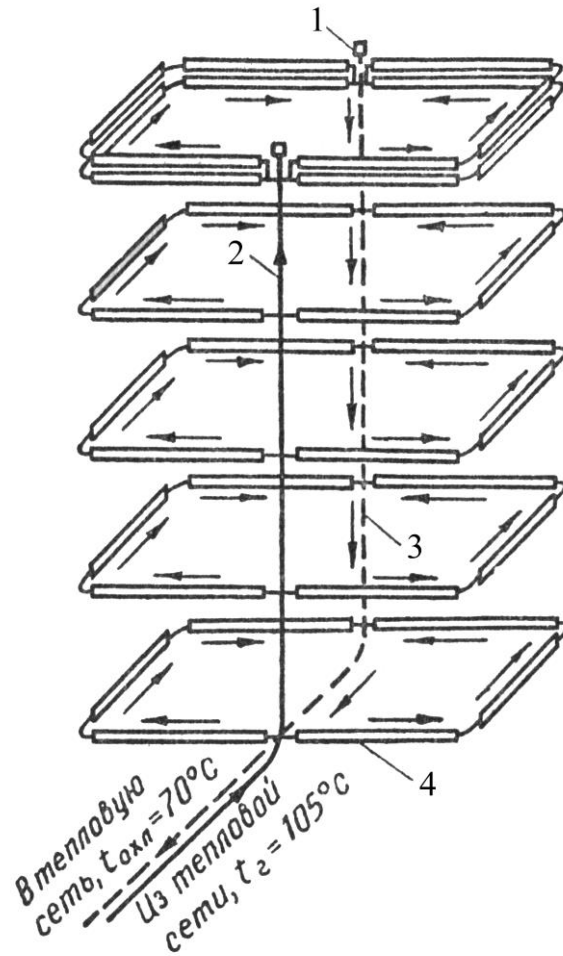


Рисунок 1.5 – Схема горизонтальной проточно-регулируемой системы плинтусного отопления
1 – воздухоотводчик; 2 – подающий стояк; 3 – обратный стояк; 4 – плинтусный отопительный прибор

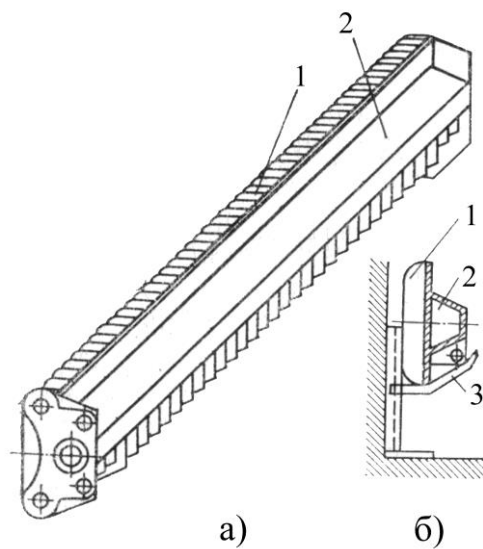


Рисунок 1.6 – Чугунный плинтусный конвектор ЛТ-10

а – общий вид; б – установка конвектора у стены

1 – ребра; 2 – канал для прохода теплоносителя; 3 – кронштейн

Современные отопительные приборы плинтусного водяного отопления выпускаются рядом отечественных и зарубежных производителей [47].

Плинтусные конвекторы «Mr. Tektum» (ООО «ТПК «Алден Групп», Россия), названные производителем «теплый плинтус» (рисунок 1.7) [22, 24, 50].

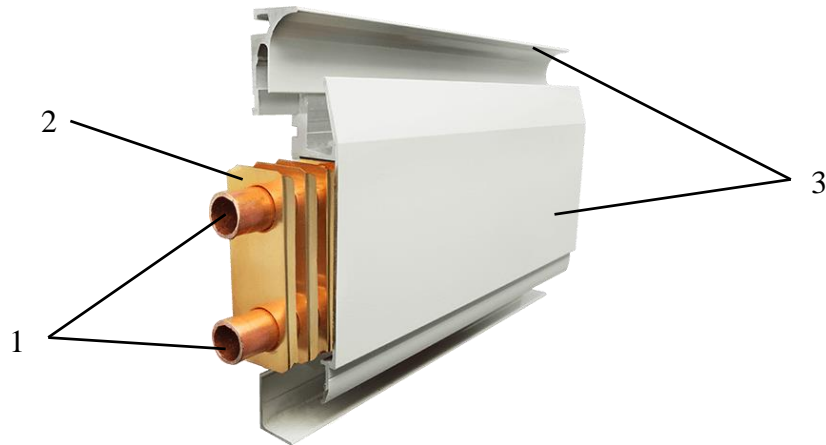


Рисунок 1.7 – Плинтусный конвектор «Mr. Tektum»

1 – медные трубки; 2 – латунные пластины; 3 – алюминиевая облицовка

Удельный тепловой поток при номинальных условиях – 218 Вт/м. Габаритные размеры «теплого плинтуса»: высота – 140 мм; глубина - 30 мм.

Плинтусный конвектор «Techno Board» (Компания «АЛЬЯНС-ТРЕЙД», Россия) (рисунок 1.8) [25, 28].

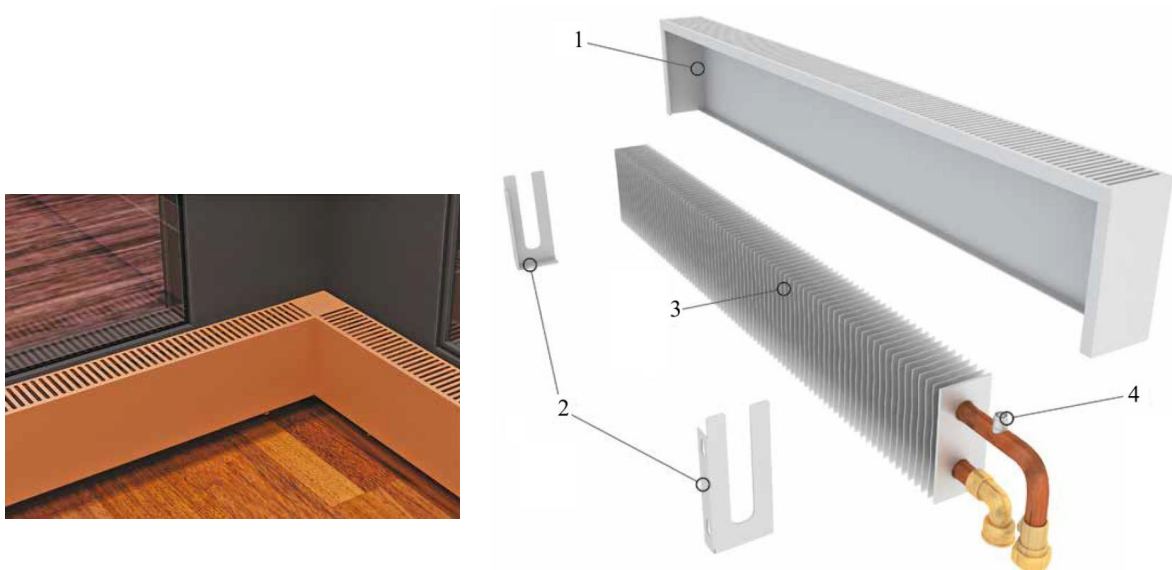


Рисунок 1.8 – Плинтусный конвектор «Techno Board»

1 – корпус конвектора; 2 – кронштейн; 3 – теплообменник; 4 - воздушоспускной клапан

Удельный тепловой поток при номинальных условиях – 700 Вт/м.
Габаритные размеры: высота – 120 мм; глубина - 60 мм.

Плинтусный конвектор ПЛК (АО «Фирма Изотерм», Россия) (рисунок 1.9) [27]. Удельный тепловой поток при номинальных условиях – 300 Вт/м. Габаритные размеры: высота – 135 мм; глубина - 36 мм. Детальная информация о конструкции конвектора приведена в разделе 4.



Рисунок 1.9 – Плинтусный конвектор ПЛК

Плинтусный конвектор «ТЕРМІЯ» КПНК (ОАО «Маяк», Украина) (рисунок 1.10) [55].

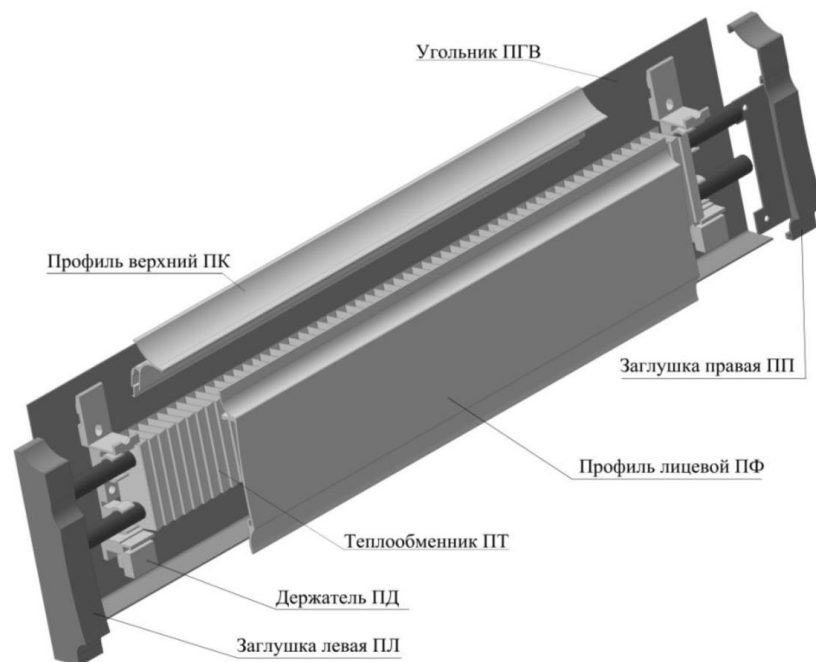


Рисунок 1.10 – Плинтусный конвектор «ТЕРМІЯ» КПНК

Удельный тепловой поток при номинальных условиях – 240 Вт/м.
Габаритные размеры: высота – 160 мм; глубина - 40 мм.

Плинтусный конвектор «Best Board» (фирма «Best Board», Австрия) (рисунок 1.11) [23, 75]. Удельный тепловой поток при номинальных условиях – 226 Вт/м. Габаритные размеры: высота – 137 мм; глубина - 28 мм. Дополнительная информация о конструкции конвектора приведена в разделе 2.



Рисунок 1.11 – Плинтусный конвектор «Best Board»

Плинтусный конвектор «Perfecta» (фирма «PERFECTA-Heizleisten», Германия) (рисунок 1.12) [111]. Габаритные размеры: 110x25 мм и 160x32 мм. Удельный тепловой поток при температурном напоре 55 °С – 223 и 297 Вт/м.



Рисунок 1.12 – Плинтусный конвектор «Perfecta»

Плинтусный конвектор «ThermaSkirt» (Discrete Heat Company Limited, Великобритания) (рисунок 1.13) [123]. Габаритные размеры: высота – от 115 до 210 мм; глубина - 20 мм. Удельный тепловой поток при температурном напоре 55 °С – от 143 до 215 Вт/м. Отличительной особенностью данной конструкции является отсутствие конвективных поверхностей нагрева; трубки для теплоносителя являются элементом плинтуса. Как следует из приведенной на рисунке 1.13 термограммы, полученной с помощью тепловизора, при установке конвектора нагревается поверхность стены, а также прилегающая поверхность пола помещения.

а)



б)



Рисунок 1.13 – Плинтусный конвектор «ThermaSkirt»

а – модели конвектора; б – термограмма плинтусного конвектора

Плинтусный конвектор «VARIOTHERM» (VARIOTHERM HEIZSYSTEME GMBH, Австрия) (рисунок 1.14) [98, 119].

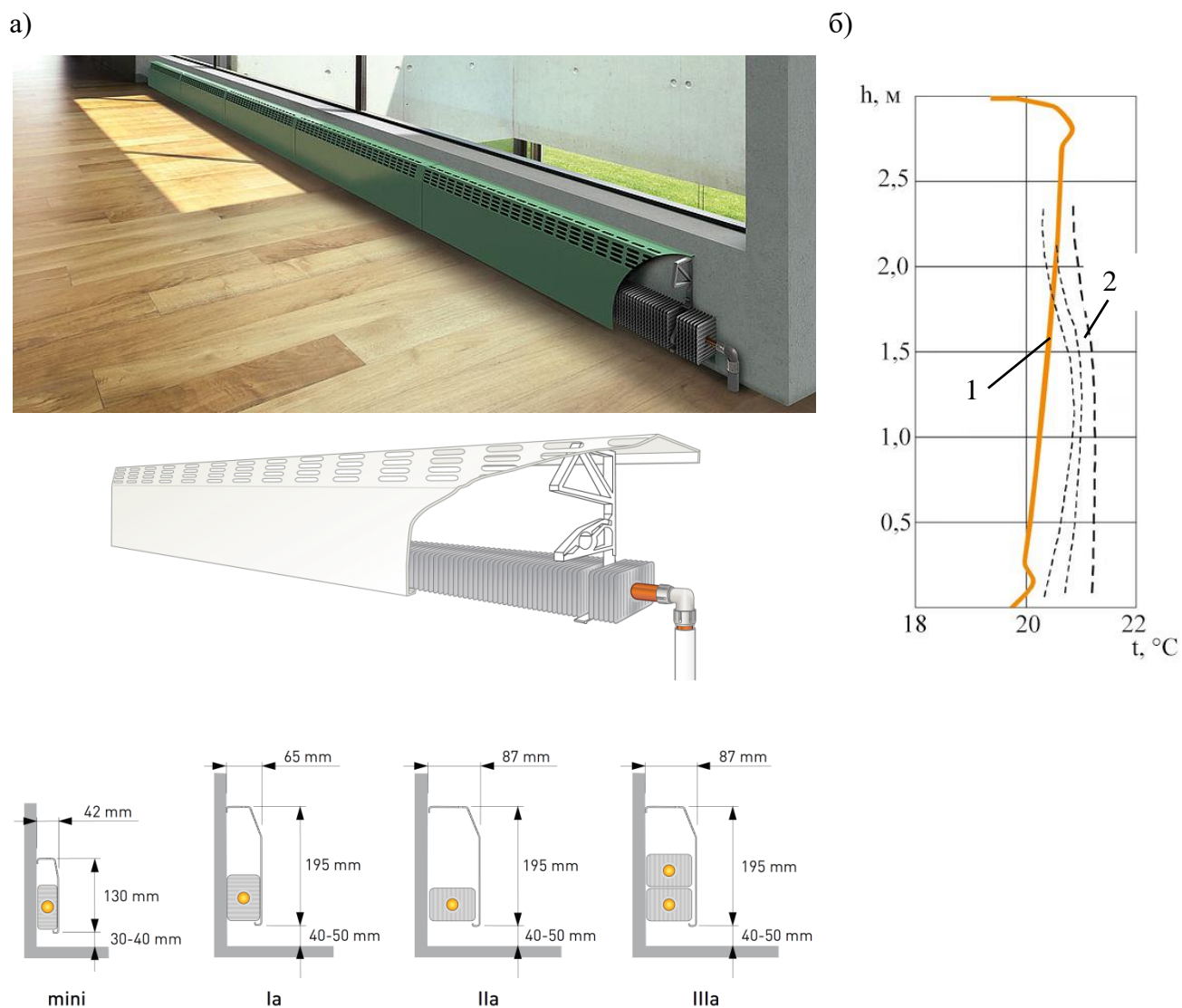


Рисунок 1.14 – Плинтусный конвектор «VARIOTHERM»

а – модели конвектора; б – изменение температуры по высоте помещения

1 – температура воздуха; 2 – радиационная температура

Радиационная температура в помещении (t_R , °C) за счет нагрева поверхности ограждений настилающимся конвективным потоком превышает температуру внутреннего воздуха (t_B , °C) (рисунок 1.14,б), соответственно, данную систему отопления можно отнести к радиационным системам ($t_R > t_B$, °C). Комфортные параметры достигаются в помещении при более низких «энергосберегающих»

температурах воздуха в помещении. Следует также отметить, что плинтусная система отопления обеспечивает равномерное распределение температуры воздуха по высоте помещения.

Характеристики рассмотренных современных конструкций конвекторов плинтусного типа сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Характеристики плинтусных конвекторов

Тип конвектора	Удельный тепловой поток, Вт/м	Размеры, мм		Примечания
		высота	глубина	
Конвектор «Mr. Tektum»	218*	140	30	Двухтрубный
Конвектор «Techno Board»	700*	120	60	Двухтрубный
Конвектор ПЛК	342*	135	36	Двухтрубный
Конвектор «ТЕРМЯ» КПК	240*	160	40	Двухтрубный
Конвектор «Best Board»	226	137	28	Двухтрубный
Конвектор «Perfecta»	223	110	25	Двухтрубный
	297	160	32	
Конвектор «ThermaSkirt»	143	115	20	Трубки – элемент корпуса
	25	210	20	
Конвектор «VARIOTHERM»:				
- mini;	141	130	42	Однотрубный
- Ia	235	195	65	Однотрубный
- IIa	316	195	87	Однотрубный
- IIIa	390	195	87	Двухтрубный

Примечание: * - удельный тепловой поток приведен при температурном напоре 70 °С; в остальных случаях – при температурном напоре 30 °С.

В [26] отмечаются такие преимущества применения плинтусных конвекторов:

- улучшение теплового режима помещений при размещении их в нижней зоне по длине окон и наружных стен;

- занимают мало места по глубине помещения.

Не рекомендуется применять их для отопления помещений с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями (в лечебных зданиях и детских учреждениях).

1.2 Тепловой комфорт в помещениях при применении систем плинтусного отопления

В [9] приводятся нормируемые значения температуры внутреннего воздуха и результирующей температуры помещения для холодного периода года, которые необходимо принимать при проектировании систем отопления. Нормы для обслуживаемой зоны (зоны обитания) жилых зданий приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Оптимальные и допустимые нормы температуры и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий

Параметры воздуха	Оптимальные нормы	Допустимые нормы
Температура воздуха, °С	20-22	18-24
Результирующая температура, °С	19-20	17-23
Скорость движения воздуха, м/с	не более 0,15	не более 0,2

Результирующая температура помещения, $t_{п}$, °С используется в качестве комплексного показателя и определяется по зависимостям [9]:

- при скорости движения воздуха до 0,2 м/с

$$t_{п} = (t_{в} + t_{R}) / 2, \text{ °С}; \quad (1.1)$$

- при скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с

$$t_{п} = 0,6t_{в} + 0,4t_{R}, \text{ °С} \quad (1.2)$$

где $t_{п}$ - результирующая температура помещения, °С;

$t_{в}$ - температура воздуха в помещении, °С;

t_R - радиационная температура помещения, °С.

Радиационная температура, °С, определяется по зависимости [7]

$$t_R = \sum t_i \varphi_{ч-i}, \quad (1.3)$$

где $\varphi_{ч-i}$ - коэффициенты облученности с поверхности человека в сторону окружающих его поверхностей, имеющих температуру t_i .

Приближенно значение t_R , °С, может быть определено как средневзвешенное значение

$$t_R = \frac{\sum F_i t_i}{\sum F_i}, \quad (1.4)$$

где F_i - площадь внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, м²;

t_i - температура внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, °С.

При использовании зависимости (1.4) не учитывается многократное отражение лучистых потоков от поверхностей. Погрешность такого пренебрежения обычно меньше 5%, что допустимо в практических расчетах [7].

В холодный период года связь между t_R и t_B , °С, для помещений жилых и общественных зданий выражается зависимостью [7]

$$t_R = 1,57t_{п} - 0,57t_{в} \pm 1,5. \quad (1.5)$$

Для холодного периода года условиям благоприятной эксплуатации помещений соответствуют следующие значения температуры помещения $t_{п}$ [7] (рисунок 1.15): при покое - 23 °С; при легкой работе - 21 °С; при работе средней степени тяжести - 18,5 °С; при тяжелой работе - 16 °С.

Согласно [11] тепловые условия для человека в помещении оцениваются с помощью двух основных параметров:

- PMV (Predicted Mean Vote) - прогнозируемая средняя оценка качества воздушной среды;

- PPD (Predicted Percentage Dissatisfied) - прогнозируемый процент недовольных температурой среды.

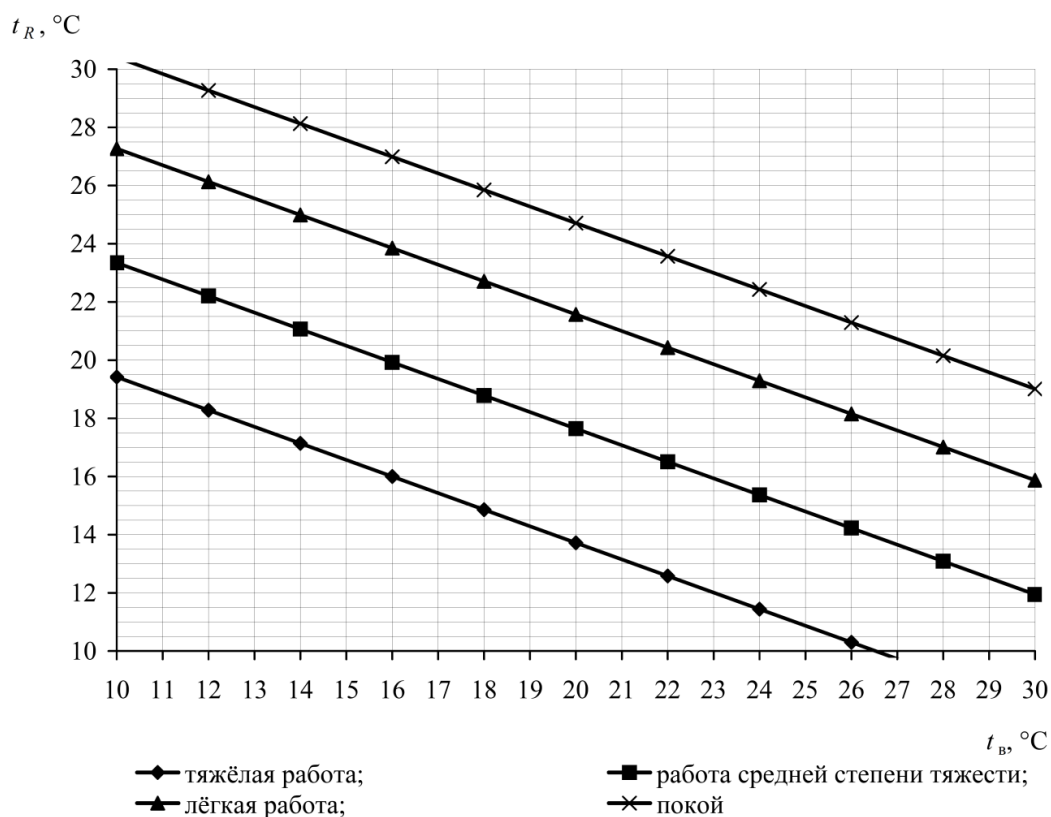


Рисунок 1.15 – Комфортные сочетания температуры внутреннего воздуха и радиационной температуры помещения

Показатель PMV оценивает влияние физической активности человека, одежды и параметров среды (температура воздуха, средняя радиационная температура, скорость движения и влажность воздуха).

Выполнен расчет показателей PMV и PPD для жилых зданий при следующих исходных данных:

- температура внутреннего воздуха – в диапазоне от 12 до 28 °C с интервалом 4 °C;

- средняя радиационная температура помещения – определялась по зависимости (1.5) для состояния покоя ($t_{п} = 23$ °C) в зависимости от температуры внутреннего воздуха;

- скорость движения воздуха [11] – 0,15 м/с;

- относительная влажность воздуха [11] – 30%;
- скорость обмена веществ – 65 Вт/м²;
- коэффициент изоляции одежды – 0,7 кло.

Как следует из приведенных в таблице 1.3 данных при проектировании отопления с использованием зависимости (1.1) в диапазоне температур внутреннего воздуха до 18 °С ($t_R = 25,85$ °С) процент недовольных тепловыми условиями в помещении будет более 20%.

Таблица 1.3 – Параметры тепловых условий для человека в жилом помещении при сочетаниях температуры внутреннего воздуха и радиационной температуры помещений, рассчитанных по зависимости (1.5)

Температура внутреннего воздуха, °С	Радиационная температура помещения, °С	PMV	PPD, %
12	29,27	-1,304	40,50
16	26,99	-0,982	25,35
20	24,71	-0,645	13,73
24	22,43	-0,293	6,78
28	20,15	0,076	5,12

По определению [9] к оптимальным относятся параметры микроклимата, которые создают ощущение комфорта не менее чем у 80% людей, находящихся в помещении. При нормируемой температуре внутреннего воздуха в жилых помещениях 20 °С [9, 64], значение радиационной температуры помещения должно быть не менее 23,15 °С (PMV=-0,84; PPD=20% - рисунки 1.16, 1.17), т.е. в помещениях жилых зданий оптимальные параметры микроклимата можно обеспечить только лучистой системой отопления.

Тепловые условия для человека делятся на три категории (А, В, С – рисунки 1.16, 1.17) в зависимости от температурных ощущений тела в целом (параметры PMV, PPD) и локального дискомфорта [1]. К показателям локального дискомфорта относятся:

- DR (Draft Risk – риск сквозняка) – прогнозируемый процент людей недовольных наличием сквозняка;

- PD (Percentage Dissatisfied - процент недовольных), вызванный разницей температуры воздуха по вертикали, %;

- PD, вызванный теплым или холодным полом, %;

- PD, вызванный асимметрией теплового излучения, %.

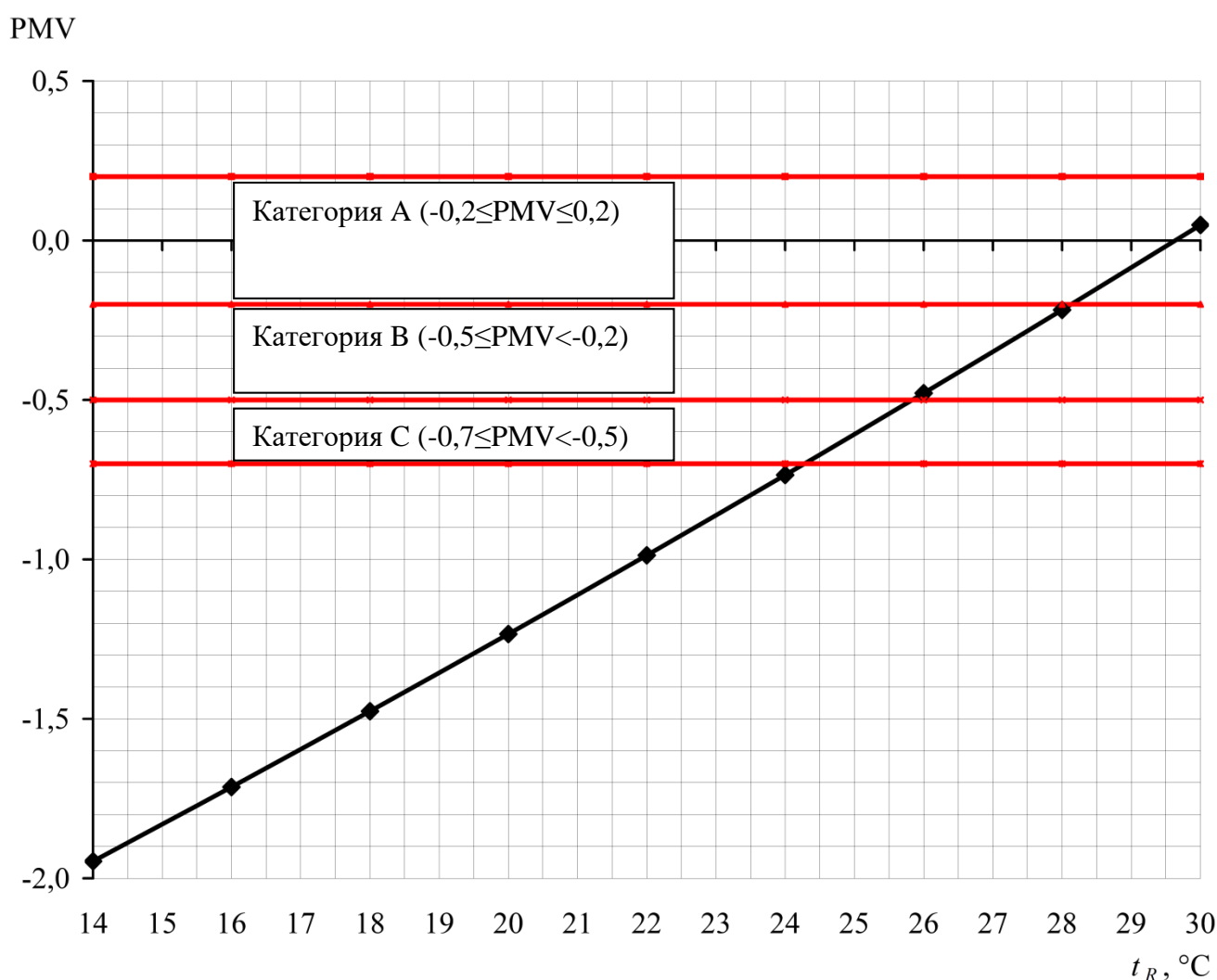


Рисунок 1.16 – Прогнозируемая средняя оценка качества воздушной среды в жилых помещениях при температуре внутреннего воздуха 20 °C

Важный вывод, который можно сделать из вышеприведенных зависимостей и выполненного анализа, - состоянием тепловой среды в помещении можно управлять, изменяя не только температуру воздуха в помещении, но и

радиационную температуру помещения. Применение водяного плинтусного отопления позволяет повысить радиационную температуру в помещении.

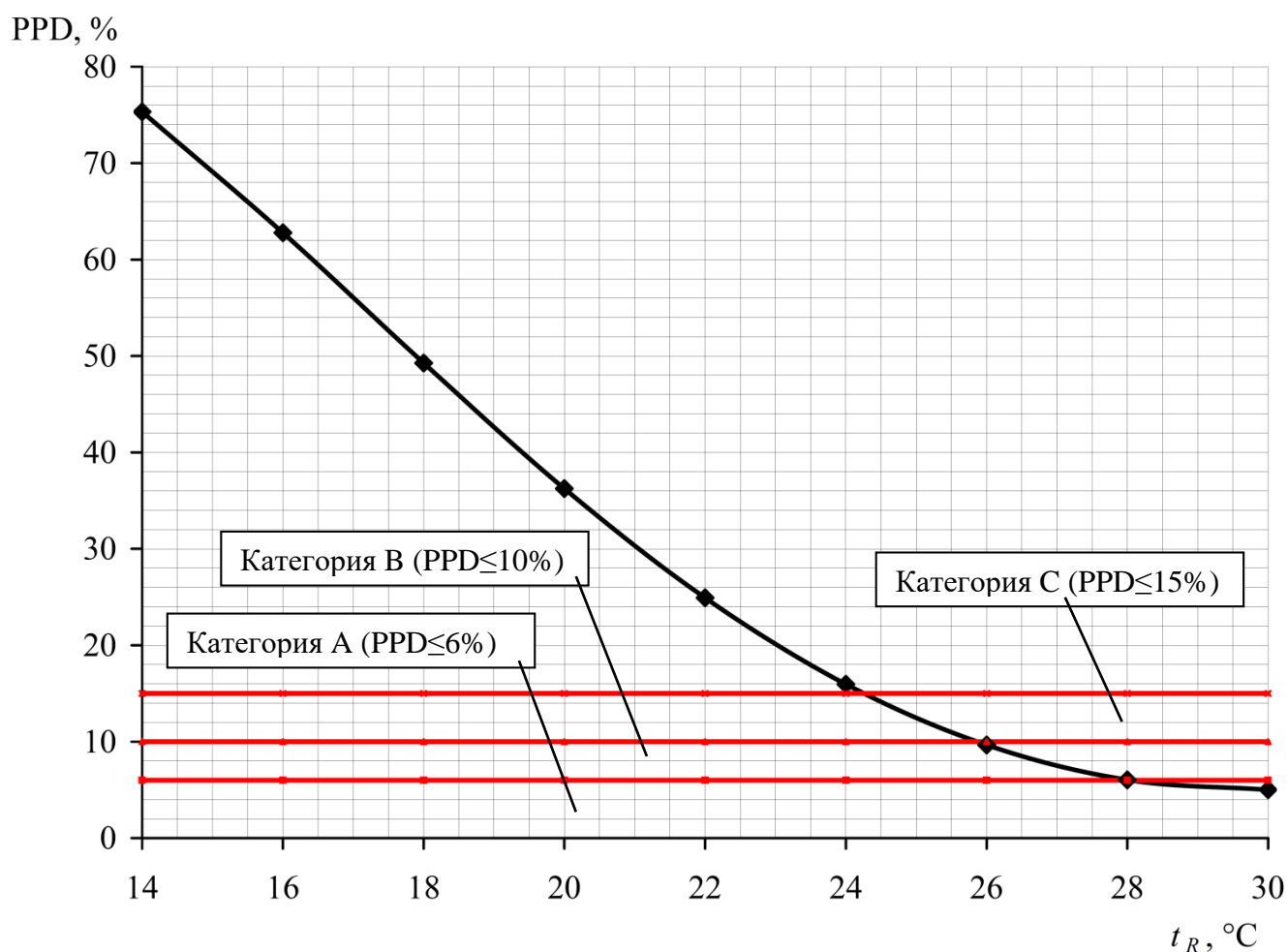


Рисунок 1.17 – Прогнозируемый процент недовольных температурой среды в жилых помещениях при температуре внутреннего воздуха 20 °C

Следует отметить, что параметры внутреннего воздуха нормируются только для обслуживаемой зоны помещения (рисунок 1.18) [9].

В качестве обслуживаемой зоны помещения принимается пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными полу и стенам: на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола (но не ближе чем 1 м от потолка при потолочном отоплении), на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов.

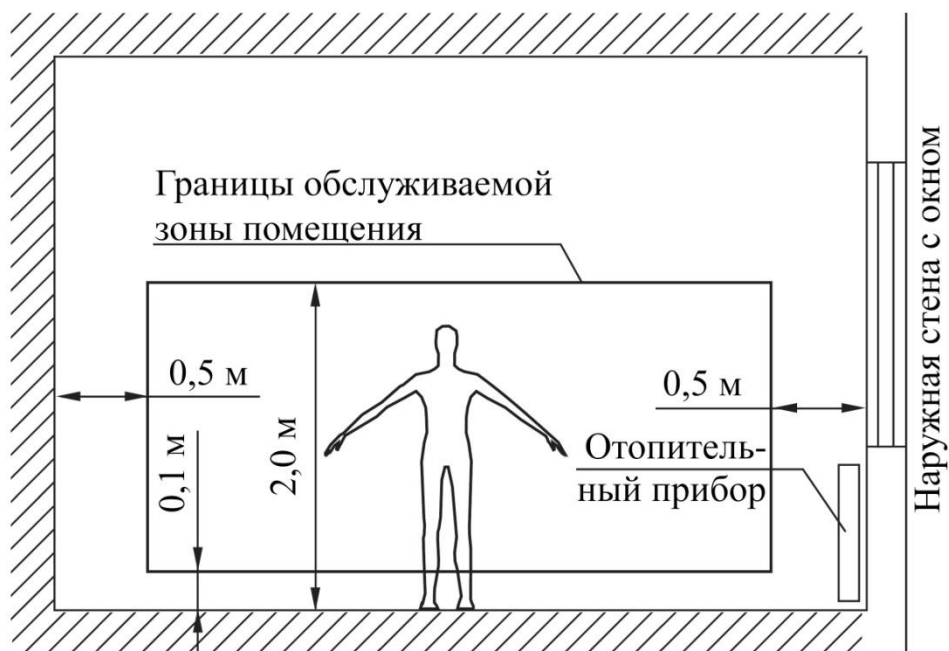


Рисунок 1.18 - Обслуживаемая зона помещения

1.3 Анализ результатов исследований систем плинтусного отопления

Описание различных систем отопления и условий их применения приведены в работах Каменева П.Н., Богословского В.Н., Сканави А.Н. [6, 26], Гусева В.М. [15] и других исследователей.

Зарубежные ученые Chen Q. [85, 86], Peng S., Peterson F. [110], Elmualim A.A., Awbi H.B. [92], Juusela M.A. [99], Molin F, Holmberg S. [104], Omori T., Tanabe S., Akimoto T. [109], McQuiston C.F, Parker D.J, Spitler D. [103] также проводили сравнение работы различных систем отопления.

Результаты исследования работы системы плинтусного отопления приводятся в работах [69-73, 86, 95-97, 113-117, 121, 122, 126]. Инструментом исследования являлся гидродинамический вычислительный комплекс CFD (Computational Fluid Dynamics), который используется для численного моделирования процессов, связанных с потоками и тепловыми процессами.

В работе [109] выполнена модель офисного помещения с одной наружной стеной и двумя окнами (рисунок 1.19). Тепловые потери через остальные

ограждения отсутствовали. Для отопления были использованы «теплые плинтусы» высотой 150 мм, размещенные по всем ограждающим конструкциям помещения.

Приточный вентиляционный воздух с температурой плюс 18 °С подавался через диффузор, расположенный в центре потолка. Расход приточного воздуха – 72 м³/ч; кратность воздухообмена – 1,37 ч⁻¹. Вытяжное отверстие располагалось напротив наружной стены.

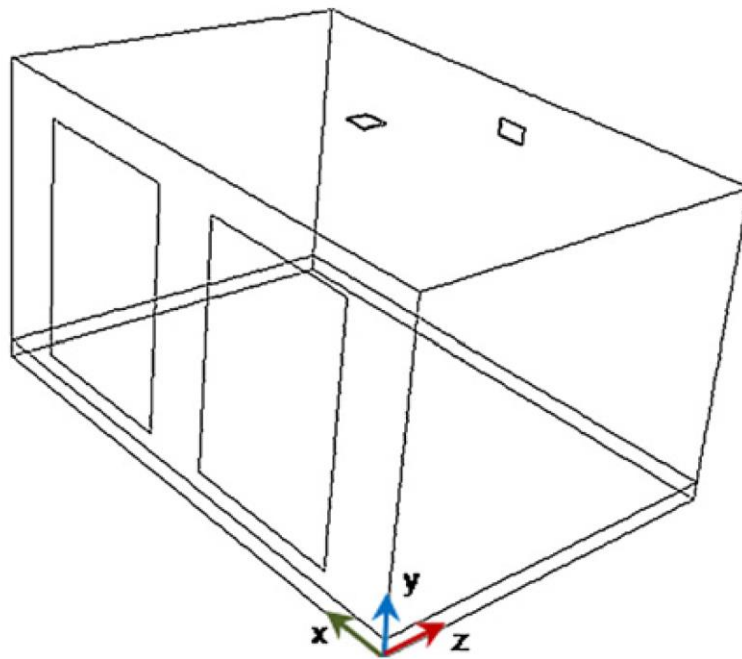


Рисунок 1.19 – Модель помещения [109]

Исследованы три варианта исполнения плинтусных систем отопления:

- вариант 1 – плинтусные отопительные приборы размещены вдоль наружной стены и трех внутренних стен; температура теплоносителя на входе в прибор – 40 °С;
- вариант 2 – плинтусные отопительные приборы размещены вдоль наружной стены и двух внутренних стен; температура теплоносителя на входе в прибор – 45 °С;
- вариант 3 – плинтусные отопительные приборы размещены вдоль наружной и одной внутренней стен; температура теплоносителя на входе в прибор – 55 °С.

В каждом случае тепловая мощность плинтуса была настроена таким образом, чтобы компенсировать потери теплоты помещением и поддерживать температуру воздуха в нем около 22 °С. Величина теплового потока через наружные ограждения была одинаковой для всех трех случаев.

Результаты, полученные в работе [117], частично приведены в таблице 1.4 и на рисунке 1.20.

Таблица 1.4 – Размеры помещения и положение окон, плинтуса, приточного диффузора и вытяжной решетки

Вариант расчета	Средняя температура поверхности ограждения, °С						Результующая температура помещения, °С
	пол	потолок	наружная стена	стена, противоположная наружной	левая стена	правая стена	
1	21,9	21,9	21,4	22,5	22,3	22,1	22,0
2	22,9	22,0	21,3	22,1	22,2	22,2	22,1
3	23,1	22,0	21,3	22,0	22,7	22,0	22,3

Основные выводы по выполненным работам:

- плинтусные отопительные приборы, установленные вдоль двух, трех или четырех стен, способны компенсировать тепловые потери через ограждающие конструкции;

- вертикальное и горизонтальное распределение температуры воздуха в помещении во всех случаях было равномерным.

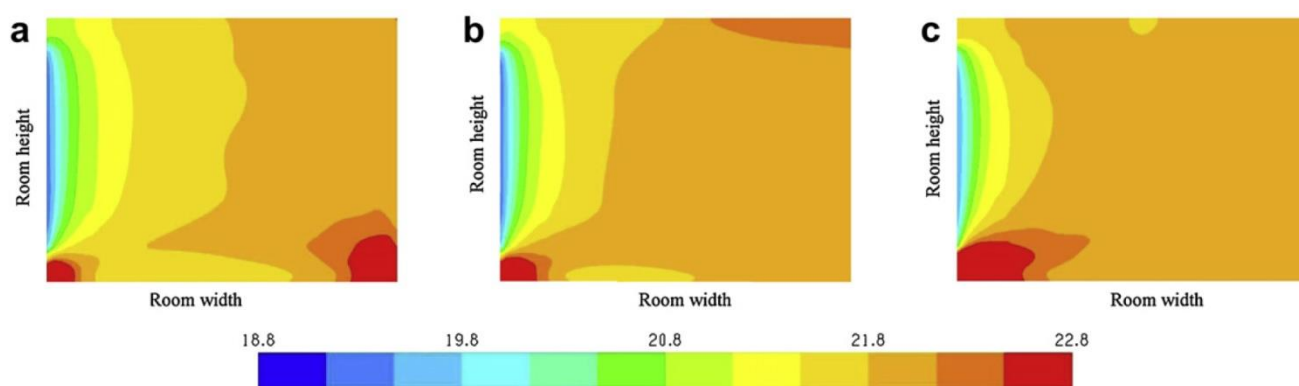
- температура внутренних стен также была постоянной. Разность температур поверхностей остекления и противоположной стены составляла около 4,0 °С для всех трех вариантов обогрева плинтусов;

- наиболее равномерное распределение температуры внутри помещения наблюдалось в том случае, когда обогреваемые плинтусы устанавливались вдоль трех стен;

- при температуре теплоносителя, подаваемого на вход в отопительный прибор, 40 и 45 °С не локализуются ниспадающие от остеклённых поверхностей высотой 2,0 м холодные потоки воздуха на уровне пола. Дискомфортная область от сквозняка в обслуживаемой зоне для этих двух случаев составляла около или более 15%;

- плинтусные отопительные приборы с температурой теплоносителя на входе 55 °С локализуют ниспадающие потоки воздуха и доля людей, ощущающих сквозняк на высоте 0,1 м над полом, была низкой.

а)



б)

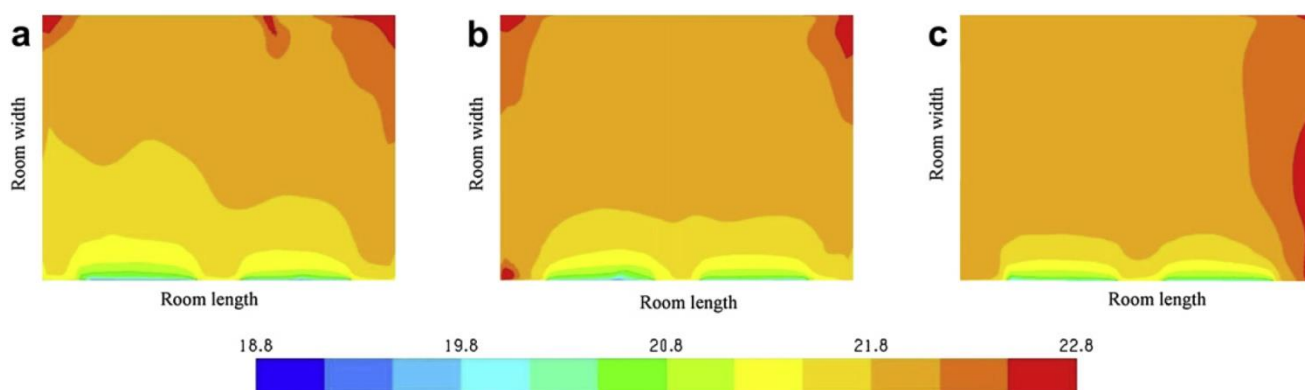


Рисунок 1.20 – Поля температур в помещении [109]

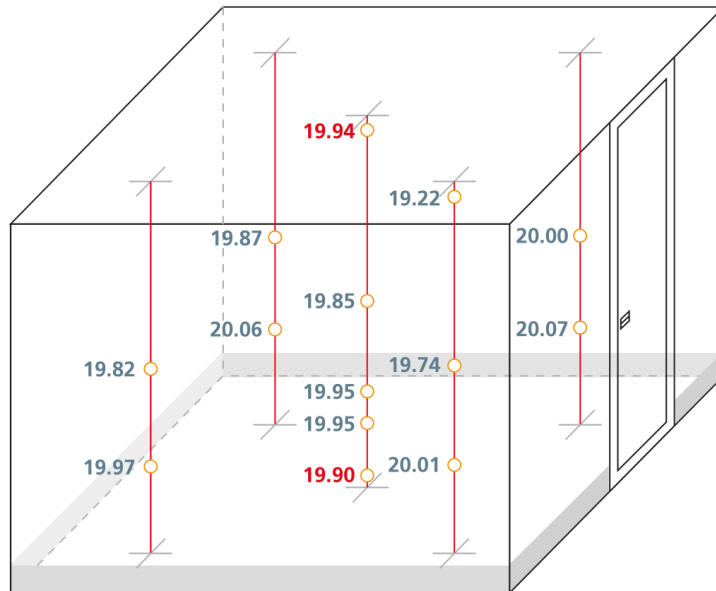
а – в вертикальном сечении по центру остекления; б – в горизонтальном сечении на высоте 1,1 м от уровня пола

а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

В [116] приводятся распределение температур по объему испытательной камеры, соответствующей требованиям EN 442 [88-90] при испытании плинтусной

системы отопления, а также данные по распределению температуры по высоте помещений с различными системами отопления (рисунок 1.21).

а) данные испытаний плинтусной системы отопления в испытательной камере



б) сравнение распределения температур по высоте помещения

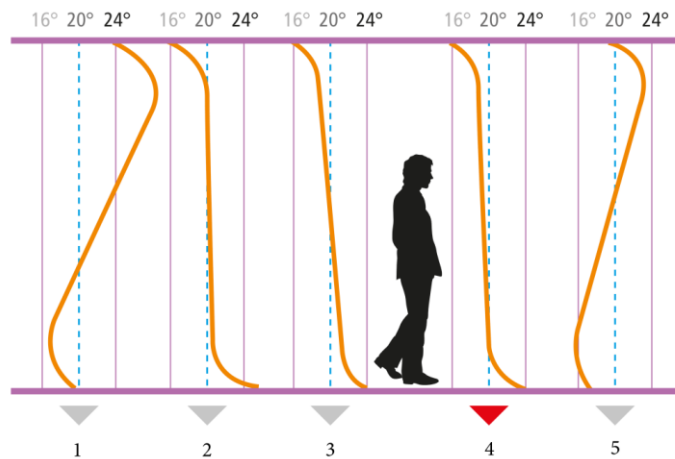


Рисунок 1.21 – Распределение температур в помещении

а – в вертикальном сечении по центру остекления; б – в горизонтальном сечении на высоте 1,1 м от уровня пола

1 – воздушная система отопления; 2 – система отопления «теплый пол»; 3 – идеальное распределение температур; 4 – плинтусная система отопления; 5 – радиаторная система отопления

Приведенные данные наглядно демонстрируют равномерное распределение температур по высоте помещений от пола до потолка при плинтусной системе отопления.

Более детальные исследования систем плинтусного отопления с разработкой рекомендаций по их проектированию не выполнялись. Производители отопительных приборов, как правило, приводят только значения номинального теплового потока (при стандартных условиях испытаний) без рекомендаций по их подбору и установке в зависимости от конкретных условий применения.

1.4 Методы определения номинального теплового потока отопительных приборов

1.4.1 Испытание отопительных приборов по ГОСТ Р 53583-2009

Целью испытаний является определение значения номинального теплового потока и зависимостей теплового потока от расхода теплоносителя, температурного напора и схем движения теплоносителя в отопительном приборе [10, 12, 42, 60, 61].

Номинальный тепловой поток, Q_0 , Вт, определяется при нормальных условиях [12]:

- разность между средней температурой воды в приборе и температурой воздуха в испытательной камере (температурный напор) - $\theta_0 = 70$ °С;

- расход воды через отопительный прибор - $G_0 = 0,1$ кг/с;

- атмосферное давление - $B = 1013,3$ гПа;

- движение воды в отопительном приборе по схеме «сверху-вниз».

Зависимость теплового потока отопительного прибора от расхода теплоносителя и температурного напора определяется по следующему выражению

$$Q = Q_0 \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^n \left(\frac{G}{G_0} \right)^m, \text{ Вт}, \quad (1.6)$$

или

$$Q = Q_0 \left(\frac{\theta}{70} \right)^n \left(\frac{G}{0,1} \right)^m, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

где Q - тепловой поток отопительного прибора, Вт;

θ - температурный напор, °С;

G - расход теплоносителя, кг/с;

n , m - численные значения показателей степени, определяемые при испытаниях отопительного прибора.

Испытания проводятся с использованием следующего оборудования: испытательная камера (закрытая, невентилируемая, оснащенная водоохлаждаемыми внутренними поверхностями стенок, которые обеспечивают заданные температурные условия вне зависимости от места нахождения камеры), в которую помещается тестируемый отопительный прибор; устройства для охлаждения и циркуляции охлаждающей воды; контура теплоносителя, для обеспечения питания испытываемого отопительного прибора; измерительное и контрольное оборудование [12].

Испытательная камера (рисунок 1.22) располагается в отапливаемом помещении. Все стенки камеры имеют одинаковую конструкцию и состоят из трех слоев: водоохлаждаемой панели, теплоизоляции и наружной обшивки, в качестве которой можно применять любой плотный и прочный листовый материал (например, сталь). Камера собирается из панелей таким образом, чтобы конструкция обеспечивала необходимую плотность и исключала неконтролируемую инфильтрацию воздуха, а также была самонесущей, не имела «мостиков холода» между наружными и внутренними стенками. Отверстия для водяных и электрических коммуникаций снабжают уплотнительными устройствами. Внутренняя поверхность стенок должна быть гладкой; покрывается защитным матовым покрытием с коэффициентом излучения не менее 0,9. Размеры испытательной камеры соответствуют следующим данным [12]: длина (3,4±0,6) м; ширина (3,4±0,6) м; высота (2,8±0,3) м.

По ГОСТ [12] в камере должна поддерживаться температура воздуха $(20 \pm 1,5)$ °С. Разность температур воздуха в камере и средней температуры внутренней поверхности каждого из охлаждаемых ограждений не должна быть более 4 °С.

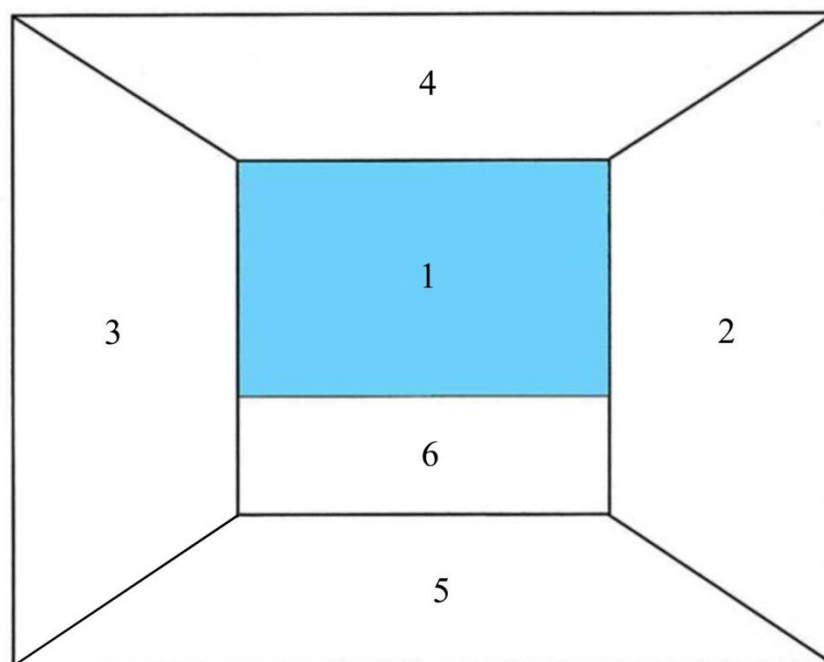


Рисунок 1.22 – Испытательная камера по ГОСТ Р 53583-2009 [12]

1 – стена, у которой устанавливается отопительный прибор; 2 – стена правая; 3 – стена левая; 4 – потолок; 5 – пол; 6 – участок с тепловой изоляцией

Система охлаждения внутренних поверхностей должна обеспечивать возможность поддержания стационарной температуры в камере при теплоступлениях до 2 кВт. Номинальный тепловой поток испытываемых отопительных приборов должен быть в диапазоне 800-1200 Вт.

Гидравлическая схема обеспечивает отдельное регулирование расхода охлаждающей воды по стенам камеры.

При «водяном методе» определения номинального теплового потока отопительного прибора расчет теплового потока производится по зависимости

$$Q_{изм} = G_{изм} (i_1 - i_2), \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

где $Q_{изм}$ - измеренный тепловой поток испытуемого отопительного прибора, Вт;

$G_{изм}$ - измеренный расход теплоносителя, кг/с;

i_1 - энтальпия воды на входе в отопительный прибор при температуре на входе t_1 , кДж/кг;

i_2 - энтальпия воды на выходе из отопительного прибора при температуре на выходе t_2 , кДж/кг.

Энтальпия воды определяется по таблицам термодинамических свойств воды при давлении 120 кПа.

Температура воздуха в камере измеряется в двух точках на центральной вертикальной оси камеры на расстоянии 0,05 ($t_{0,05}$, °C) и 1,5 м ($t_{1,5}$, °C) от пола.

Для определения номинального теплового потока отопительного прибора проводят не менее трех испытаний при температурном напоре от 35 до 75 °C и постоянном расходе воды, равном 0,1 кг/с (360 кг/ч).

Испытания проводятся без охлаждения пола и стены камеры, противоположной отопительному прибору. Стена, у которой расположен испытуемый отопительный прибор, должна быть отключена от системы охлаждения, а панели охлаждения - опорожнены. Допускается охлаждать эту стену в случае, если участок стены за радиатором утеплен по всей длине стены на высоту $(1 \pm 0,05)$ м и имеет термическое сопротивление утепляющего слоя не менее 2 ($\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$.

Для установления зависимости теплового потока от расхода теплоносителя проводят испытания при 3-5 значениях расхода в диапазоне от 0,01 до 0,15 кг/с (от 36 до 540 кг/ч).

1.4.2 Испытание отопительных приборов по EN 442-2-2015

Габариты камеры по нормам [81-83] равны: длина: $(4 \pm 0,02)$ м; ширина: $(4 \pm 0,02)$ м; высота: $(3 \pm 0,02)$ м.

Камера для испытаний отопительных приборов имеют конструкцию стенок, пола и потолка, состоящую из водоохлаждаемых панелей с гладкой внутренней

поверхностью, тепловой изоляции толщиной 80 мм и наружного стального листа (рисунок 1.23).

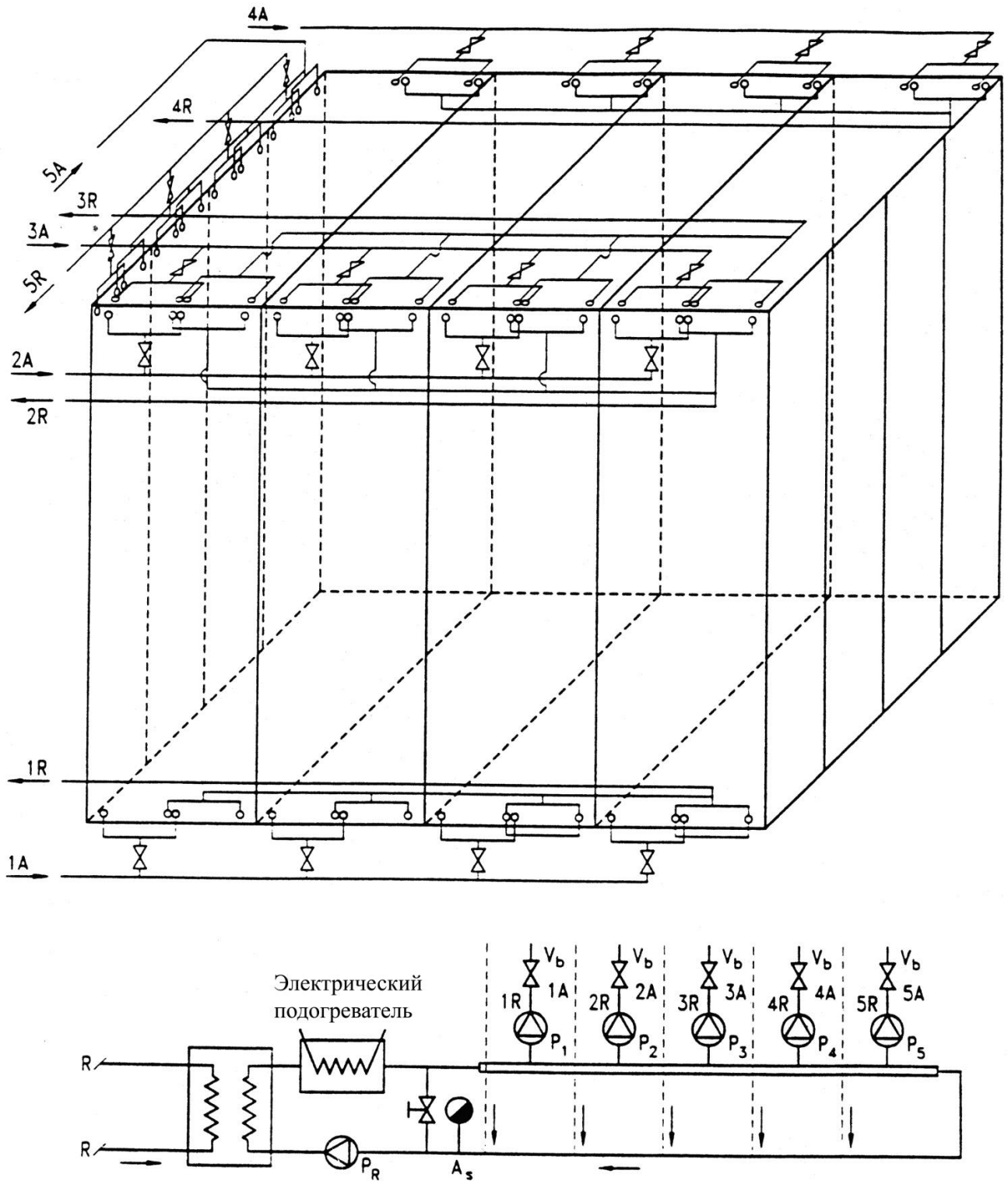


Рисунок 1.23 – Схема холодоснабжения ограждений камеры

Термическое сопротивление ограждающих конструкций камеры должно быть не менее $2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Внутренние поверхности покрыты матовой краской с коэффициентом излучения не менее $0,9$.

Охлаждаются все ограждения камеры за исключением стенки, на которой размещается отопительный прибор (рисунки 1.23, 1.24). Температура охлаждаемых ограждений поддерживается постоянной с отклонением не более $\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

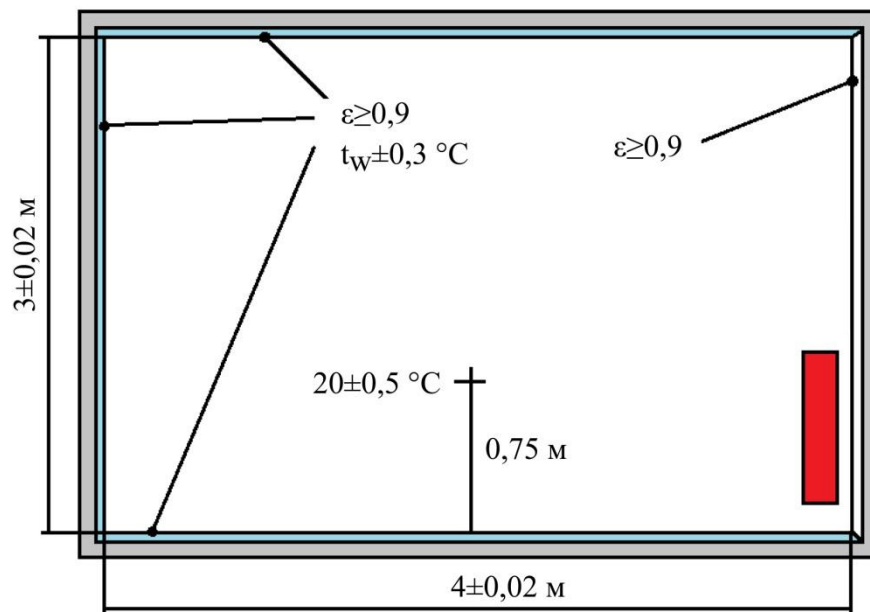


Рисунок 1.24 – Испытательная камера по EN 442-2-2015 [88]

Во время испытаний средняя температура охлаждаемых внутренних поверхностей регулируется таким образом, чтобы температура воздуха в камере находилась в диапазоне $(20 \pm 0,5) \text{ }^\circ\text{C}$. Температура воздуха измеряется на высоте $0,75 \text{ м}$ от уровня пола камеры.

1.4.3 Численное моделирование тепловых испытаний отопительных приборов

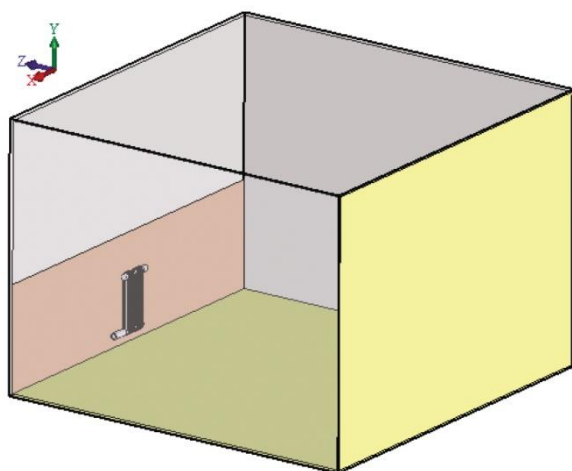
В работах [3, 4] приведено решение задачи определения номинального теплового потока радиатора (секции радиатора) при нормальных по [12] условиях путем имитации теплового испытания радиатора. Анализ процессов теплопередачи

выполнен посредством программы COSMOSFloWorks (SolidWorks Flow Simulation) [3, 4]. Численная модель разработана в соответствии с требованиями «Методики» [38].

Геометрическая модель камеры показана на рисунке 1.25. При разработке модели в нижней части по центру задней стенки предусмотрено фиктивное отверстие для имитации негерметичности камеры, выполняющее роль «стока» при нагревании воздуха в камере.

В силу демонстрационного характера расчета [3, 4] автор не ставил целью абсолютно точное соблюдение методики и в связи с лимитированными вычислительными ресурсами в модели рассмотрены только две секции радиатора. При этом модель радиатора построена без каких-либо упрощений. По результатам моделирования тепловой поток для двух секций равен 312 Вт, а для одной, соответственно, 156 Вт. Отмечено, что «эта величина хорошо согласуется с известными экспериментальными результатами».

а) вид передней стенки



б) вид задней стенки

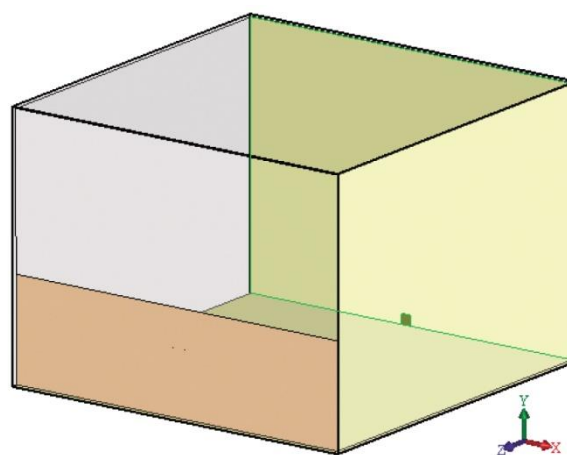
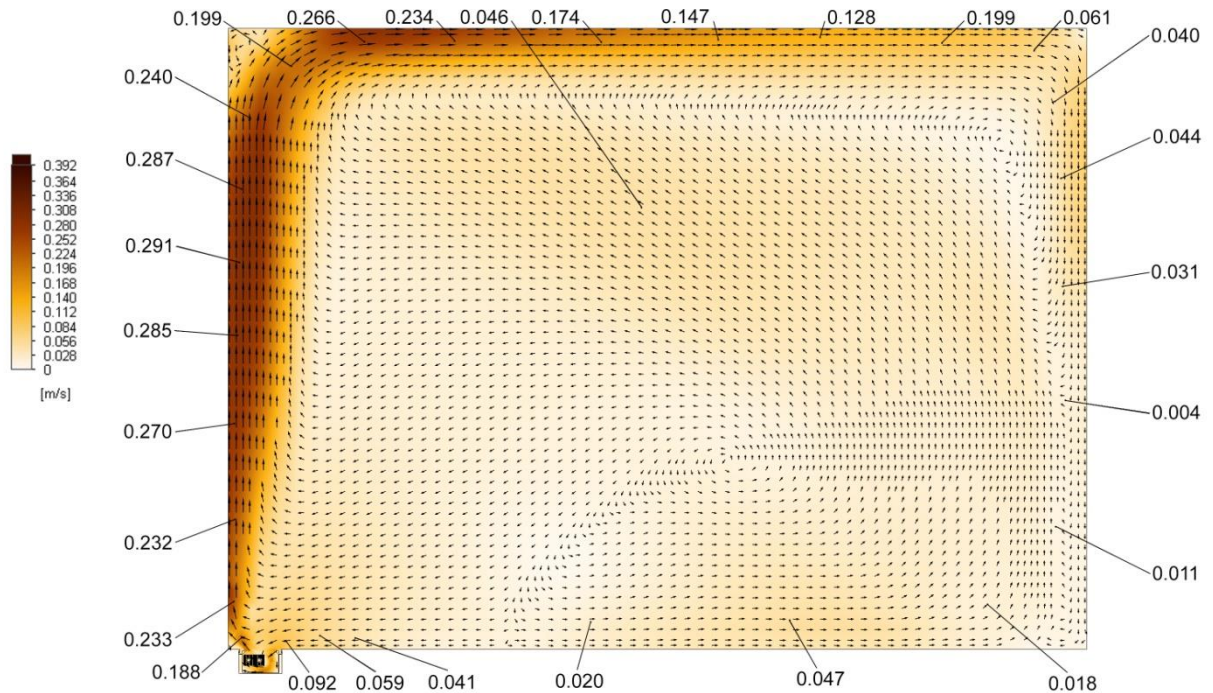


Рисунок 1.25 - Геометрическая модель испытательной камеры [3]

В статьях [52, 118] рассматриваются результаты численного моделирования тепловых испытаний внутрипольного конвектора с естественной конвекцией «Гольфстрим» КРК 20.11.150 (производитель – АО «Фирма Изотерм») на базе программного пакета FloEFD (рисунок 1.26).

Испытательная камера выполнена по DIN EN 16430-2 [88]. Результаты математического моделирования сопоставлены с данными, полученными в испытательной лаборатории института HLK Stuttgart (Германия). Тепловой поток отопительного прибора при моделировании отличается от данных испытаний конвектора на испытательном стенде на 4,9%.

а) скоростные поля



б) температурные поля

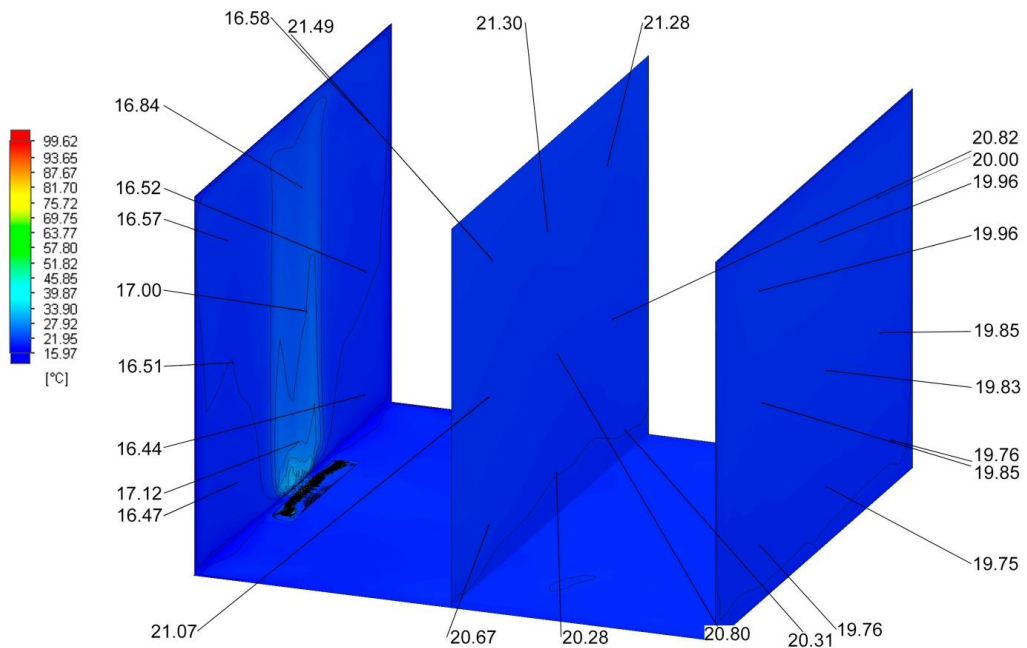


Рисунок 1.26 - Скоростные и температурные поля в камере

В работах [52, 118] сделан вывод о возможности использования имитации тепловых испытаний (виртуальных испытаний) отопительных приборов с помощью современных программных средств CFD-моделирования (Computational Fluid Dynamics modeling) для получения характеристик отопительных приборов и определения условий их применения. Виртуальные испытания отопительных приборов позволяют уменьшить общее количество испытаний в специализированных лабораториях, сократив, таким образом, затраты финансовых и временных ресурсов.

1.5 Выводы по первому разделу

На основе анализа литературных данных, рассмотренных в данном разделе, можно сделать следующие выводы.

1. Системы водяного плинтусного отопления рекомендуется применять в жилых и общественных зданиях. Плинтусные конвекторы позволяют осуществлять периметральное отопление помещений с низким подоконником или остеклением до пола.

2. Применение плинтусного отопления позволяет повысить радиационную температуру в помещении, снизить температуру воздуха в помещении без снижения комфортности, а также обеспечить равномерное распределение температур по высоте (перепад температур по высоте составляет - $1 \div 1,5$ °С) и площади помещений. При применении плинтусных конвекторов улучшается прогрев нижней зоны помещения.

3. Анализ тепловых условий для человека в помещении с помощью параметров PMV (прогнозируемая средняя оценка качества воздушной среды - Predicted Mean Vote) и PPD (прогнозируемый процент недовольных температурой среды - Predicted Percentage Dissatisfied) показал, что в помещениях жилых зданий оптимальные параметры микроклимата можно обеспечить только лучистой системой отопления.

4. Отсутствуют данные исследований систем плинтусного отопления для помещений жилых зданий с использованием систем естественной вентиляции для притока воздуха.

5. Установлена целесообразность проведения исследований плинтусных отопительных приборов с помощью современных программных средств CFD-моделирования (Computational Fluid Dynamics modeling).

6. Основные задачи, которые необходимо решить при проведении исследований:

- разработать численные модели отопительного прибора и помещения для исследования процессов теплообмена и аэродинамики воздушных потоков в жилых помещениях с плинтусным отопительным прибором конвекторного типа;

- выполнить экспериментальные исследования системы водяного отопления с плинтусными отопительными приборами конвекторного типа;

- разработать численную модель испытательной камеры для исследования в ней работы отопительного прибора плинтусного типа;

- выполнить экспериментальные исследования плинтусного отопительного прибора конвекторного типа для выявления особенностей их применения;

- выполнить экспериментальные исследования теплового режима отапливаемых жилых помещений с системами естественной вентиляции для притока воздуха и плинтусными системами водяного отопления;

- разработать рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления для помещений жилых и общественных зданий.

2 Экспериментальные исследования системы водяного плинтусного отопления

2.1 Лабораторные исследования системы водяного плинтусного отопления

2.1.1 Экспериментальная лабораторная установка и методика исследований

Для исследований принят плинтусный отопительный прибор типа «Best Board» конвекторного типа высотой 140 мм и шириной 30 мм (рисунок 2.1).

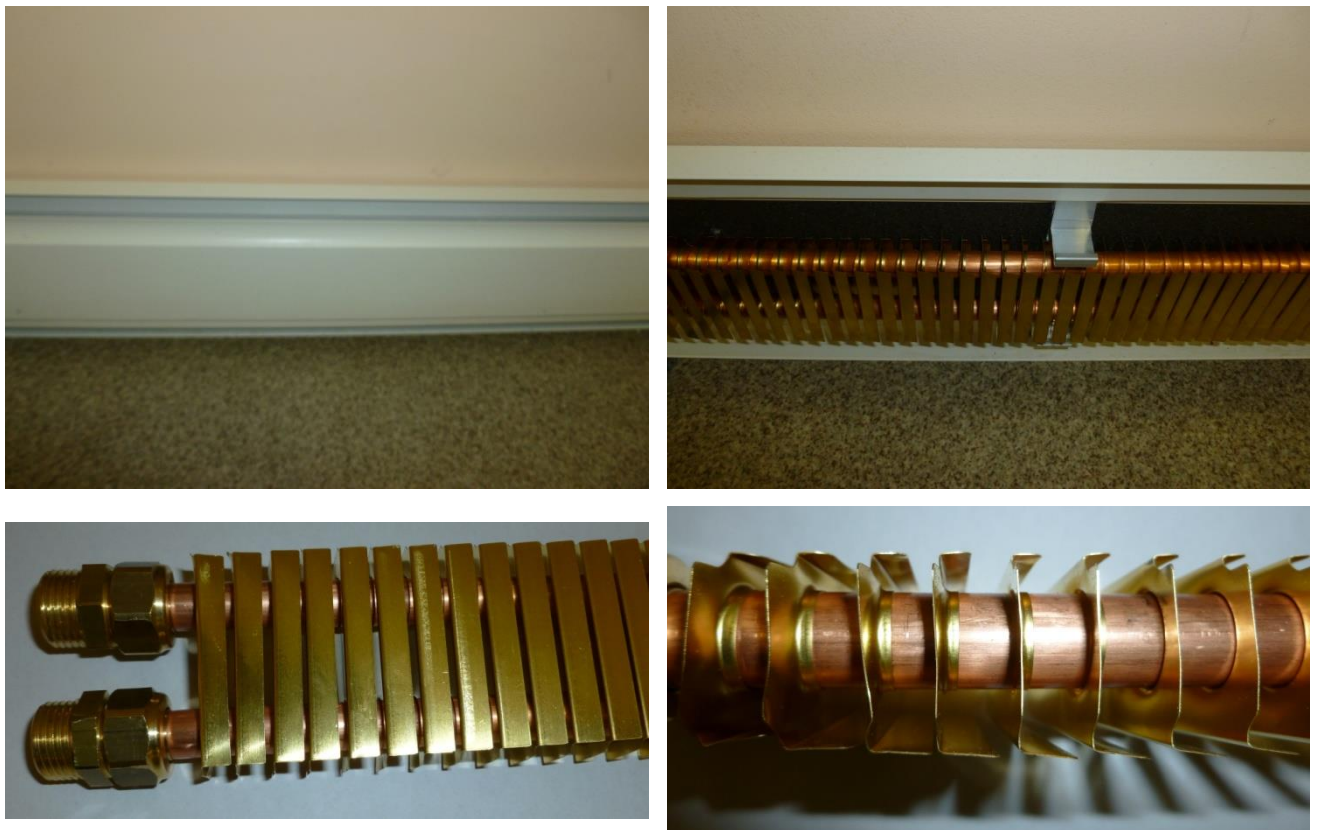


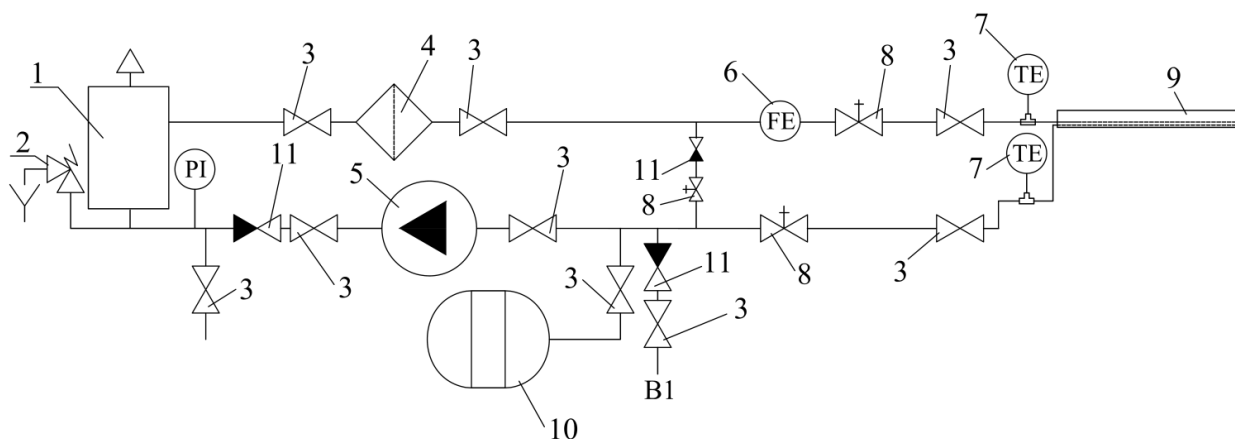
Рисунок 2.1 - Плинтусный отопительный прибор конвекторного типа «Best Board»

Плинтусный конвектор устанавливается на наружные и внутренние стены по периметру помещения вместо плинтуса. Внутри алюминиевого кожуха на кронштейнах закреплен нагревательный элемент (теплообменный модуль). Нагревательный элемент отопительного прибора состоит из двух медных труб

наружным диаметром 13 мм и толщиной 1 мм и, насаженных на них, латунных пластин (длина оребренной части – 2,45 м). Теплообменные модули в системе отопления соединяются с помощью обжимных гаек или методом медной пайки.

Физические эксперименты проведены в лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции СПбГАСУ. Прибор установлен у внутренней перегородки помещения. Экспериментальный стенд для исследования системы водяного плинтусного отопления показан на рисунке 2.2.

а) схема стенда



б) вид стенда



Рисунок 2.2 – Экспериментальный стенд для испытаний отопительного прибора
 1 - электродкотел «Северянин 9», 2 - группа безопасности котла, 3 - кран шаровый, 4 - фильтр водяной, 5 – насос циркуляционный, 6 – ультразвуковой датчик расхода теплосчетчика «Multical UF» Ду20, 7 – температурный датчик теплосчетчика, 8 – балансировочный клапан, 9 – испытываемый отопительный прибор, 10 – расширительный бак Reflex, 11 - обратный клапан

Для определения теплового потока отопительного прибора стенд оснащен измерительной аппаратурой:

- температура внутреннего воздуха в помещении измеряется с помощью терморезистора со вторичным прибором (контроллером IR32 фирмы «Carel»);

- температура теплоносителя на входе и выходе отопительного прибора измеряется платиновыми термометрами Pt500, входящими в состав теплосчетчика типа «Multical UF»;

- измерение расхода теплоносителя выполняется ультразвуковым расходомером теплосчетчика типа «Multical UF»;

- измерение температуры поверхности отопительного прибора выполняется с помощью поверхностного термометра Testo 905-T2 и тепловизором.

Характеристики ультразвукового теплосчетчика «Multical UF» типа 66E (№ 4567712/2004):

- расход воды:

- наименьший – 0,006 м³/ч;

- переходный – 0,024 м³/ч;

- номинальный – 0,6 м³/ч;

- наибольший – 1.2 м³/ч;

- погрешность измерения расхода: в диапазоне от наименьшего до переходного – не более $\pm 5\%$; в диапазоне от переходного до наибольшего – не более $\pm 2\%$;

- относительная погрешность измерения комплектом термопреобразователей разности температур не превышает:

- при $5\text{ }^{\circ}\text{C} \leq \Delta t < 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\pm 1,5\%$;

- при $10\text{ }^{\circ}\text{C} \leq \Delta t < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\pm 1,0\%$;

- при $\Delta t \geq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $\pm 0,5\%$.

Определение температуры поверхности отопительного прибора проводилось с помощью тепловизоров:

- камера ThermoCAM E45 фирмы «FLIR» с программой ThermoCAM QuickView для подготовки отчетов;
- камера Ti25; производитель «Fluke Thermography» серийный номер 10100821.

Для определения реперных точек для контроля показаний тепловизоров в стационарном режиме проводилось измерение температуры поверхности отопительного прибора с помощью поверхностного термометра Testo 905-T2.

Температура внутреннего воздуха контролировалась с помощью терморезистора, размещенного на лицевой панели стенда на расстоянии 2 м от отопительного прибора.

При выполнении тепловизионной съемки перед опытами (до включения нагрева) делался снимок температурного фона области помещения, включающей поверхность пола, отопительный прибор на стенке и стенки (внутренней перегородки).

Целью испытаний являлось измерение теплового потока отопительного прибора (удельного теплового потока) при различных схемах движения теплоносителя (сверху-вниз и снизу-вверх).

Обработка и представление результатов исследования выполняется по методике [12, 42] (см. зависимости 1.6, 1.7) с учетом влияния схемы движения теплоносителя в отопительном приборе и атмосферного давления [12]

$$Q = Q_0 \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^n \cdot c \cdot \left(\frac{G}{G_0} \right)^m \cdot b, \text{ Вт}, \quad (2.1)$$

или

$$Q = Q_0 \left(\frac{\theta}{70} \right)^n \cdot c \cdot \left(\frac{G}{0,1} \right)^m \cdot b, \text{ Вт}, \quad (2.2)$$

где θ - температурный напор

$$\theta = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_e, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.3)$$

здесь t_1 и t_2 - соответственно, температуры теплоносителя на входе и выходе отопительного прибора, °С;

$t_в$ - температура воздуха в отапливаемом помещении, °С;

c - поправочный коэффициент, с помощью которого учитывается влияние схемы движения теплоносителя на тепловой поток и коэффициент теплопередачи прибора при нормированных значениях температурного напора, расхода теплоносителя (воды) и атмосферного давления;

G - фактический массовый расход теплоносителя через отопительный прибор, кг/с;

b - безразмерный поправочный коэффициент на расчётное атмосферное давление, B , гПа [12]:

B , гПа	920	933	947	960	973	987	1000	1012,2	1040
b	0,947	0,954	0,961	0,968	0,975	0,983	0,992	1	1,015

2.1.2 Экспериментальные лабораторные исследования

Измерения теплового потока плинтусного отопительного прибора типа «Best Board» конвекторного типа проведены в диапазоне изменения параметров:

- массовый расход теплоносителя через отопительный прибор

$$G = 54 \div 374 \text{ кг/ч};$$

- температура теплоносителя на входе в отопительный прибор

$$t_1 - \text{до } 95 \text{ °С};$$

- температурный напор

$$\theta = 37 \div 71 \text{ °С};$$

- схемы движения теплоносителя через отопительный прибор: сверху-вниз и снизу-вверх;

- атмосферное давление – 1013 гПа.

При обработке результатов исследований принято, что изменение расхода теплоносителя через отопительный прибор незначительно влияет на тепловой

поток, соответственно, показатель степени при расходе теплоносителя $m = 0$ (см. раздел 4).

Зависимости теплового потока отопительного прибора от относительного температурного напора ($\theta/70$) для схем движения теплоносителя «сверху-вниз» и «снизу-вверх» приведены на рисунках 2.3 и 2.4.

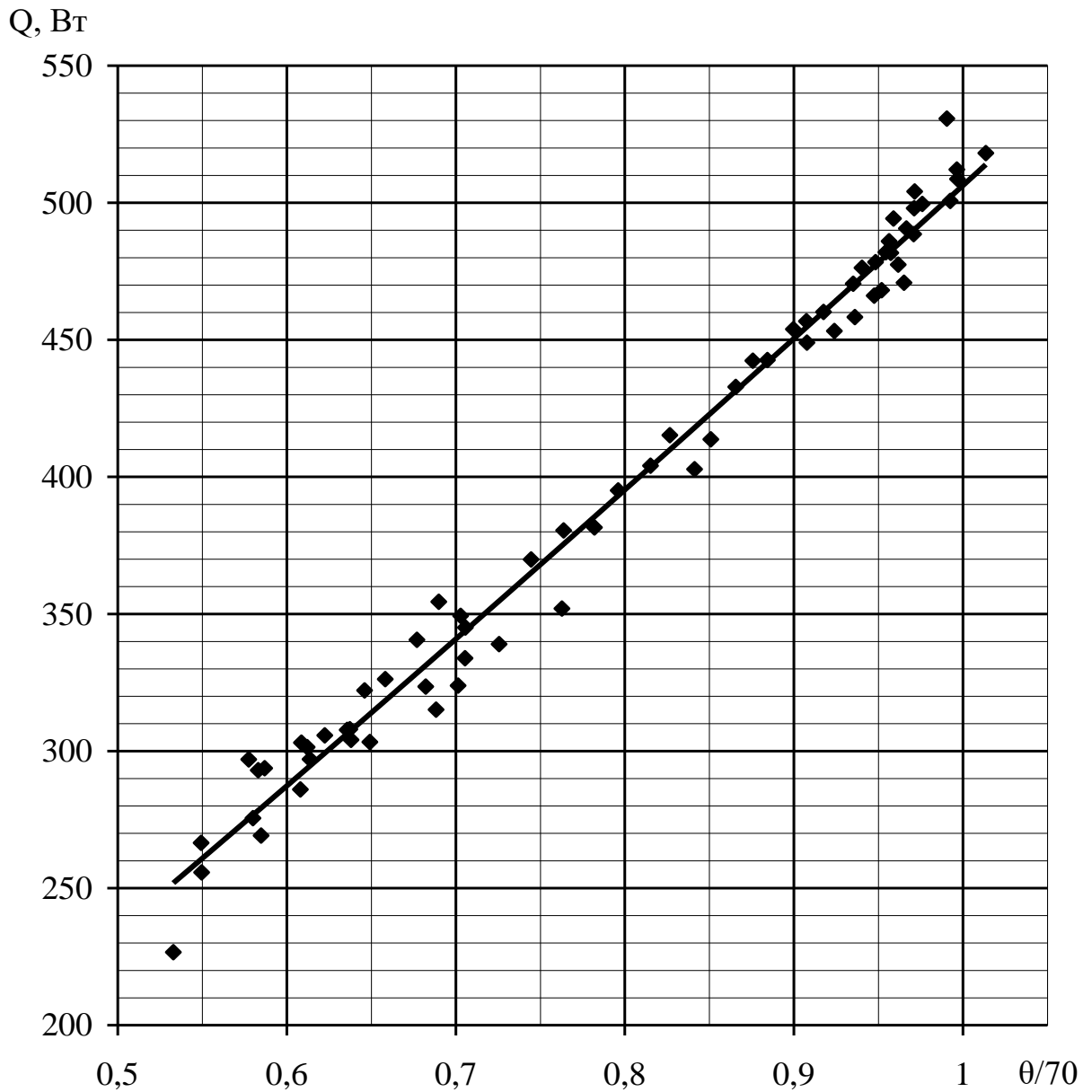


Рисунок 2.3 - Зависимость теплового потока отопительного прибора от относительного температурного напора при схеме движения теплоносителя «сверху-вниз»

Статистическое сравнение данных экспериментальных исследований выполнено по F -критерию Фишера. Расчетное значение критерия Фишера меньше табличного:

$$F = 1,049 < F_{\tau(0,05;1;61)} = 3,998, \quad (2.4)$$

следовательно, схема движения теплоносителя в плинтусном конвекторе незначительно влияет на тепловой поток и результаты испытаний могут быть обобщены в виде одной зависимости (рисунок 2.5)

$$Q = 511 \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{1,13}, \text{ Вт.} \quad (2.5)$$

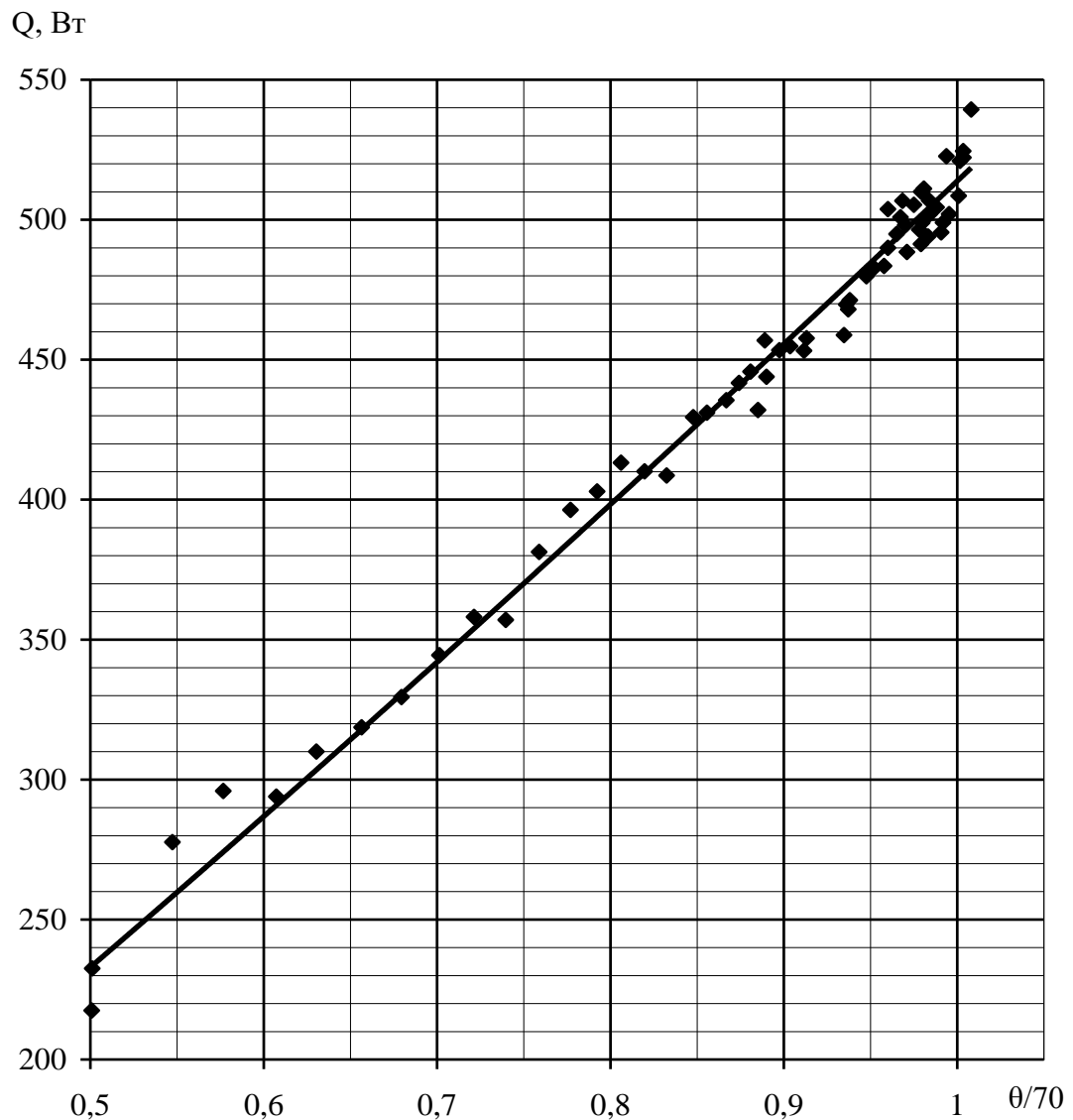


Рисунок 2.4 - Зависимость теплового потока отопительного прибора от относительного температурного напора при схеме движения теплоносителя «снизу-вверх»

Статистическое сравнение данных экспериментальных исследований выполнено по F -критерию Фишера. Расчетное значение критерия Фишера меньше табличного [33, 40]:

$$F = 1,049 < F_{\tau(0,05;1;61)} = 3,998, \quad (2.6)$$

следовательно, схема движения теплоносителя в плинтусном конвекторе незначительно влияет на тепловой поток и результаты испытания могут быть обобщены в виде одной зависимости (рисунок 2.5)

$$Q = 511 \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^{1,13}, \text{ Вт.} \quad (2.7)$$

Коэффициент детерминации (величина достоверности аппроксимации) - $R^2=0,9847$. Показатель R^2 характеризует качество построенной модели. При значениях коэффициента детерминации $R^2=0,8 \div 1$ модель хорошего качества.

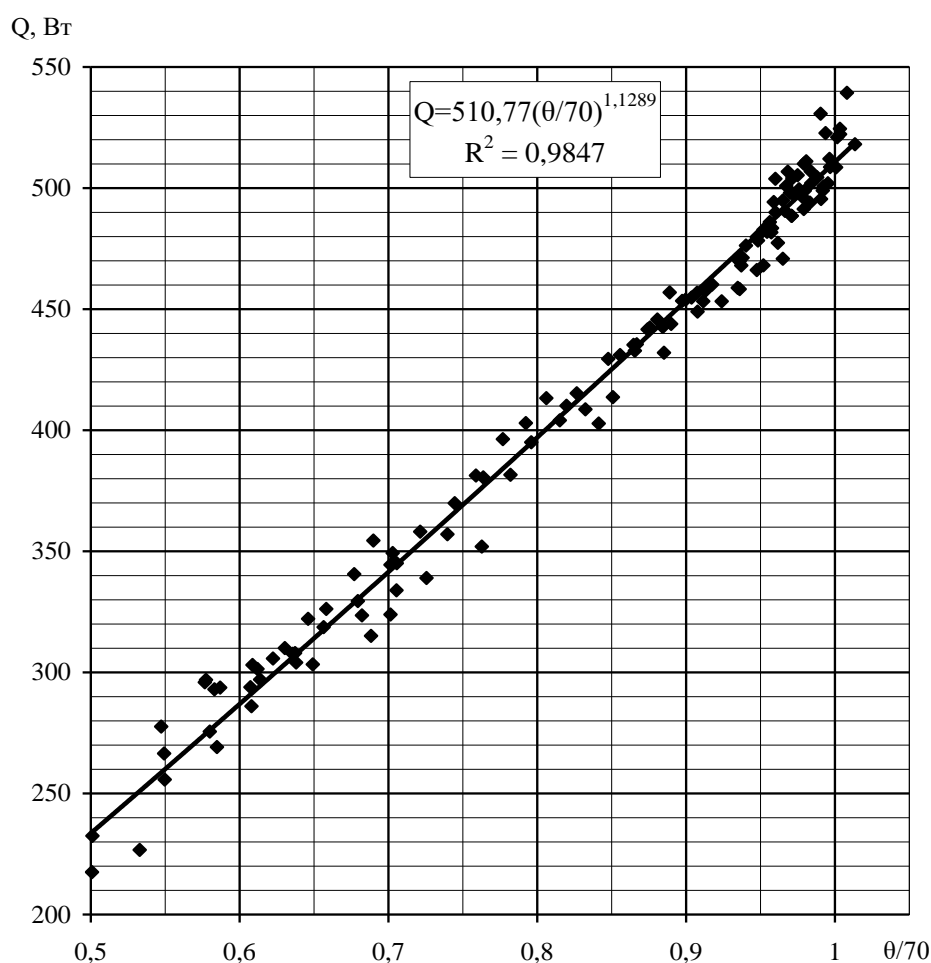


Рисунок 2.5 - Зависимость теплового потока отопительного прибора от относительного температурного напора

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние схемы движения теплоносителя на тепловой поток и коэффициент теплопередачи прибора, - $c = 1,0$.

Визуализация работы системы плинтусного отопления показывает наличие восходящей конвективной струи, распространяющейся вдоль ограждения (рисунок 2.6).

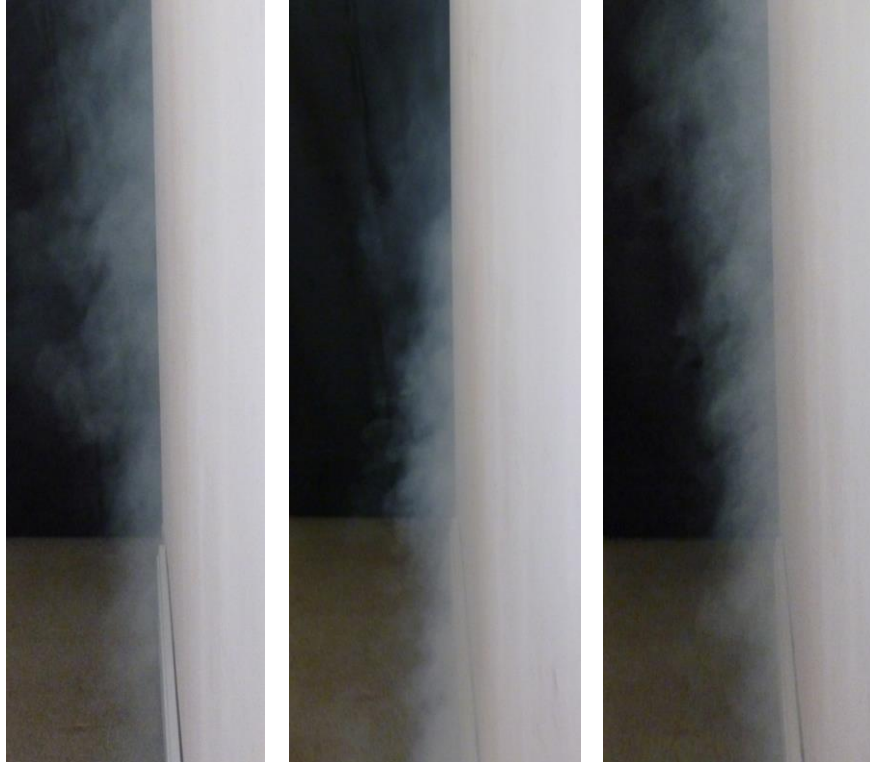


Рисунок 2.6 – Визуализация воздушных потоков при работе системы отопления «теплый плинтус»

Выполнена тепловизионная съемка работающей системы водяного плинтусного отопления (рисунок 2.7). такой метод исследования позволяет получить детальную информацию о тепловом поле теплообменного аппарата [36].

Над плинтусом образуется восходящая конвективная струя, настилаящаяся на ограждение и повышающая её температуру. График изменения температуры поверхности стенки над плинтусом при удельном тепловом потоке, равном 200 Вт/м длины плинтуса, приведен на рисунке 2.8, а для пола – на рисунке 2.9. Отмечается неравномерность температурного поля в местах крепления плинтусного конвектора к ограждению.

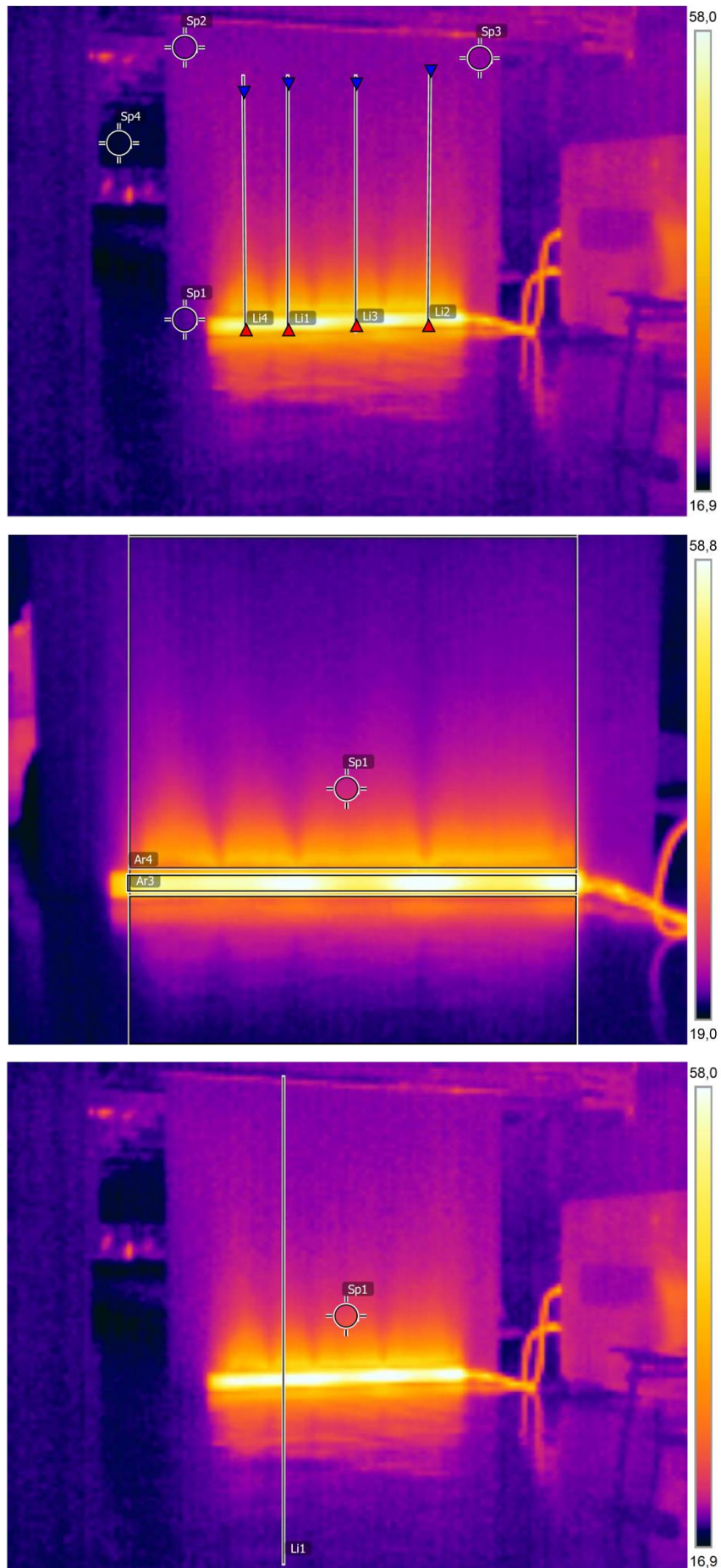


Рисунок 2.7 – Тепловизионные снимки системы водяного плинтусного отопления

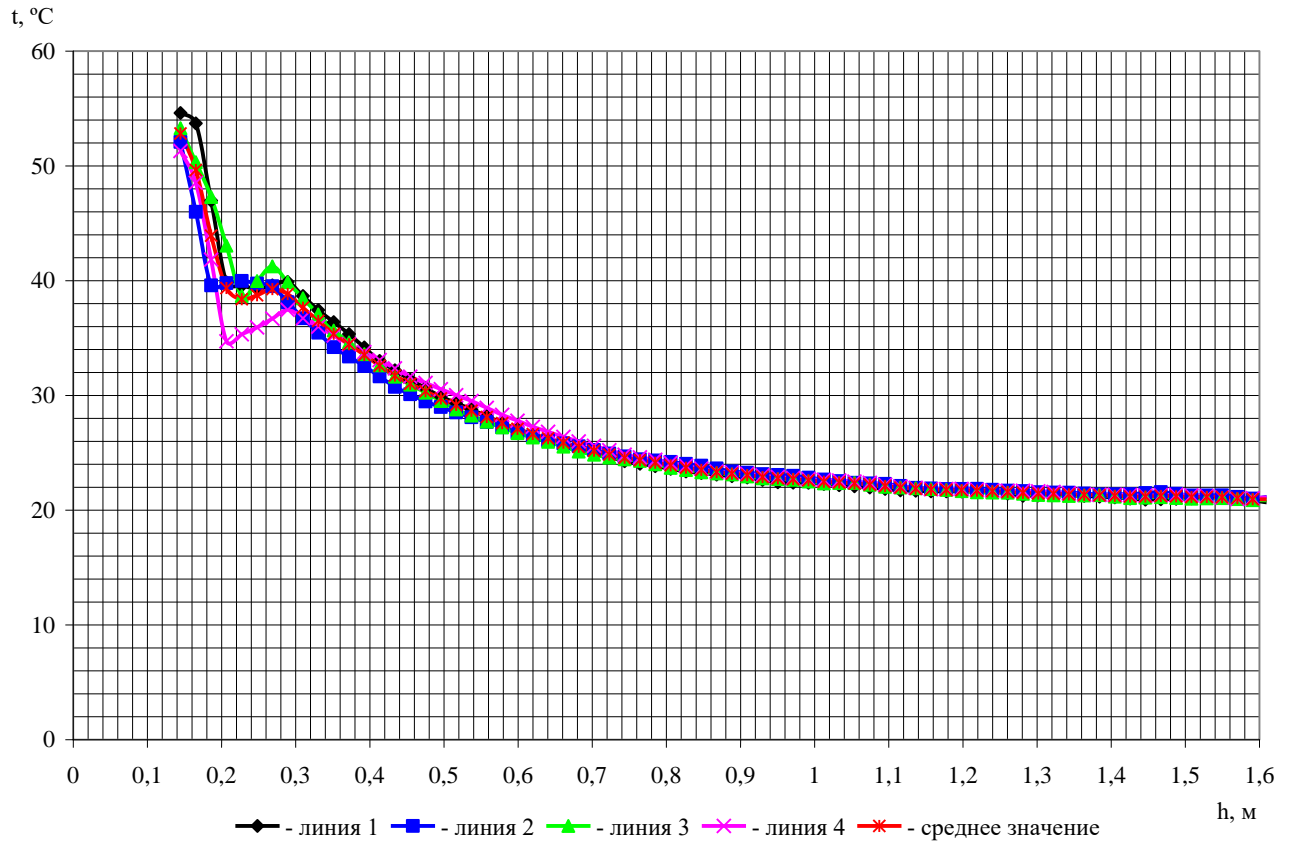


Рисунок 2.8 - Изменение температуры поверхности стены по высоте (обозначение линий L1- L4 приведено на рисунке 2.7)

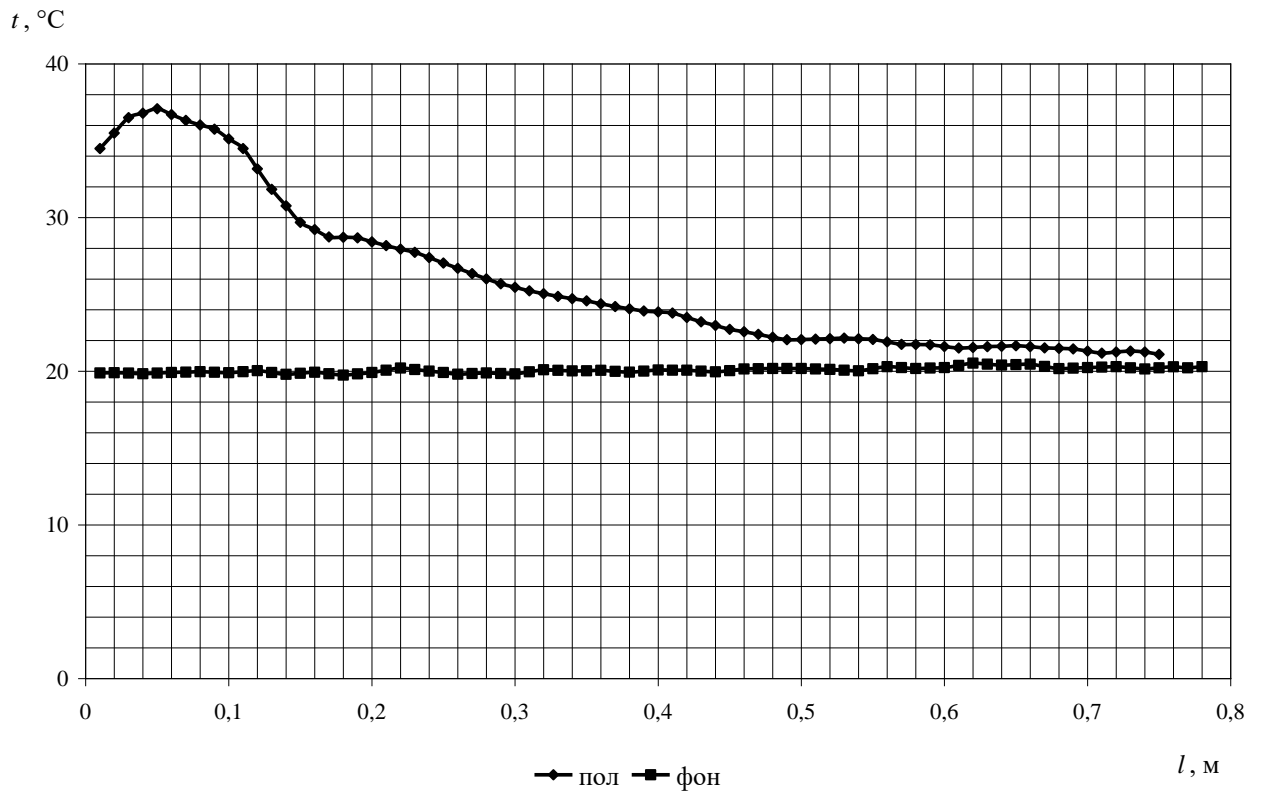


Рисунок 2.9 - Изменение температуры поверхности пола помещения по длине помещения от плитусного конвектора (l , см)

Анализ изменения температуры поверхности стенки, на которой размещен отопительный прибор, и пола в зависимости от расстояния от отопительного прибора позволяет сделать следующие выводы:

- конвективный тепловой поток над отопительным прибором повышает температуру ограждения в прилегающей зоне в среднем на 9 °С; зона повышенных температур достигает высоты 1,1 м; при высоте ограждения более 1,1 м повышение температуры равно 1 °С;

- лучистый тепловой поток от отопительного прибора повышает температуру пола в прилегающей зоне в среднем на 8 °С; зона повышенных температур достигает 0,6 м; на большем расстоянии повышение температуры равно 1 °С.

Для наружной стены жилого здания высотой 3 м расчетная температура на поверхности наружной стены должна быть не менее $t_n = t_p - \Delta t^n = 20 - 4 = 16$ °С (здесь Δt^n - нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции [63], °С). При установке плинтусного отопительного конвектора температура поверхности стены составит $t_r = 20,2$ °С.

2.2 Моделирование системы водяного плинтусного отопления

2.2.1 Теоретические основы моделирования

Инструментом исследования в настоящей работе является гидродинамический вычислительный комплекс STAR-CCM+, основанный на численном решении трехмерных дифференциальных уравнений сохранения [3, 4, 13, 14, 16-19, 30, 35, 52-54, 69-73, 82, 86, 87, 100, 102, 116-118, 120-122, 125].

Уравнение сохранения массы

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0. \quad (2.8)$$

Уравнение сохранение импульса

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}} + \bar{\bar{\tau}}_t) + \rho \vec{g}. \quad (2.9)$$

Тензор вязких напряжений $\bar{\bar{\tau}}$, определяется с помощью реологического закона Ньютона

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

а тензор турбулентных напряжений $\bar{\bar{\tau}}_t$ – в соответствии с обобщенной гипотезой Буссинеска

$$\bar{\bar{\tau}}_t = \mu_t(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) - \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \vec{V} \bar{\bar{I}} - \frac{2}{3} \rho k \bar{\bar{I}}. \quad (2.11)$$

Уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V}[\rho E + p]) = \nabla \cdot (\vec{V} \cdot [\bar{\bar{\tau}} + \bar{\bar{\tau}}_t]) - \nabla \cdot (\bar{q} + \bar{q}_t), \quad (2.12)$$

где ρ - плотность воздуха;

\vec{V} - скорость потока;

T - температура воздуха;

t - время.

Для нахождения характеристик турбулентности необходимо использование той или иной модели турбулентности, например k - ε ,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \left[\rho \vec{V} k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon, \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot \left[\rho \vec{V} \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (2.14)$$

Генерационный член в уравнениях (2.5) и (2.6)

$$P = \mu(\nabla \vec{V} + [\nabla \vec{V}]^T) \cdot \nabla \vec{V},$$

где P_B – дополнительный генерационный член, учитывающий влияние сил плавучести на характеристики турбулентности

$$P_B = -\frac{1}{Sc_t} \frac{1}{\rho} \vec{g} \cdot \nabla \rho,$$

здесь k - кинетическая энергия турбулентности;

ε - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;

μ_t - турбулентная вязкость;

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}$ - полуэмпирические коэффициенты модели турбулентности.

Система уравнений (2.1) - (2.7) дополняется уравнениями радиационного теплообмена [33]

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega', \quad (2.15)$$

где \vec{r} – радиус-вектор;

\vec{s} – вектор направления излучения;

\vec{s}' – вектор рассеяния;

a – коэффициент поглощения;

σ_s - коэффициент рассеяния;

I – полная интенсивность излучения, зависящая от радиус-вектора и направления излучения;

Φ – фазовая функция;

определяющая диаграмму рассеяния;

Ω' – телесный угол;

σ – постоянная Стефана-Больцмана $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$.

Дифференциальные уравнения (2.1) - (2.8) являются нелинейными и не имеют общего аналитического решения. Решения данной системы возможно с помощью методов численного моделирования, заключающихся в замене непрерывных дифференциальных уравнений их разностными аналогами для которых решение может быть получено в конечном числе точек расчетной сетки. После чего составляется система алгебраических уравнений, решаемая численными итерационными методами, например с помощью алгебраического многосеточного алгоритма AMG.

2.2.2 Трехмерные модели для исследования

Прибор системы водяного плинтусного отопления установлен у внутренней перегородки в помещении лаборатории кафедры теплогаснабжения и вентиляции СПбГАСУ. Модель данного помещения была построена в программном комплексе системы автоматизированного проектирования SolidWorks (рисунок 2.10).

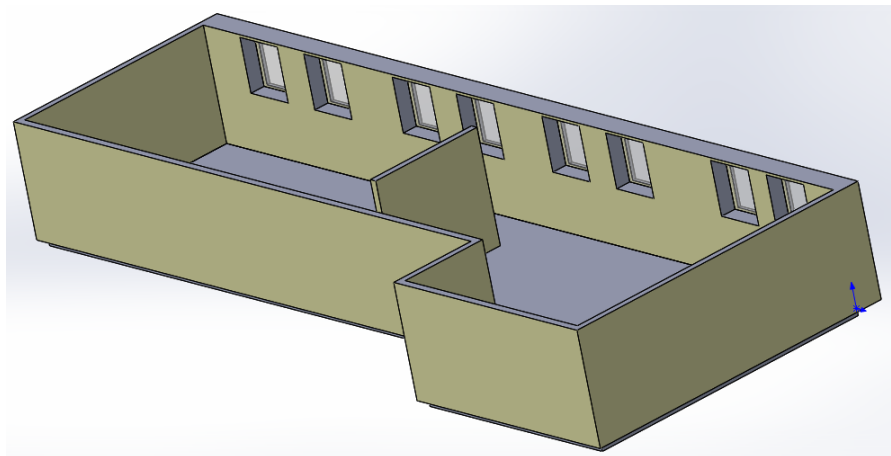


Рисунок 2.10 – Модель помещения

В программе SolidWorks построена модель исследуемого плинтусного конвектора (рисунок 2.11).

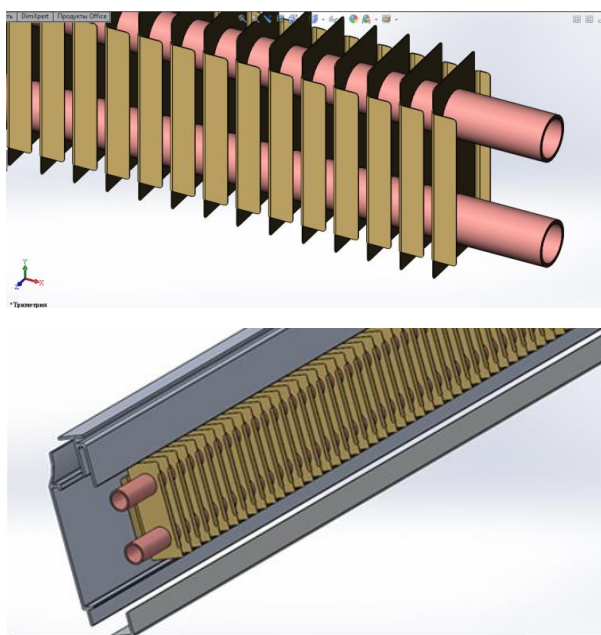


Рисунок 2.11 - Трехмерная модель конвектора плинтусного типа

Параметры решаемой задачи:

- высота помещения - 3 м;
- температура воздуха в помещении - 20 °С;
- длина отопительного прибора - 2 м;
- температура подаваемой в прибор воды - 90 °С;
- расход воды - 0,14 м³/ч.

Для расчета была построена конечнообъемная расчетная сетка размерностью 20 млн. ячеек с призматическими слоями у поверхности стенки и измельчением у поверхности теплообменного элемента отопительного прибора. Расчетная сетка помещения показана на рисунке 2.12, а самого прибора – на рисунке 2.13.

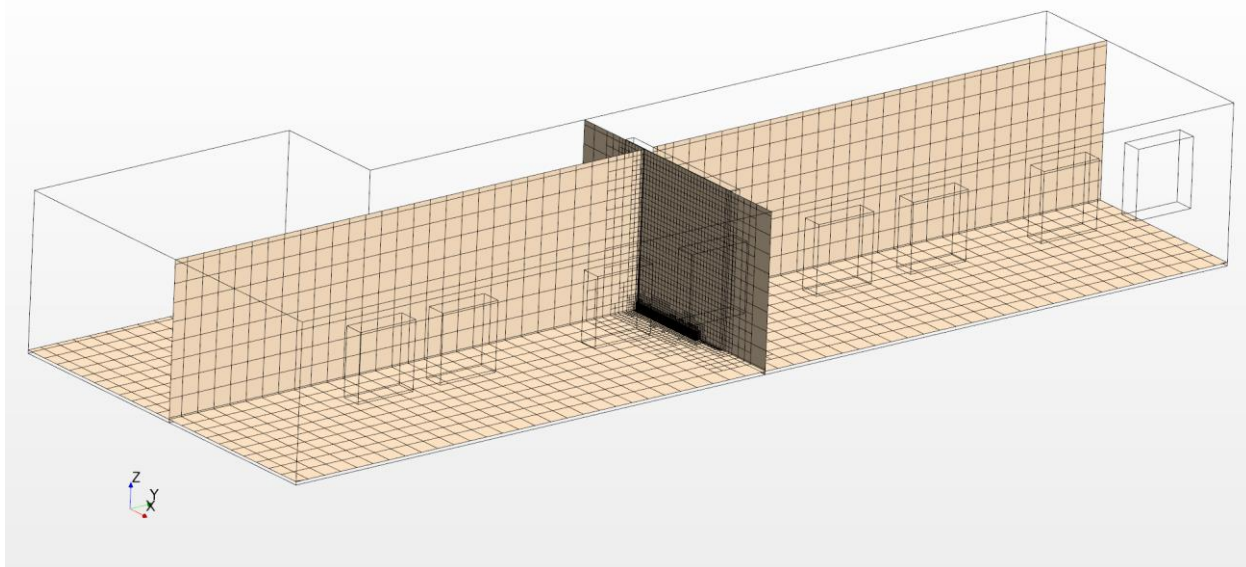


Рисунок 2.12 – Расчетная сетка помещения

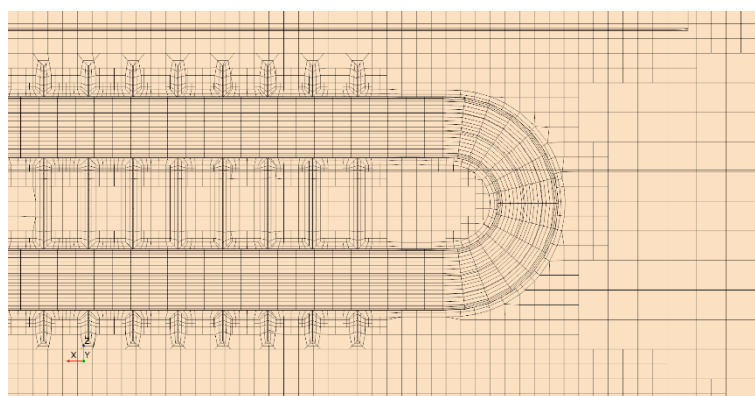


Рисунок 2.13 – Измельчение расчетной сетки у поверхности прибора

2.2.3 Результаты численного моделирования

При численном исследовании в программе Star-CCM+ получены следующие данные:

- распределение температур на поверхности теплообменного элемента – рисунок 2.14;
- поле температур в вертикальном сечении помещения – рисунок 2.15;
- поле температур внутренней поверхности стены и пола в помещении – рисунок 2.16.

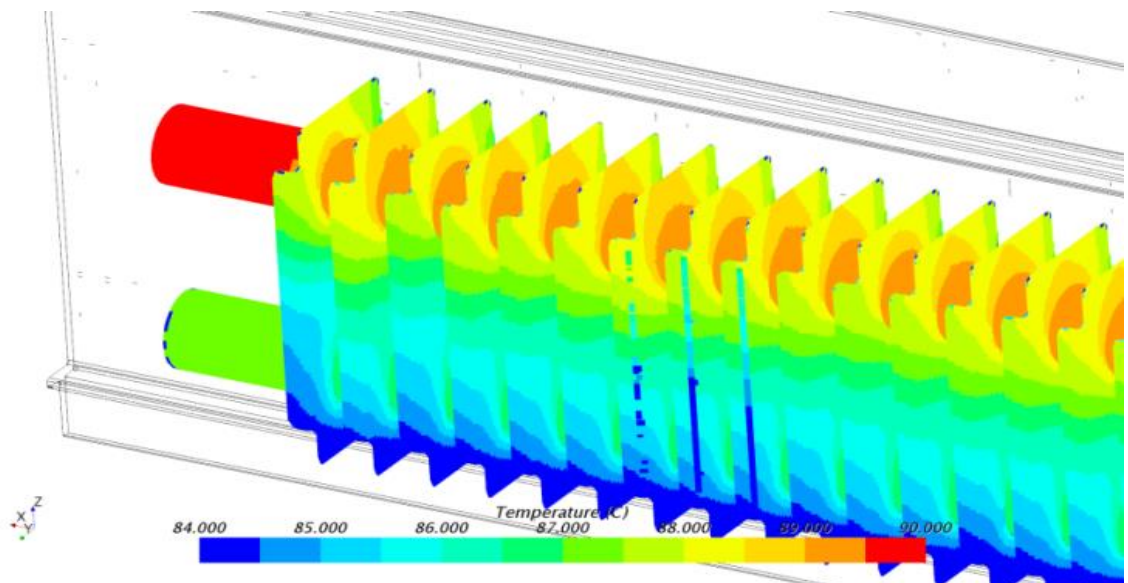


Рисунок 2.14 - Поле температур на поверхности теплообменного элемента

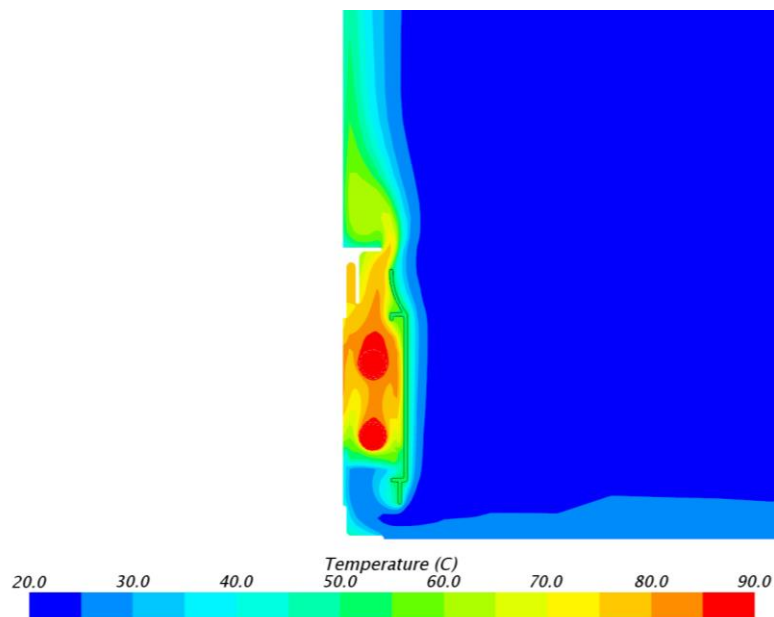


Рисунок 2.15 - Поле температуры в вертикальном сечении прибора

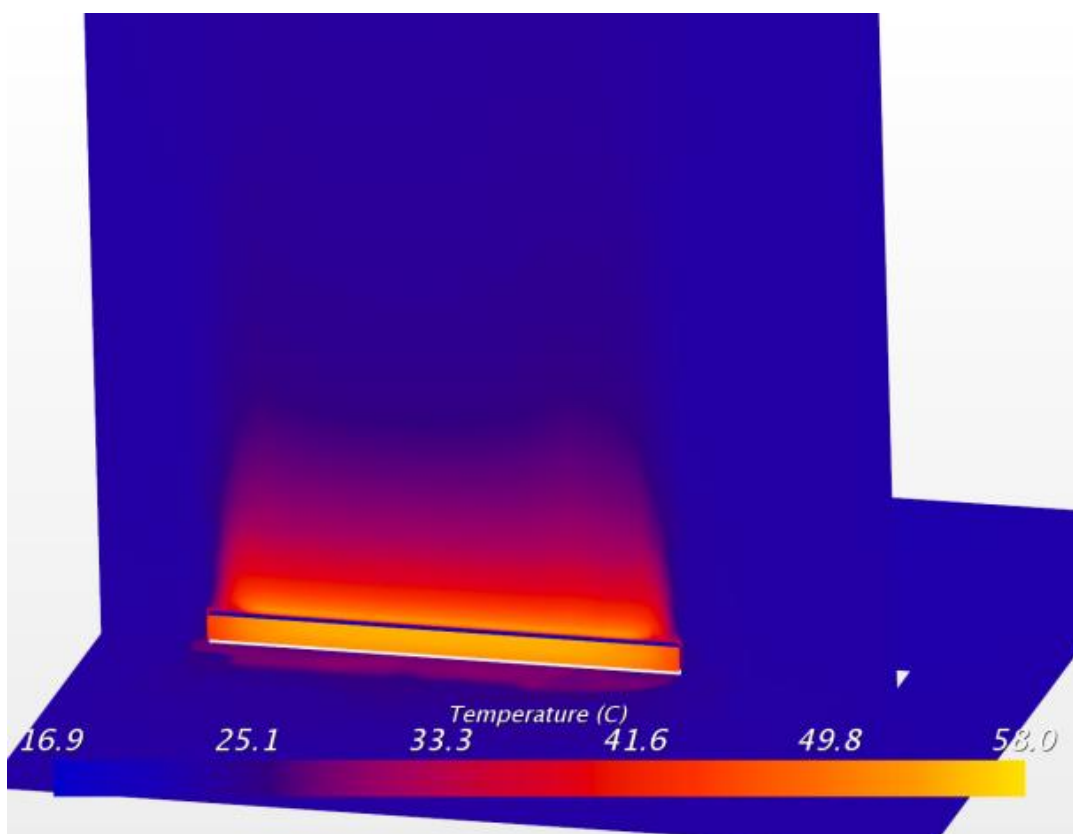


Рисунок 2.16 - Термограмма поверхности стены и пола помещения при численном моделировании

По результатам расчета установлено, что температура теплоносителя в отопительном приборе снижается с 90 до 88 °С, а температура поверхности элементов орebrения составляет от 84 до 89 °С. Температура воздуха в отопительном приборе увеличивается от 20 до 53 °С.

2.3 Оценка адекватности моделирования

Выполнен анализ адекватности полученной математической модели. Проведено ее сравнение с физической моделью плинтуса. Для этого сравнивалась термограмма тепловизионной съемки поверхности внутренней стены при работающей системе водяного плинтусного отопления (рисунок 2.6) с термограммой, полученной при математическом моделировании (рисунок 2.17).

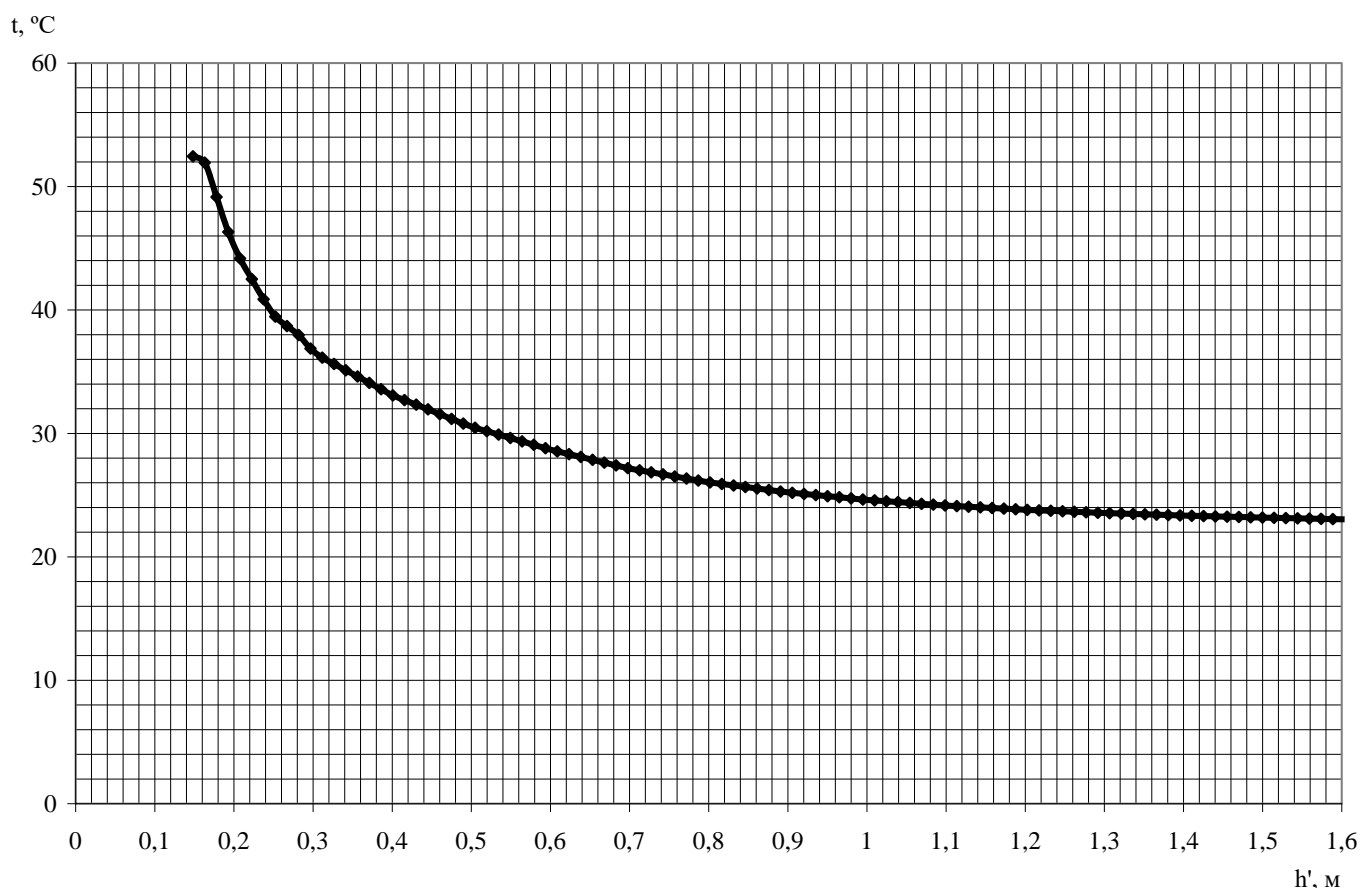


Рисунок 2.17 - Изменение температуры поверхности стены по высоте от поверхности пола h' , м, при моделировании (фоновое значение температуры стенки – плюс 20 °C)

Распределение температуры по поверхности стены на физической и математической моделях идентичны. Максимальная температура на поверхности плинтуса физической модели составляет 57,8 °C, математической модели - 56 °C.

Сравнение данных, полученных при тепловизионной съемке и моделировании, выполнялось по величине отклонения температуры стенки от фоновых значений (рисунок 2.18).

Статистическое сравнение данных экспериментальных исследований выполнено по F -критерию Фишера. Расчетное значение критерия Фишера меньше табличного [33, 40]:

$$F = 1,067 < F_{\tau(0,05;1;68)} = 3,982,$$

следовательно, математическая модель плинтусного конвектора адекватно описывает распределение температур на поверхности стенки.

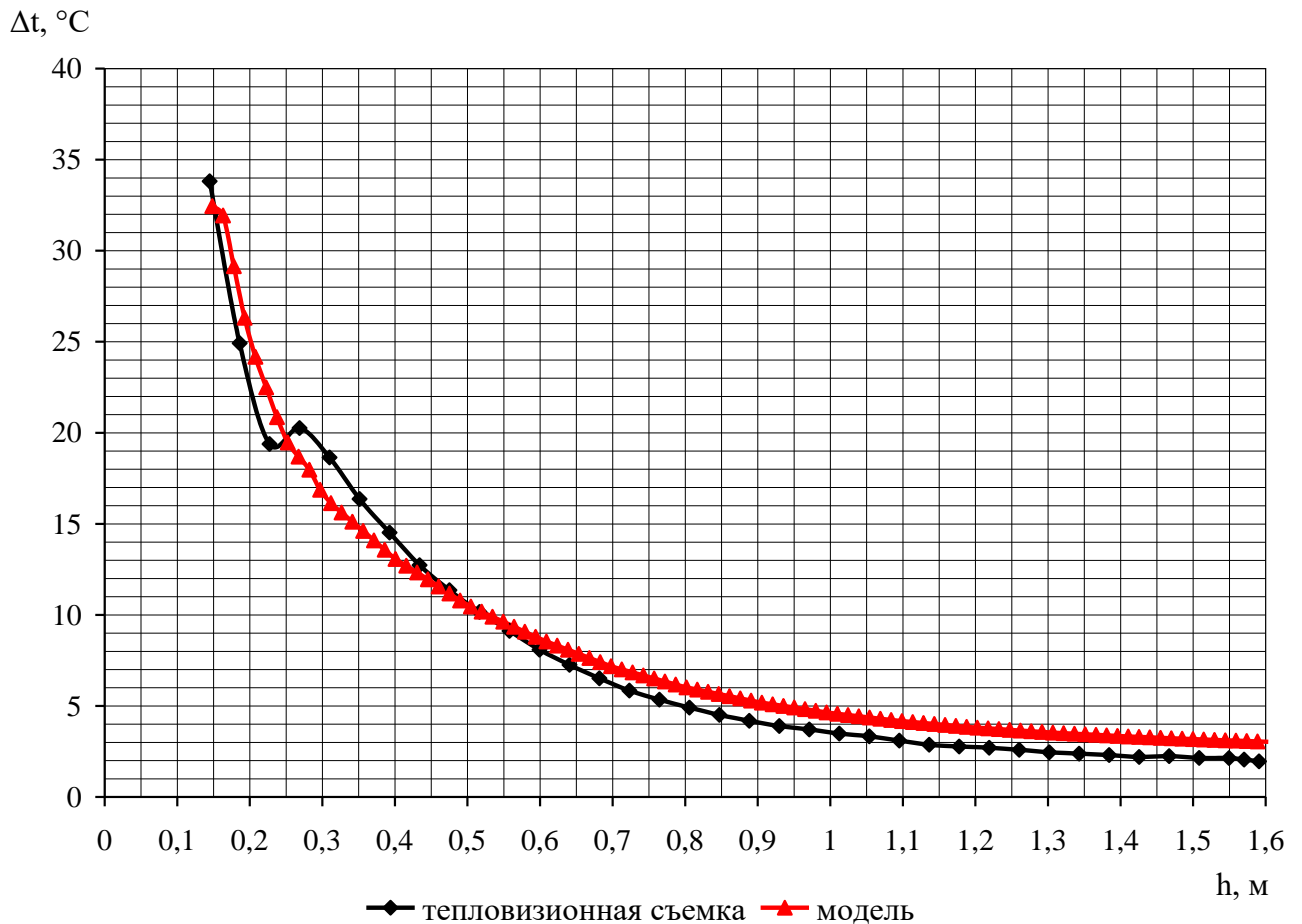


Рисунок 2.18 - Отклонение температуры поверхности стены по высоте от фоновых значений

2.4 Выводы по второму разделу

1. Разработаны численные модели отопительного прибора и помещения для исследования процессов теплообмена и аэродинамики воздушных потоков в помещениях с плинтусным отопительным прибором конвекторного типа.

2. Проведены экспериментальные исследования на физической и численной моделях плинтусного конвектора. Установлено образование восходящего потока воздуха над конвектором, настилающегося на ограждение, и повышающего его температуру. Вследствие радиационного теплообмена повышается также температура поверхности пола в зоне у конвектора.

Применение плинтусного конвектора позволяет повысить температуру ограждений (наружных и внутренних стен, на которых установлен конвектор, и

пола) и повысить результирующую температуру помещения для создания комфортных ощущений человека.

3. На основе анализа распределения температуры поверхности по термограммам перегородки, на которой размещен отопительный прибор, и пола в зависимости от расстояния от отопительного прибора при экспериментальных исследованиях сделаны следующие выводы:

- конвективный тепловой поток над отопительным прибором повышает температуру ограждения в прилегающей зоне в среднем на 9 °С; зона повышенных температур достигает высоты 1,1 м; при высоте ограждения более 1,1 м повышение температуры равно 1 °С;

- лучистый тепловой поток от отопительного прибора повышает температуру пола в прилегающей зоне в среднем на 8 °С; зона повышенных температур достигает 0,6 м; на большем расстоянии повышение температуры равно 1 °С.

4. Установлено, что схема движения теплоносителя в плинтусном конвекторе (сверху-вниз, снизу-вверх) не влияет на тепловой поток отопительного прибора. Статистическое сравнение данных экспериментальных исследований выполнено по F -критерию Фишера. Расчетное значение критерия Фишера меньше табличного ($F = 1,049 < F_{\tau(0,05;1;61)} = 3,998$).

5. Разработана трехмерная модель конвектора плинтусного типа и теплообменного элемента, позволяющая моделировать работу конвектора в помещении. Сравнение данных экспериментальных исследований на физической и математической модели по величине отклонения температуры стенки от фоновых значений при работе системы плинтусного отопления подтвердило адекватность математической модели. Расчетное значение F -критерия Фишера меньше табличного ($F = 1,067 < F_{\tau(0,05;1;68)} = 3,982$). Подтверждена возможность применения трехмерной модели конвектора плинтусного типа и теплообменного элемента для экспериментальных исследований.

3 Численное моделирование работы системы водяного плинтусного отопления в жилых помещениях

3.1 Основные решения по отоплению и вентиляции жилого помещения с водяной системой плинтусного отопления

С целью изучения теплового режима отапливаемых жилых помещений с системами естественной приточной вентиляции поставлена задача - исследовать работу плинтусного отопительного прибора конвекторного типа в жилом помещении, расположенном в Санкт-Петербурге, и получить распределение скоростных и температурных полей в таком помещении.

Принято помещение с размерами, характерными для жилых зданий: ширина (между осями) – 3 м; глубина – 6 м; высота (разность отметок чистого пола двух этажей) – 3 м. Ориентация наружной стены - на юг. Размеры окна – 1,4x1,5 м. Расчетная температура наружного воздуха в холодный период года (по параметрам Б [64, 65]) - минус 24 °С. Расчетная температура внутреннего воздуха - плюс 20 °С [9].

Конструкция наружной стены:

- раствор цементно-песчаный – толщина слоя - $\delta=0,02$ м; теплопроводность - $\lambda=0,93$ Вт/(м·°С);
- кирпичная кладка из глиняного обыкновенного кирпича на цементно-песчаном растворе - $\delta=0,38$ м; $\lambda=0,81$ Вт/(м·°С);
- плита минераловатная «КАВИТИ БАТТС» - $\delta=0,12$ м; $\lambda=0,044$ Вт/(м·°С);
- кирпичная кладка из керамического пустотного кирпича плотностью 1400 кг/м³ (брутто) на цементно-песчаном растворе - $\delta=0,12$ м; $\lambda=0,64$ Вт/(м·°С).

Приведенное термическое сопротивление наружной стены – $R_0^{np}=2,997$ м²·°С/Вт.

Приведенное термическое сопротивление окна – $R_0^{np}=0,51$ м²·°С/Вт.

Тепловые потери помещения с учетом бытовых тепловыделений (10 Вт на 1 м² жилой площади помещения) равны 898 Вт, в том числе 796 Вт – тепловой поток на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха в объеме санитарной нормы подачи наружного воздуха (3 м³/ч на 1 м² жилой площади помещения).

Подача приточного наружного воздуха производится через регулируемые оконные створки с параллельным смещением. Удаление воздуха из помещения выполняется через щель высотой 0,02 м, образованную поверхностью пола и нижней поверхностью створки внутренней двери, расположенной по оси помещения напротив окна.

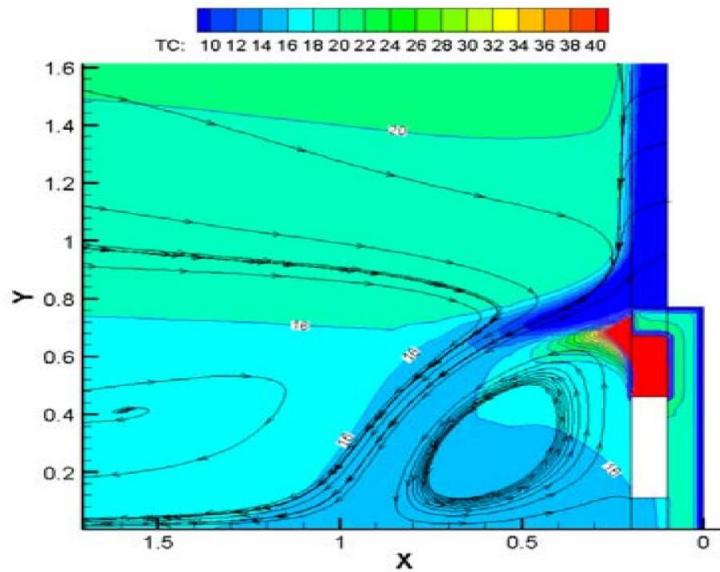
Выбор подачи приточного воздуха через регулируемые оконные створки выполнен на основании результатов работ [16, 31, 49]. В работе [49] приведены данные моделирования при вентиляции помещения через откидные створки окон и через окна с параллельным смещением створки («щелевом проветривании»). На рисунке 3.1 отражены результаты моделирования при установке под окном отопительного прибора в виде конвектора. На расстоянии 1 м от оконного блока в нижней части комнаты при щелевом проветривании скорость потока воздуха составила менее 0,5 м/с, а температура в приточной струе - 16 °С.

По результатам работы [49] сделан вывод о возможности установки фурнитуры с функцией параллельного смещения створки без установки клапана проветривания в оконной или стеновой конструкции для обеспечения действующих норм.

Вторая задача, решаемая в рамках настоящей работы, - оценка возможности применения плинтусной системы водяного отопления для повышения температуры поверхности в основных узлах сопряжения конструктивных элементов зданий (горизонтальные стыки наружных стен в зоне опирания перекрытия, вертикальные стыки наружных стен в зоне примыкания перегородок и др.). Узлы сопряжения более теплопроводными по сравнению с наружными стенами и снижают величину термического сопротивления теплопередаче. Для примера на рисунке 3.2 представлены температурные поля горизонтальных стыков панелей наружных стен жилых зданий в зоне опирания перекрытия [20]. Представленные данные

соответствуют однослойной панели толщиной 300 мм из керамзитобетона плотностью $\rho=900 \text{ кг/м}^3$ с термическим сопротивлением $R_0=0,986 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$.

а)



б)

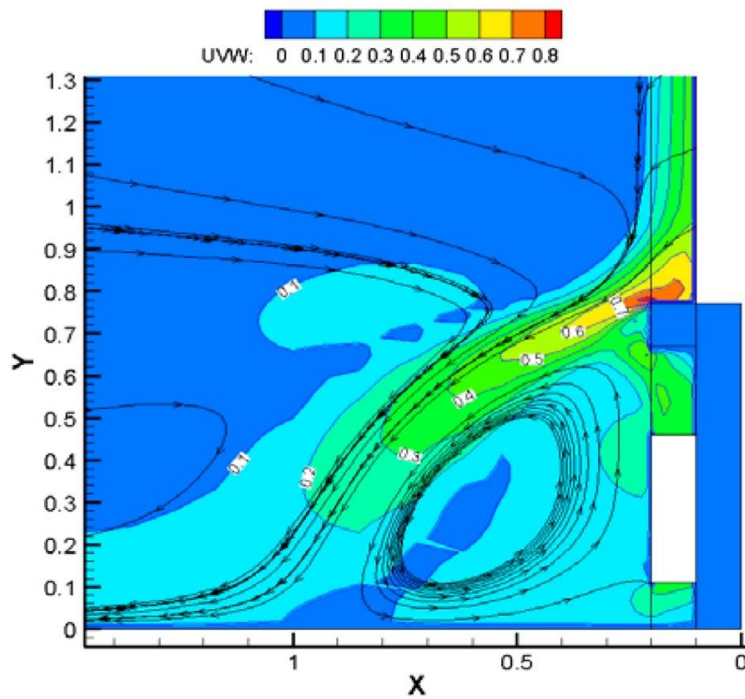


Рисунок 3.1 - Температурные и скоростные поля в помещении с подачей воздуха через щели и конвекторным отопительным прибором
а – температурное поле; б - скоростное поле

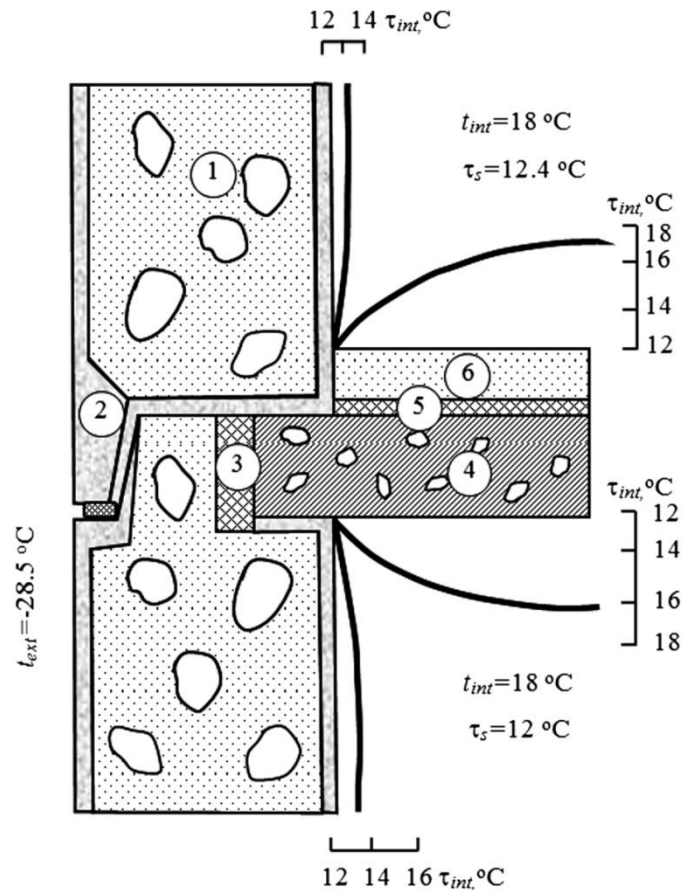


Рисунок 3.2 - Температурные поля горизонтальных стыков панелей наружных стен с перекрытием при наличии противодождового барьера

а – с утеплителем в стыке; б – с заполнением стыка цементно-песчаным раствором

1 – керамзитобетон, $\rho=900 \text{ кг/м}^3$; 2 – цементно-песчаный раствор, $\rho=1800 \text{ кг/м}^3$; 3 – пенополистирол, $\rho=40 \text{ кг/м}^3$; 4 – железобетон, $\rho=2500 \text{ кг/м}^3$; 5 – жесткие минераловатные плиты, $\rho=350 \text{ кг/м}^3$; керамзитобетон, $\rho=1200 \text{ кг/м}^3$

Разность температур воздуха и температуры в углу стыка равна 5,6; 6,0; 6,5; 7,4 $^\circ\text{C}$, что выше нормируемого температурного перепада между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции на момент составления каталога [20] (для наружных стен – $\Delta t^H=6 \text{ }^\circ\text{C}$; для перекрытий над проездами, подвалами и подпольями – $\Delta t^H=2 \text{ }^\circ\text{C}$). В нормах, действующих на момент написания работы, нормируемый температурный перепад еще меньше (например, для наружных стен – $\Delta t^H=4 \text{ }^\circ\text{C}$) [63].

Увеличение величины термического сопротивления наружных стен не позволяет исключить теплопроводные включения в ограждениях и понижение температуры в горизонтальных стыках наружных стен.

Одним из возможных решений повышения температуры поверхности в зоне горизонтального стыка и всего наружного ограждения (для повышения результирующей температуры помещения) является применение системы водяного конвекторного плинтусного отопления [120, 123, 124]. Плинтусный отопительный прибор конвекторного типа устанавливается на наружные и внутренние стены по периметру помещения вместо плинтуса.

Исследования условий применения таких систем ранее в жилых помещениях не выполнялись.

3.2 Модель жилого помещения с системой водяного плинтусного отопления с конвектором «Best Board»

Инструментом исследования является гидродинамический вычислительный комплекс STAR-CCM+.

Моделировался плинтусный отопительный прибор конвекторного типа высотой 140 мм и шириной 30 мм, который установлен только на наружной стене помещения вместо плинтуса. Внутри алюминиевого кожуха на кронштейнах закреплен нагревательный элемент (теплообменный модуль). Нагревательный элемент отопительного прибора состоит из двух медных труб наружным диаметром 13 мм и толщиной 1 мм и насаженных на них латунных пластин.

В программе SolidWorks была построена 3D модель неугловой жилой комнаты. Высота этажа – 3 м; ширина помещения – 3 м; длина – 6 м. Вдоль наружной стены, на всю ширину, расположен прибор водяного плинтусного отопления.

В программе STAR CCM+ построена численная модель работы плинтусного конвектора в данном помещении (рисунки 3.3, 3.4).

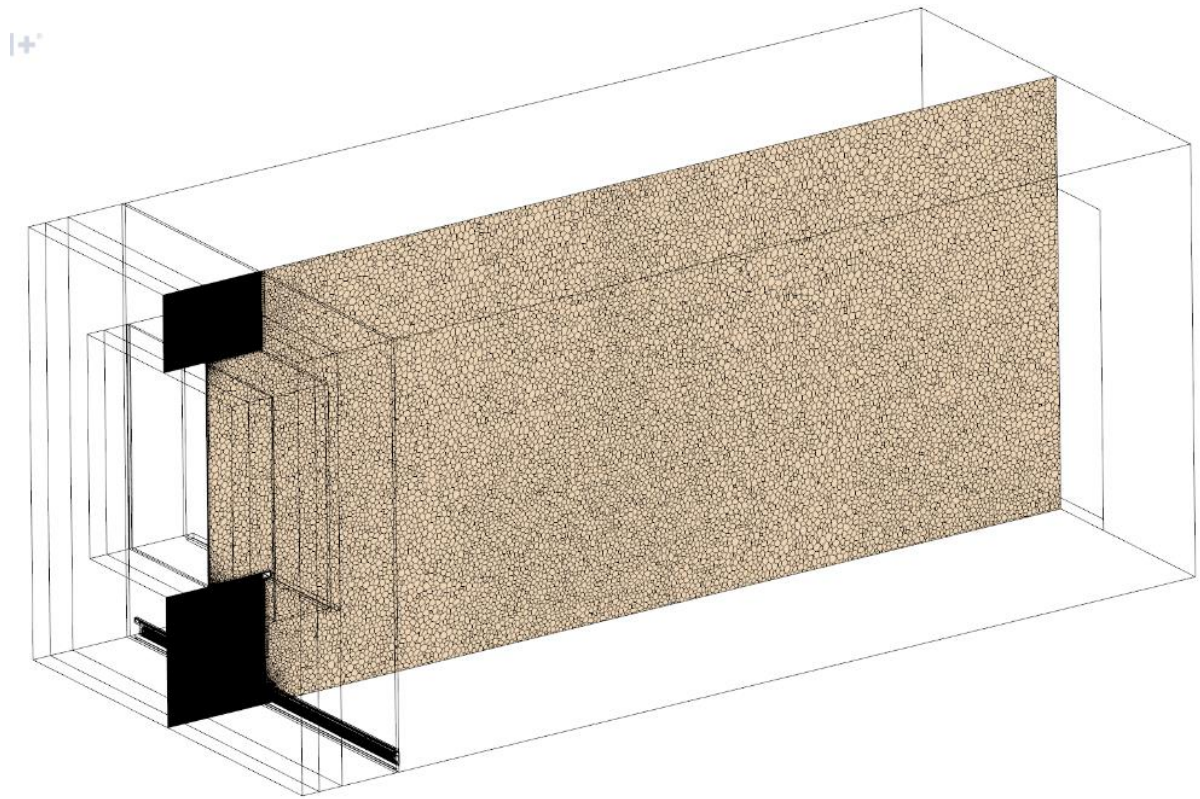


Рисунок 3.3 – Расчетная сетка помещения

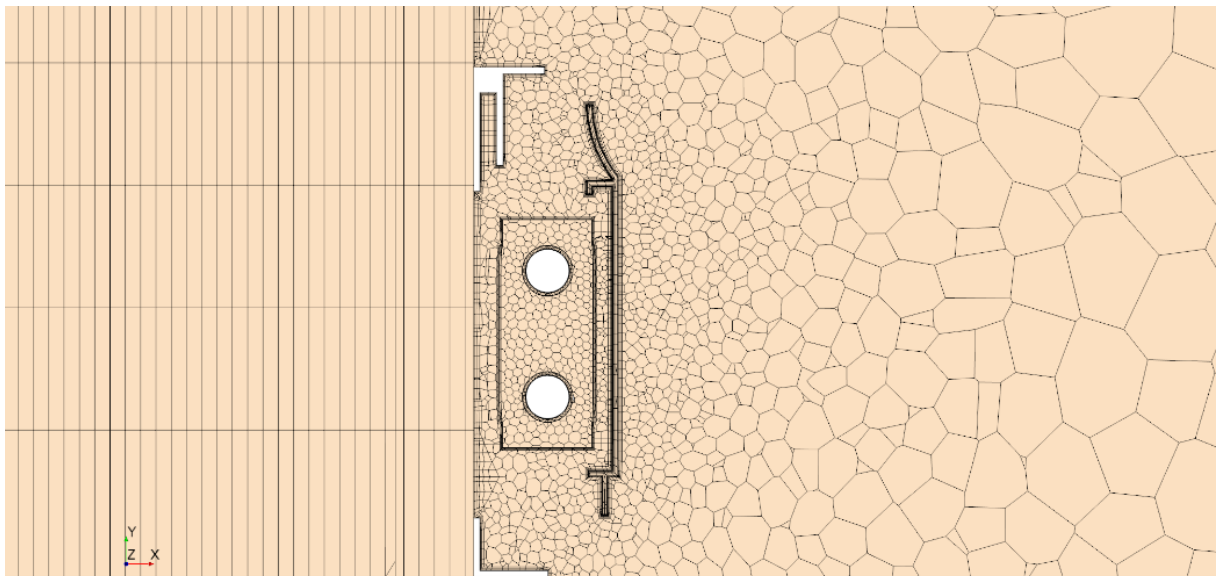


Рисунок 3.4 – Фрагмент расчетной сетки

Выполнены исследования трех вариантов модели плинтусного отопительного прибора:

- вариант 1: удельный тепловой поток – 218 Вт/м; температура теплоносителя - 70 °С;

- вариант 2: удельный тепловой поток – 274 Вт/м; температура теплоносителя - 80 °С;

- вариант 3: удельный тепловой поток – 330 Вт/м; температура теплоносителя - 90 °С.

Установка отопительного прибора по варианту 3 полностью восполняет потери теплоты помещения (с запасом 10%), а по вариантам 1 и 2 - только частично. Эти варианты предусматривают установку отопительного прибора и у внутренних стен.

Для оценки нагрева наружных ограждающих конструкций и локализации холодного ниспадающего потока от окна достаточно рассмотреть тепловые и скоростные поля на поверхности и у наружной стены.

Результаты расчета температурных полей представлены на рисунках 3.5 – 3.8. Наилучшие показатели соответствуют удельному тепловому потоку 330 Вт/м (вариант 3). Поэтому дальнейший анализ выполняется для этого значения удельного теплового потока.

Нисходящий поток охлажденного у поверхности остекления окна и приточного наружного воздуха поступает в обслуживаемую зону помещения со скоростью 0,3 м/с, что превышает допустимое значение скорости воздушного потока, равное 0,2 м/с (рисунок 3.7). Со скоростью 0,3 м/с поток опускается к поверхности пола на расстоянии 1,2 м от наружной стены. Для предотвращения поступления потока воздуха в обслуживаемую зону необходимо предусмотреть решения по отклонению струи нисходящего потока в верхнюю зону помещения.

Восходящие потоки воздуха от отопительного прибора за пределами окна поднимаются в верхнюю зону помещения, что приводит к её перегреву, – температура воздуха достигает 24 °С (рисунок 3.8). В помещении наблюдается значительная температурная стратификация – от 20 до 24 °С по высоте помещения, а в зоне действия опускающейся к поверхности пола струи – от 17 до 24 °С.

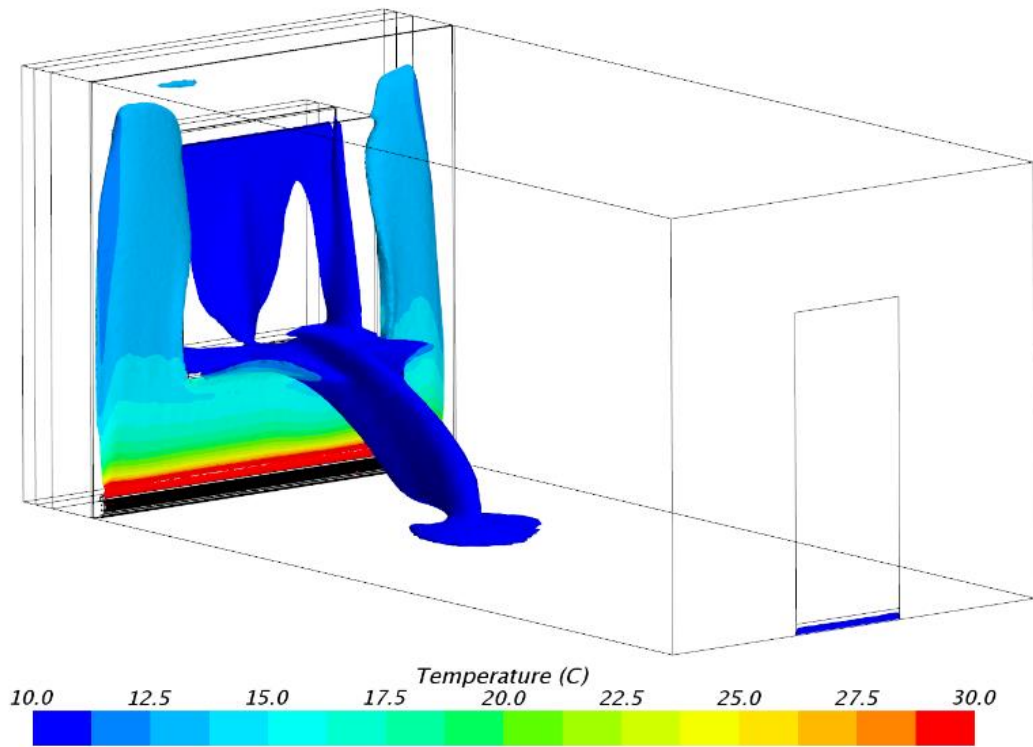


Рисунок 3.5 – Термограмма потока воздуха от окна при удельном тепловом потоке плитусного конвектора 218 Вт/м (изотаха 0,3 м/с)

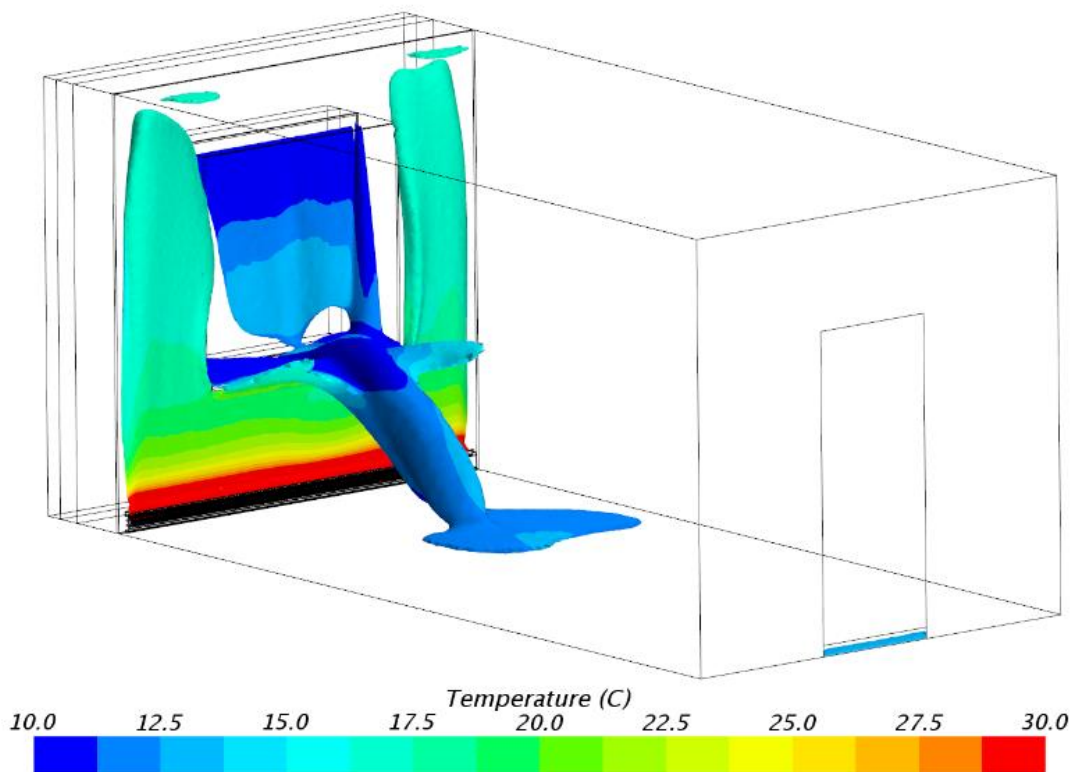


Рисунок 3.6 – Термограмма потока воздуха от окна при удельном тепловом потоке плитусного конвектора 274 Вт/м (изотаха 0,3 м/с)

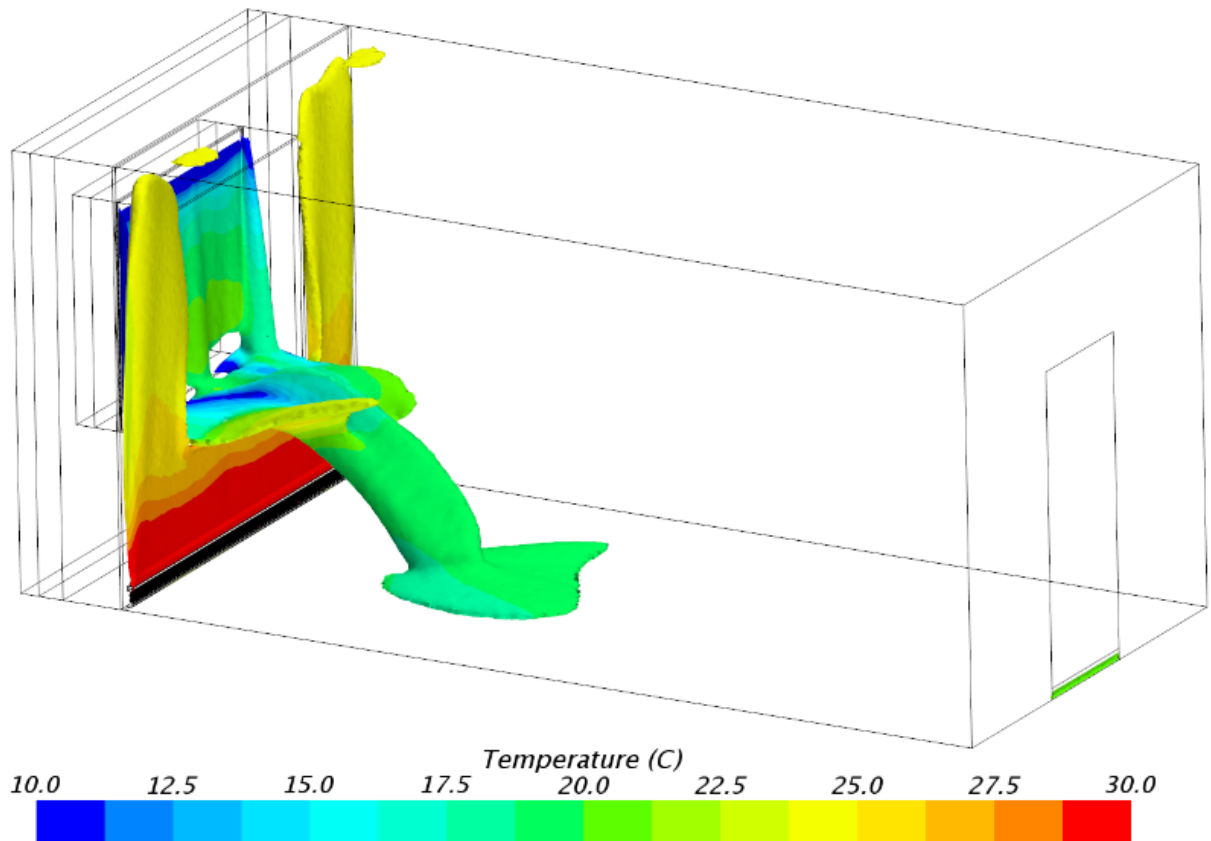


Рисунок 3.7 – Термограммы потока воздуха от окна при удельном тепловом потоке плитусного конвектора 330 Вт/м (изотаха 0,3 м/с)

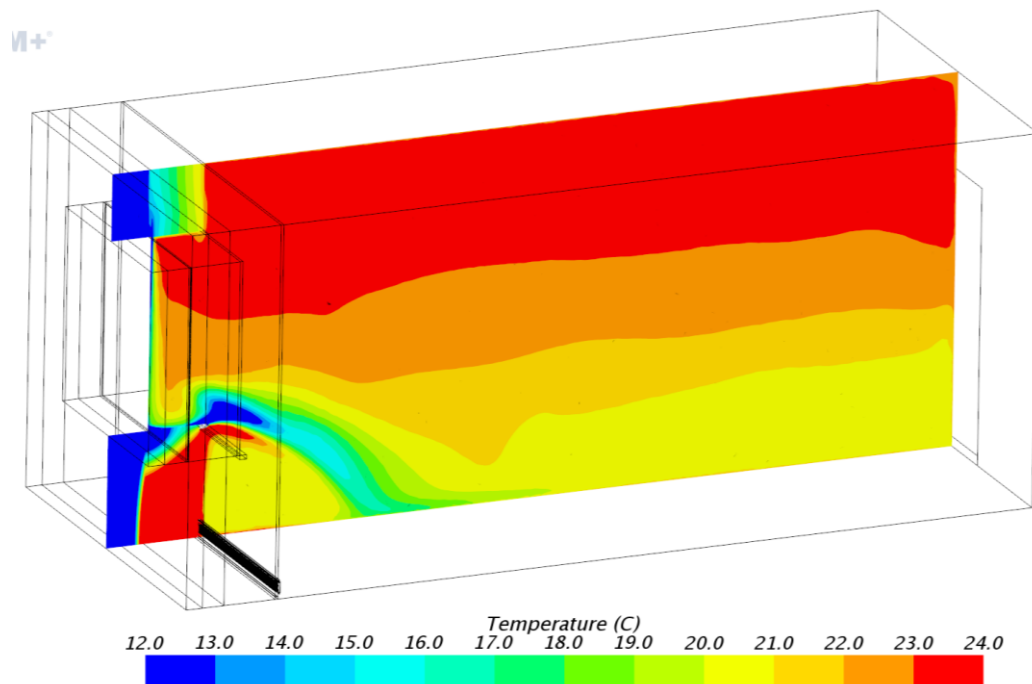


Рис. 3.8 - Температурное поле в сечении по оси помещения при удельном тепловом потоке плитусного конвектора 330 Вт/м

Для жилых помещений допустимым является перепад температуры воздуха не более 3 °С при условии обеспечения допустимых микроклиматических условий [9].

На рисунках 3.9 – 3.11 приведены термограммы внутренней поверхности наружной стены. Только в третьем варианте при удельном тепловом потоке 330 Вт/м температура на поверхности не ниже 21 °С, а непосредственно над прибором достигает 40 °С. Самая низкая температура наблюдается на поверхности остекления – плюс 12 °С.

Горизонтальные стыки наружных стен в зоне опирания перекрытия имеют температуру: у пола – плюс 24 °С; у потолка – плюс 20 °С.

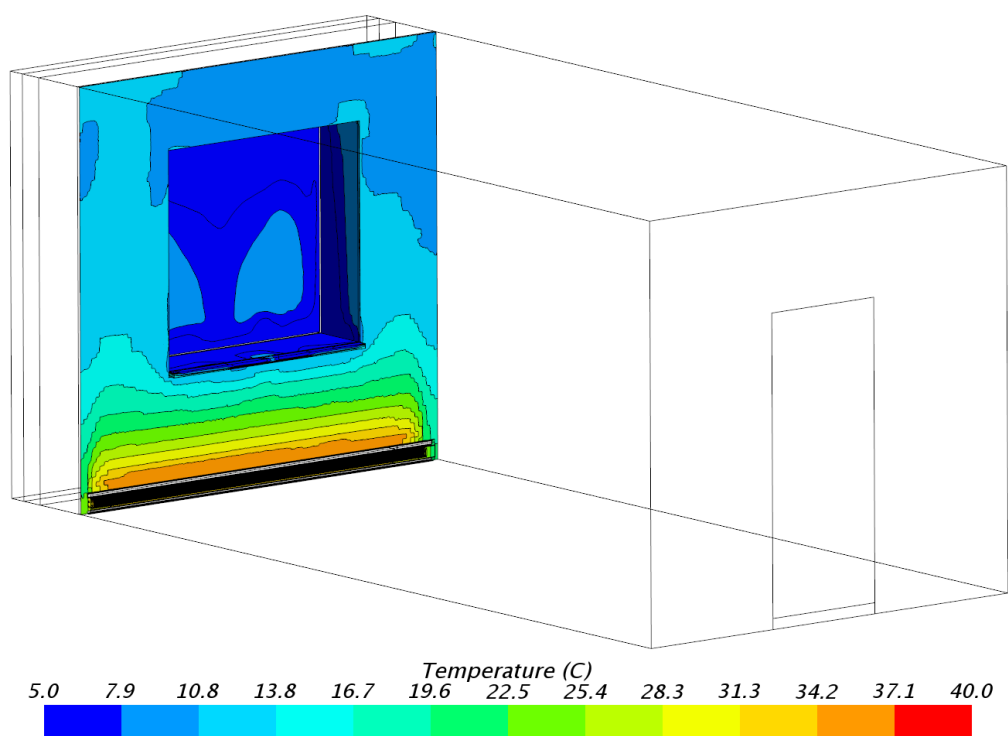


Рисунок 3.9 – Термограммы внутренней поверхности наружной стены при удельном тепловом потоке плинтусного конвектора 218 Вт/м

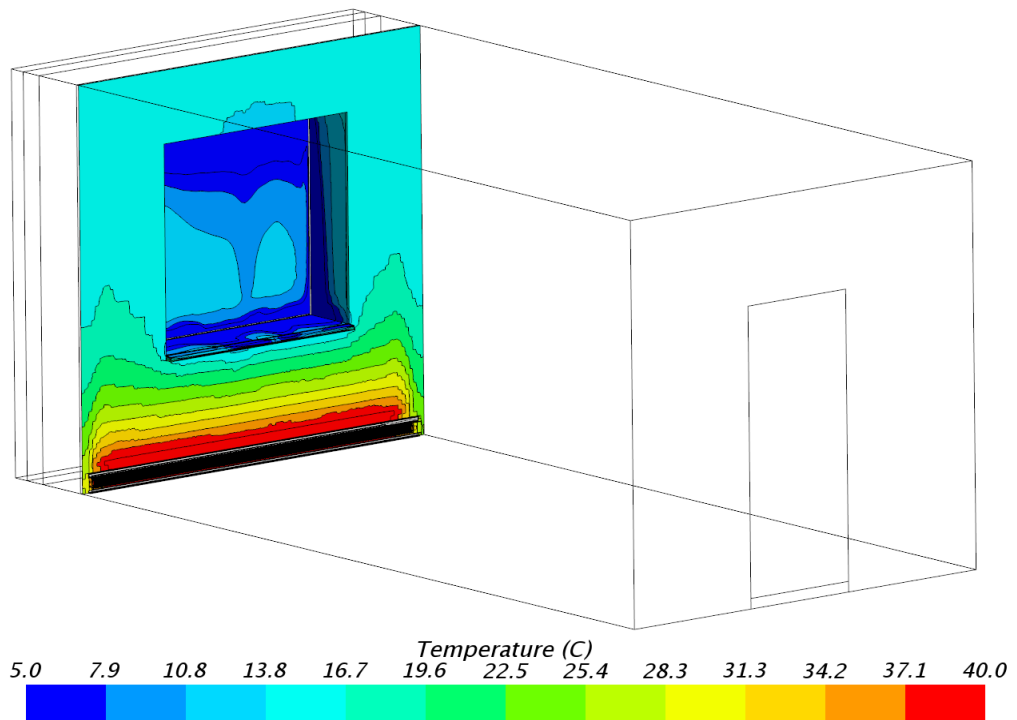


Рисунок 3.10 – Термограммы внутренней поверхности наружной стены при удельном тепловом потоке плинтусного конвектора 274 Вт/м

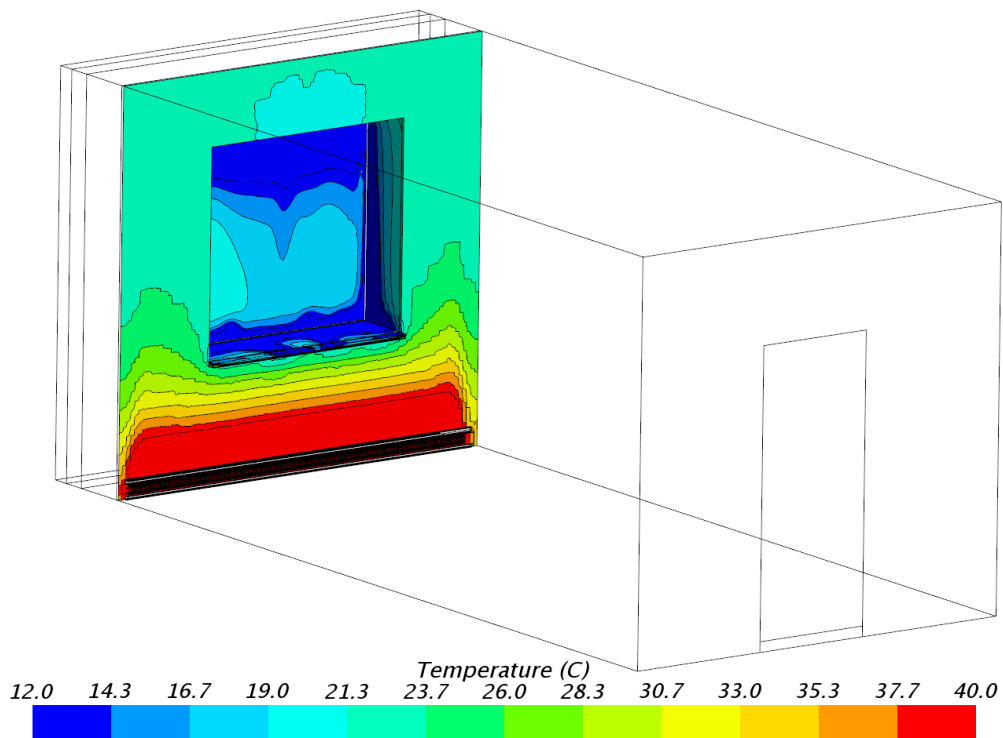


Рисунок 3.11 – Термограммы внутренней поверхности наружной стены при удельном тепловом потоке плинтусного конвектора 330 Вт/м

Следует отметить, что концентрация углекислого газа (CO_2) при поступлении приточного воздуха в зону обитания жилых помещений соответствует состоянию наружного воздуха [74], соответственно, в жилом помещении выполняются требования по качеству воздуха [64, 78].

3.3 Модель жилого помещения с системой водяного плинтусного отопления с конвектором ПЛК

В программе STAR CCM+ построена численная модель работы плинтусного конвектора ПЛК в жилом помещении. Описание конструкции конвектора ПЛК приведено в разделе 4.

При расчете не учитывались бытовые тепловыделения в помещении, но учтён приток воздуха в помещение. Тепловые потери при расчетной температуре наружного воздуха в этом случае составили - $Q_{nom} = 1074$ Вт. Расчетный тепловой поток отопительного прибора подбирался с учетом бытовых тепловыделений и равен $Q = 894$ Вт. Коэффициент запаса теплового потока отопительного прибора не учитывался. Плинтусный отопительный конвектор расположен на наружной стене.

Результаты расчета:

- тепловой поток – $Q = 889$ Вт;
- температура в обслуживаемой зоне – $t_g = 9,6$ °С;
- температура в подающем трубопроводе – $t_1 = 90$ °С;
- температура в обратном трубопроводе – $t_2 = 72,2$ °С;
- расход теплоносителя – $G = 43,5$ кг/ч.

Плотность линейного теплового потока отопительного прибора в расчете на ширину помещения, принимаемую при расчете тепловых потерь, равна $q_{l,n} = 296$ Вт/м.

Тепловые и скоростные поля в сечениях по оси отопительного прибора и оси помещения представлены на рисунках 3.12 - 3.13.

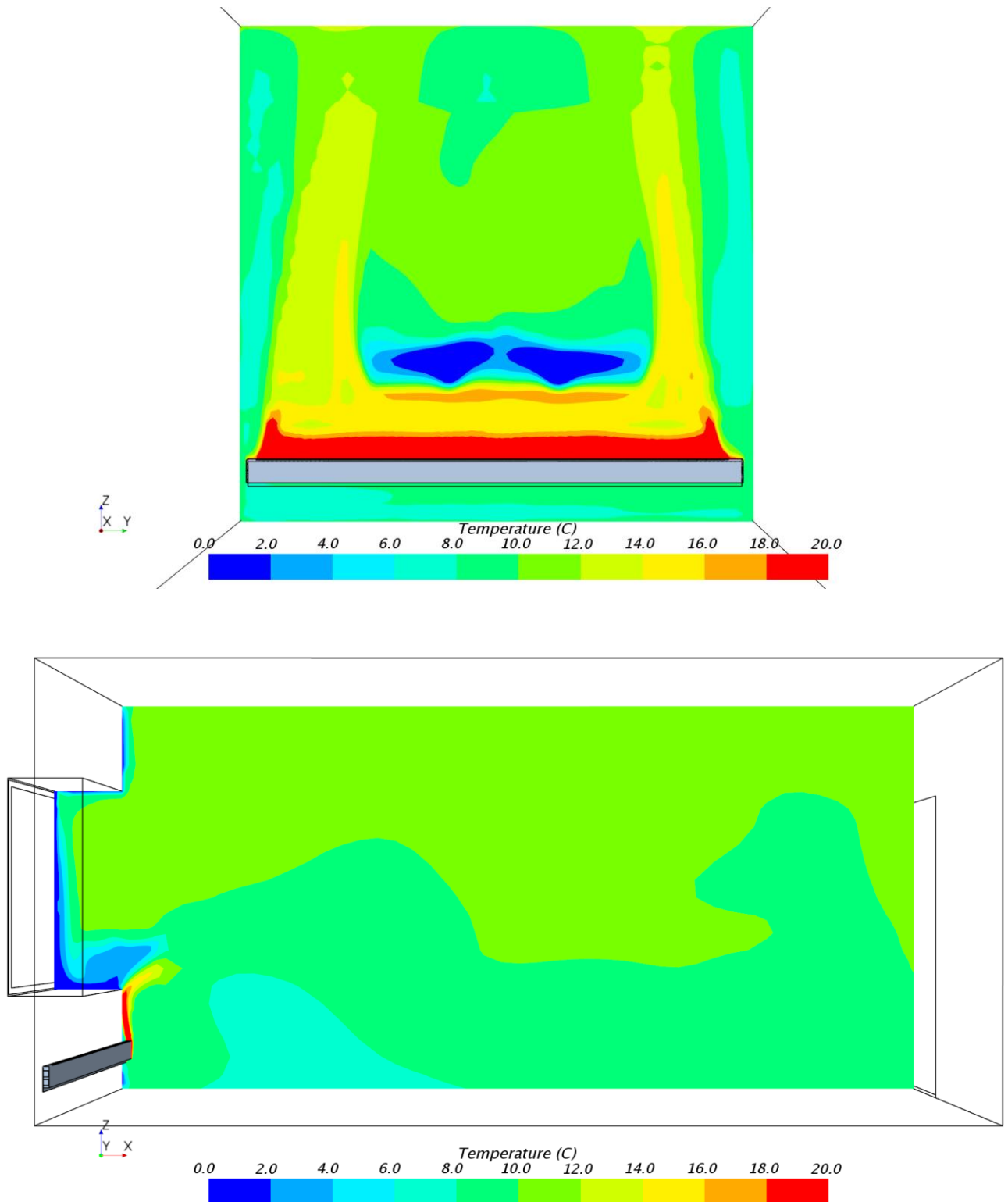


Рисунок 3.12 – Тепловые поля в помещении при одинарной установке плинтусного конвектора на наружной стене

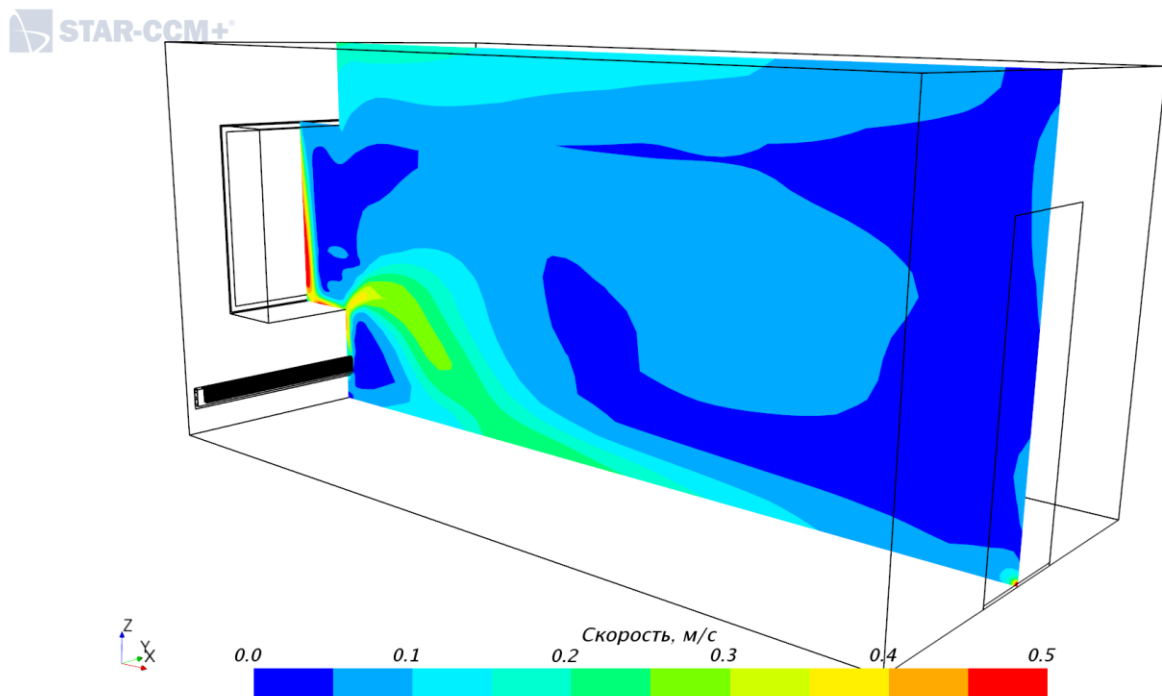
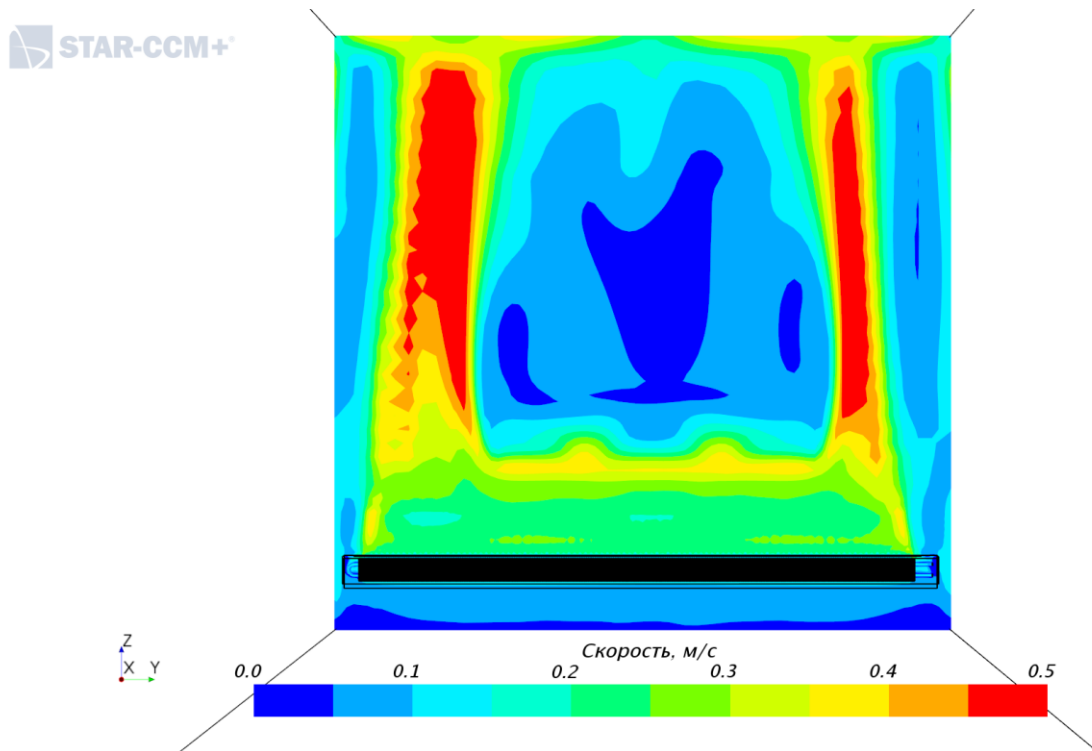


Рисунок 3.13 – Скоростные поля в помещении при одинарной установке плинтусного конвектора на наружной стене

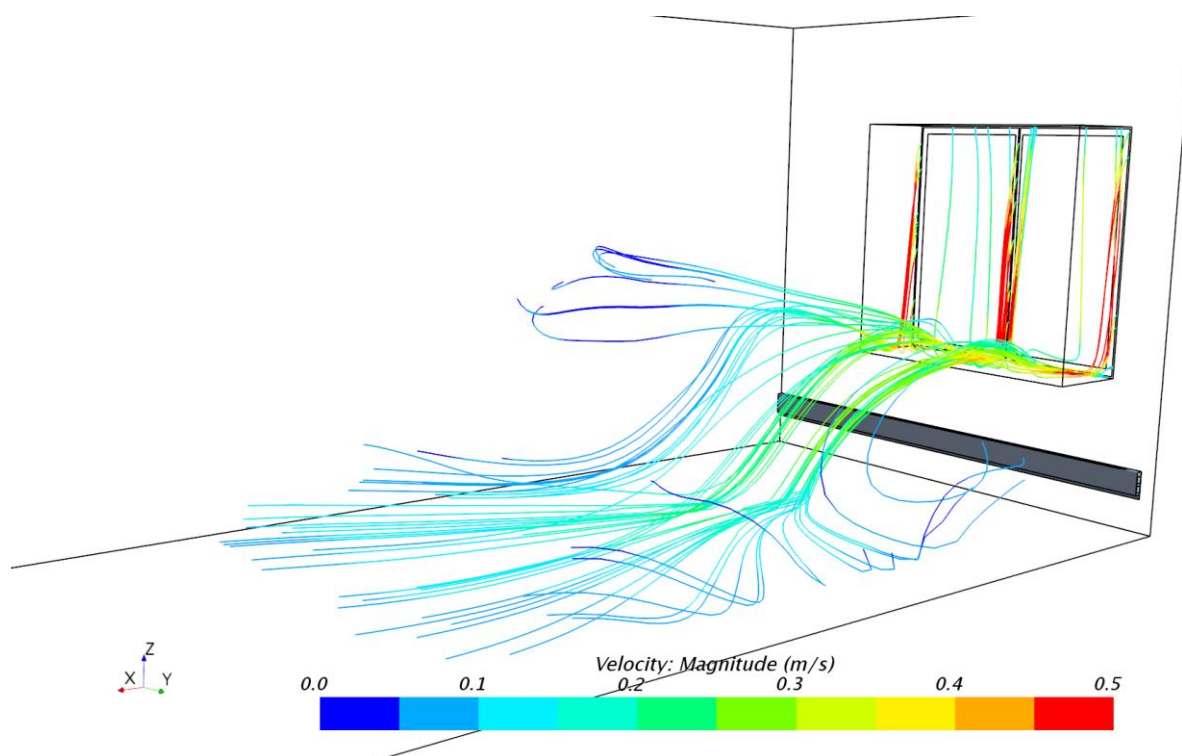


Рисунок 3.14 – Линии тока приточного воздуха в жилом помещении при одинарном плинтусном отопительном приборе на наружной стене и подаче воздуха через щели

При отсутствии бытовых тепловыделений температура воздуха в жилом помещении ($t_g = 9,6 \text{ }^\circ\text{C}$) ниже нормируемых значений ($t_g = 20 \text{ }^\circ\text{C} - [9, 64]$) и, как следует из рисунков 3.12 - 3.14, струя холодного приточного воздуха поступает на пол помещения. Бытовые тепловыделения рассчитываются усреднено по всей квартире и имеют нестационарный и неопределенный характер. Следовательно, при определении теплового потока, компенсируемого отопительными приборами систем отопления жилых помещений, не следует учитывать бытовые тепловыделения.

Для увеличения теплового потока отопительного прибора предусмотрена двойная установка плинтусного конвектора по вертикали на наружной стене.

В этом варианте расчета расчетный тепловой поток отопительного прибора без учета бытовых тепловыделений равен $Q = 1074 \text{ Вт}$. Плотность линейного теплового потока отопительного прибора в расчете на ширину помещения, принимаемую при расчете тепловых потерь, равна 373 Вт/м .

Результаты расчета представлены на рисунках 3.15 – 3.17 и в таблице 3.1.

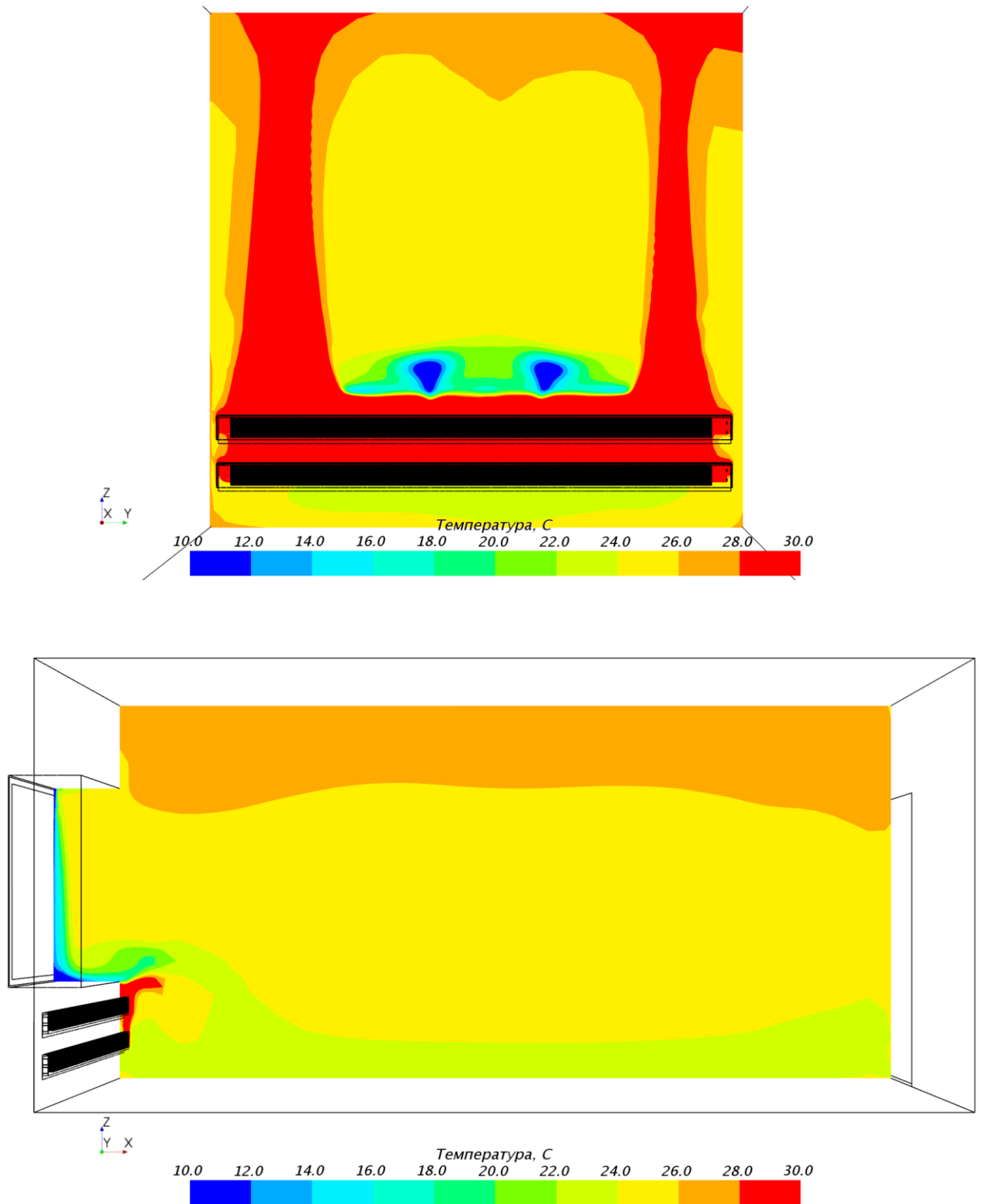


Рисунок 3.15 – Тепловые поля в помещении при двойной установке плинтусного конвектора на наружной стене

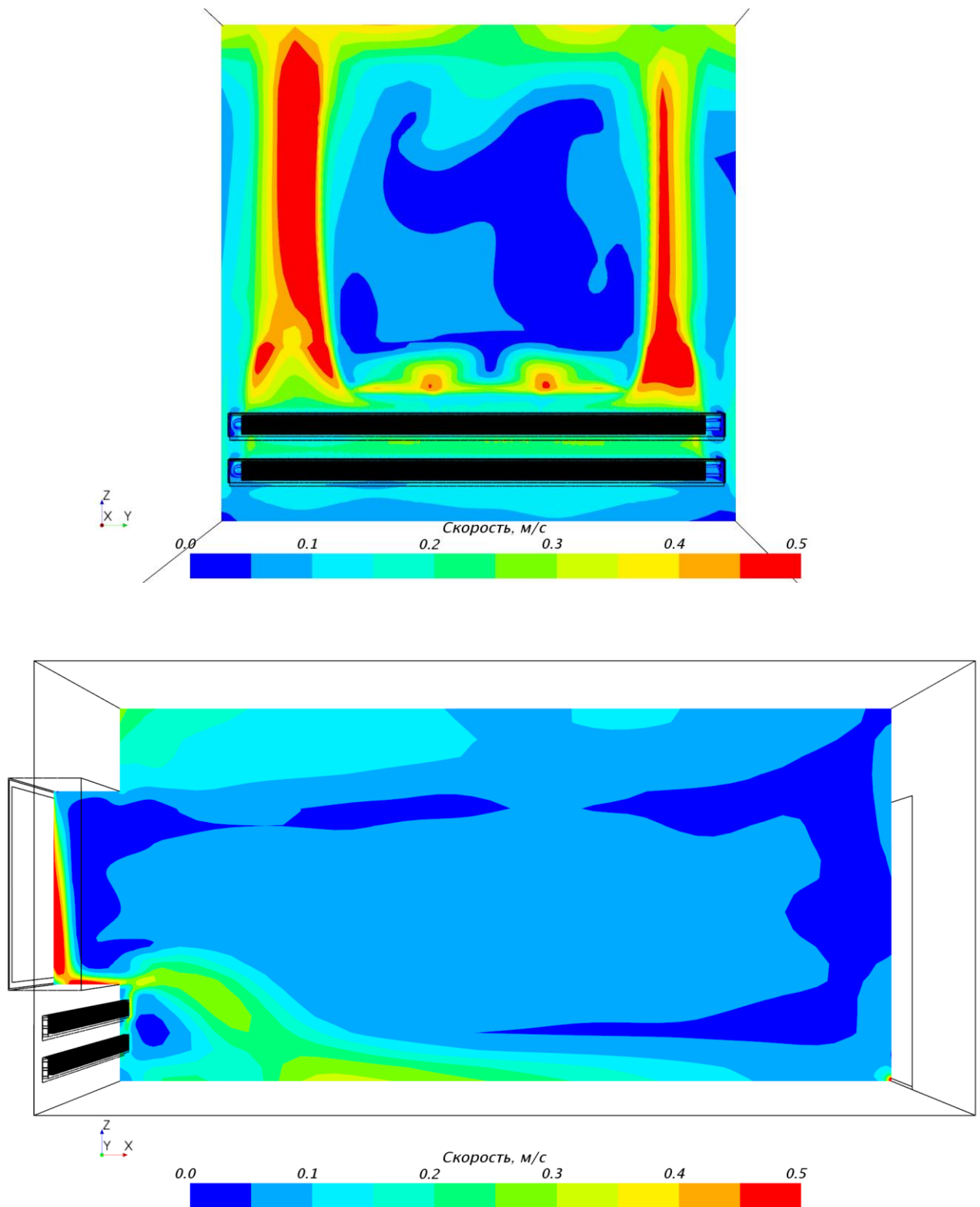


Рисунок 3.16 – Скоростные поля в помещении при двойной установке плинтусного конвектора на наружной стене

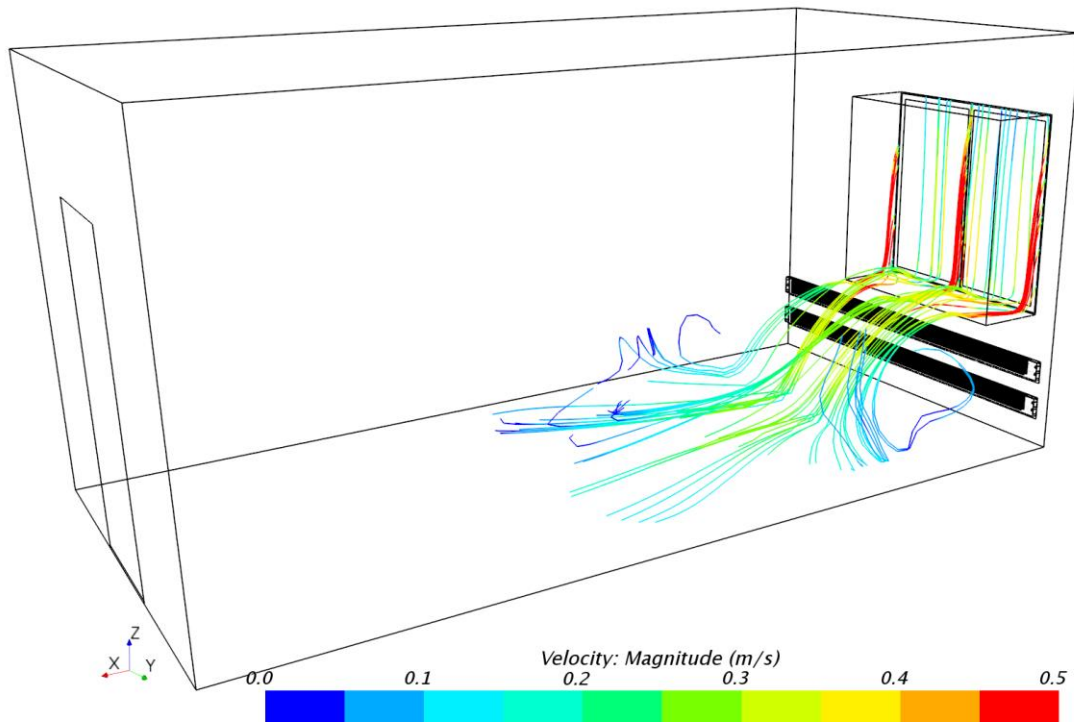


Рисунок 3.17 – Линии тока приточного воздуха в жилом помещении при двойном плинтусном отопительном приборе на наружной стене

Таблица 3.1 – Результаты расчета при размещении двух плинтусных конвекторов на наружной стене помещения

Показатели	Значения показателей	
	нижний конвектор	верхний конвектор
Тепловой поток, Q , Вт	594	524
Температура в обслуживаемой зоне, t_6 , °С	24,87	24,87
Температура в подающем трубопроводе, t_1 , °С	90	90
Температура в обратном трубопроводе, t_2 , °С	65,71	68,52
Расход теплоносителя, G , кг/ч	21	21

Тепловой поток отопительных приборов - $Q = 594 + 524 = 1118$ Вт. Таким образом, запас теплопроизводительности отопительных приборов относительно расчетного значения - $\Delta Q = [(1118 - 1074) / 1074] \cdot 100\% = 4,1\%$ Вт.

Фактические тепловые потери при расчетной температуре внутреннего воздуха составляют

$$Q_{\phi} = (594 + 524) \cdot \frac{20 + 24}{24,87 + 24} = 1007 \text{ Вт.}$$

Погрешность расчета тепловых потерь $[(1074 - 1007) / 1007] \cdot 100 = 6,7\%$.

Соответственно, фактический дополнительный тепловой поток отопительного прибора - $\Delta Q = 1118 - 1007 = 111$ Вт (11%), а фактический запас теплопроизводительности отопительных приборов - $\Delta Q = [(1118 - 1007) / 1007] \cdot 100\% = 11\%$ Вт.

По результатам расчета температура воздуха на уровне пола изменяется от 22 до 24 °С, что соответствует нормируемым значениям [9], а скорость - до 0,4 м/с (на уровне нижней границы обслуживаемой зоны помещения - 0,35 м/с). Струя подогретого приточного воздуха также опускается в нижнюю зону помещения (рисунки 3.15 - 3.17). Скорость движения воздуха, осредненная по объему зоны обитания жилого помещения, составляет 0,14 м/с. Площадь дискомфортной зоны по скорости воздуха составляет не более 10% площади обслуживаемой зоны помещения. Перепад температуры воздуха по высоте, равный 3 °С, является допустимым для жилых помещений [9].

При установке плинтусных конвекторов в два ряда по высоте в расчетные зависимости для определения теплового потока (1.6, 1.7) необходимо ввести коэффициент, учитывающий снижение суммарного теплового потока (см. табл. 3.1), - $\psi = (594 + 524) / (594 + 594) = 0,94$.

3.4 Выводы по третьему разделу

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. При установке в жилом помещении вдоль наружной стены плинтусного отопительного прибора конвекторного типа, рассчитанного на восполнение тепловых потерь, повышается температура внутренней поверхности наружной стены и результирующая температура помещения. Исключаются пониженные температуры в области горизонтальных стыков наружных стен в зоне опирания перекрытия.

2. Нисходящий поток приточного воздуха, поступающего через регулируемые оконные створки с расчетной для холодного периода года температурой наружного воздуха, приводит к созданию зоны дискомфорта в обслуживаемой зоне (зоне обитания) жилых помещений при однорядном размещении плинтусного отопительного прибора на наружной стене. Система плинтусного отопления при подаче приточного воздуха через регулируемые оконные створки не позволяет обеспечить нормируемые микроклиматические параметры (температуру и скорость движения воздуха) в обслуживаемой зоне помещения, а также нормируемый перепад температур в различных точках обслуживаемой зоны. Площадь зоны дискомфорта составляет ~40% площади обслуживаемой зоны помещения.

3. При определении расчетного теплового потока отопительного прибора не следует учитывать бытовые тепловыделения.

4. Для локализации нисходящего потока приточного воздуха, поступающего через регулируемые оконные створки, рекомендуется применять двойную установку плинтусного конвектора по вертикали на наружной стене. По результатам расчета температура воздуха на уровне пола изменяется от 22 до 24 °С, что соответствует нормируемым значениям [9], а скорость - до 0,4 м/с (на уровне нижней границы обслуживаемой зоны помещения – 0,35 м/с). Скорость движения воздуха, осредненная по объему зоны обитания жилого помещения, составляет 0,14 м/с. Площадь дискомфортной зоны по скорости воздуха составляет

не более 10% площади обслуживаемой зоны помещения. Перепад температуры воздуха по высоте, равный 3 °С, является допустимым для жилых помещений [9].

5. При установке плинтусных конвекторов в два ряда по высоте в расчетные зависимости для определения теплового потока отопительного прибора вводится коэффициент $\psi=0,94$, учитывающий снижение суммарного теплового потока.

4 Исследование отопительного прибора системы водяного плинтусного отопления в испытательной камере

4.1 Конструкция плинтусного конвектора ПЛК

Для исследования принят плинтусный конвектор ПЛК 04.14.150 (производитель – АО «Фирма Изотерм») [27, 56]. Конструкция конвектора представлена на рисунке 4.1.

Плинтусный конвектор ПЛК предназначен для систем водяного отопления многоквартирных жилых, административных и общественных зданий, а также для индивидуального жилищного строительства. Конвектор имеет малые габариты (глубина - 36 мм; высота - 145 мм) и устанавливается вдоль стен по периметру помещения.

Конструкция плинтусного конвектора представляет собой стойкий к коррозии теплообменник с присоединительными патрубками с внутренней резьбой, а также основание с кронштейнами, кожух и воздухопускной клапан.

Теплообменник конвектора состоит из двух медных труб вертикальной компоновки диаметром 15 мм (толщиной 0,5 мм) и алюминиевых пластин оребрения толщиной 0,22 мм. Кожух выполнен из оцинкованной стали и окрашен порошковой эпоксидно-полиэфирной краской. Основание и кронштейны выполнены из оцинкованной стали, окрашенной методом порошкового напыления. Плинтусный конвектор выпускается в концевом и проходном исполнениях, с боковым расположением присоединительных патрубков.

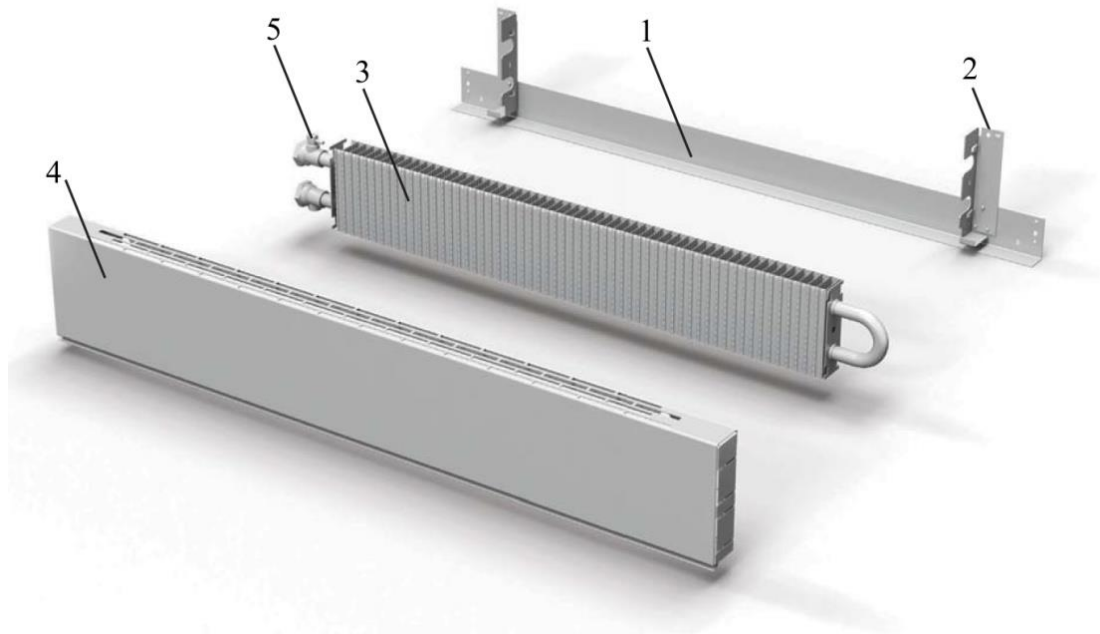
Эксплуатационные характеристики теплообменника:

- максимальная рабочая температура теплоносителя (воды или незамерзающей жидкости) – плюс 130 °С;
- максимальное рабочее избыточное давление теплоносителя - 1,6 МПа.

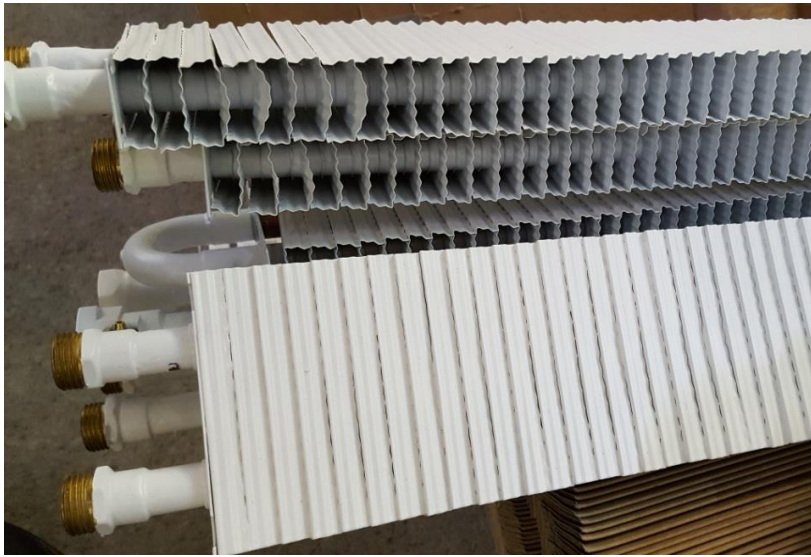
Плинтусный конвектор монтируется на стене с прилеганием к чистому полу (рисунок 4.1).

Размеры плинтусных конвекторов указаны на рисунке 4.2.

а)



б)



в)

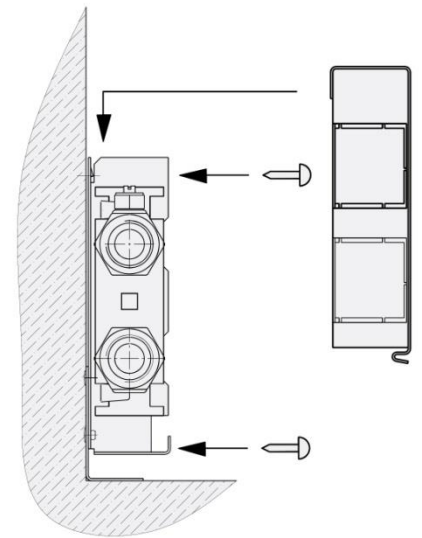
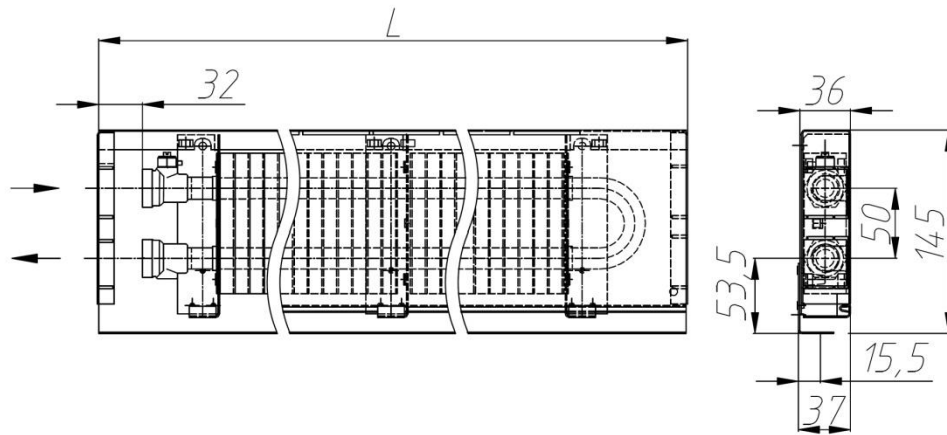


Рисунок 4.1 – Плинтусный конвектор ПЛК

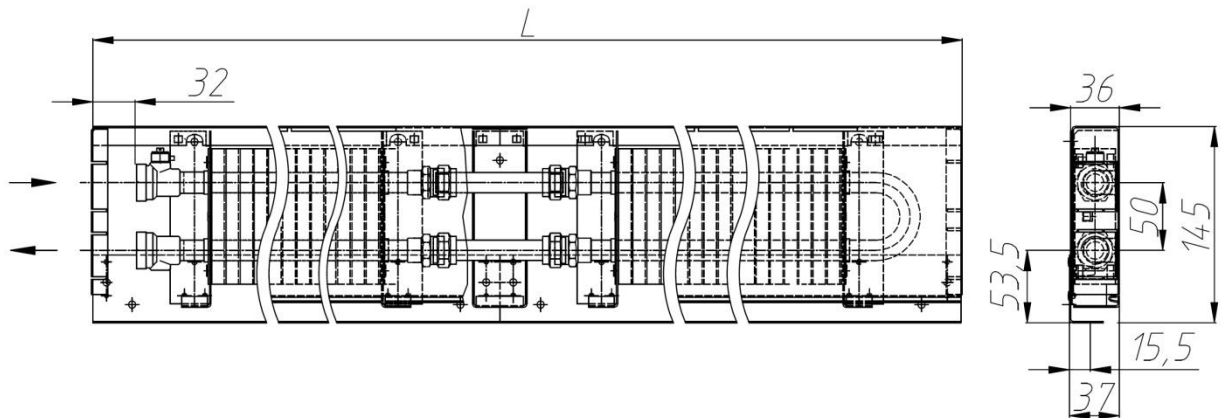
а – общий вид; б – вид теплообменника; в - монтаж конвектора

1 – основание; 2 – кронштейны; 3 – теплообменник; 4 – кожух; 5 – воздуховыпускной клапан

ПЛК 04.14.060...300



ПЛК 04.14.310...620



ПЛКП 04.14.060...300

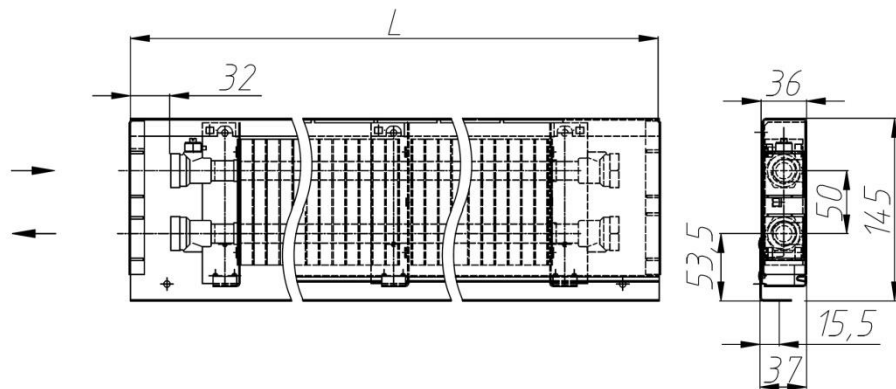


Рисунок 4.2 – Размеры плинтусного конвектора ПЛК

Обозначение конвекторов: например, «Конвектор ПЛК(П) 04.14.200 – П»:

- ПЛК - конвектор концевой; ПЛКП – конвектор проходной;

- габаритные размеры корпуса, мм:

- глубина: 04 = 36 мм;
- высота: 14 = 145 мм;
- длина базовой модели: 060 = 600 мм; 070 = 700 мм; 080 = 800 мм; 090 = 900 мм; 100 = 1000 мм; 110 = 1100 мм; 120 = 1200 мм; 130 = 1300 мм; 140 = 1400 мм; 150 = 1500 мм; 160 = 1600 мм; 170 = 1700 мм; 180 = 1800 мм; 190 = 1900 мм; 200 = 2000 мм; 210 = 2100 мм; 220 = 2200 мм; 230 = 2300 мм; 240 = 2400 мм; 250 = 2500 мм; 260 = 2600 мм; 270 = 2700 мм; 280 = 2800 мм; 290 = 2900 мм; 300 = 3000 мм.

Конвекторы длиной более 3000 мм выполняются из нескольких секций.

4.2 Модель испытательной камеры

В программе Solidworks построена твердотельная модель испытательной камеры с расположенным в ней плитусным конвектором. Размеры испытательной камеры: длина - 4 м; ширина - 4 м; высота - 3 м [12, 88-90].

Модель была загружена в программу STAR-CCM+. Далее модель разбивалась на отдельные части для задания физических свойств.

Математическая модель состоит из двух объектов: камеры и отопительного прибора. Для удобства построения расчетной сетки прибор разбит на отдельные границы (труба, пластины, кожух). Внутри трубы отдельной областью создана вода, которая разбита на границы: вход в трубу, выход из трубы и часть, находящуюся непосредственно в трубе.

Камера разбита на следующие границы (рисунки 1, 22, 4.3, 4.4):

- стены камеры, подключенные к системе охлаждения;
- стена за испытуемым прибором, состоит из неохлаждаемого и охлаждаемого участков;
- неохлаждаемая стена напротив испытуемого прибора;
- неохлаждаемый пол.

В границы камеры были включены те части отопительного прибора, которые непосредственно контактируют с воздухом (труба, пластины, кожух).

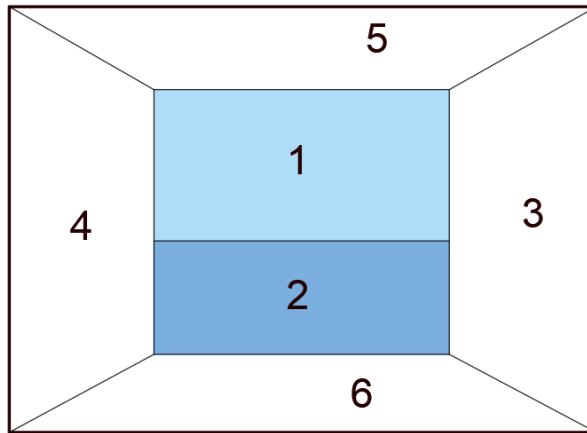


Рисунок 4.3 – Камера для испытаний отопительных приборов

1 – водоохлаждаемая часть стены, у которой установлен испытуемый прибор; 2 – теплоизолированный участок стены, у которой установлен отопительный прибор; 3 – правая водоохлаждаемая стена; 4 – левая водоохлаждаемая стена; 5 – водоохлаждаемый потолок; 6 – неохлаждаемый пол

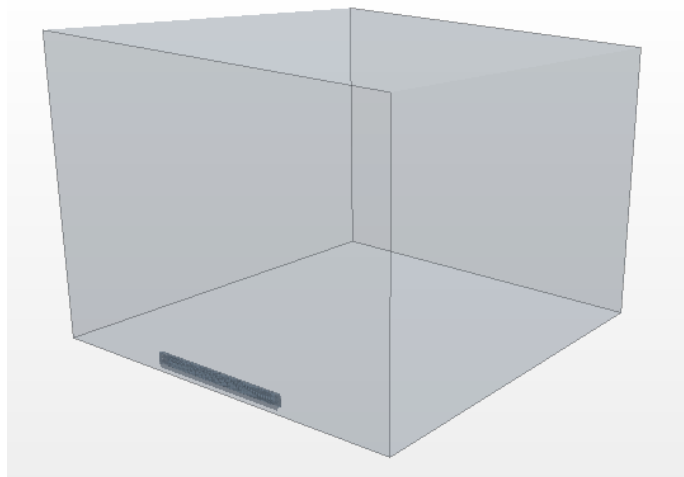


Рисунок 4.4 – Камера с отопительным прибором в программе STAR-CCM+

Участок 2 стены, у которой установлен отопительный прибор, утеплен по всей длине на высоту 1 м от пола. Термическое сопротивление утепляющего слоя - $2 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$.

Пол и стена, противоположная ограждению, на котором размещен отопительный прибор, имеют термическое сопротивление $0,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$.

Температура окружающего камеру воздуха – плюс 20 °C .

При моделировании определяющая температура воздуха в камере определяется как среднее значение по результатам измерений в двух точках на

центральной вертикальной оси камеры - на расстоянии 0,05 и 1,5 м от пола (рисунок 4.5).

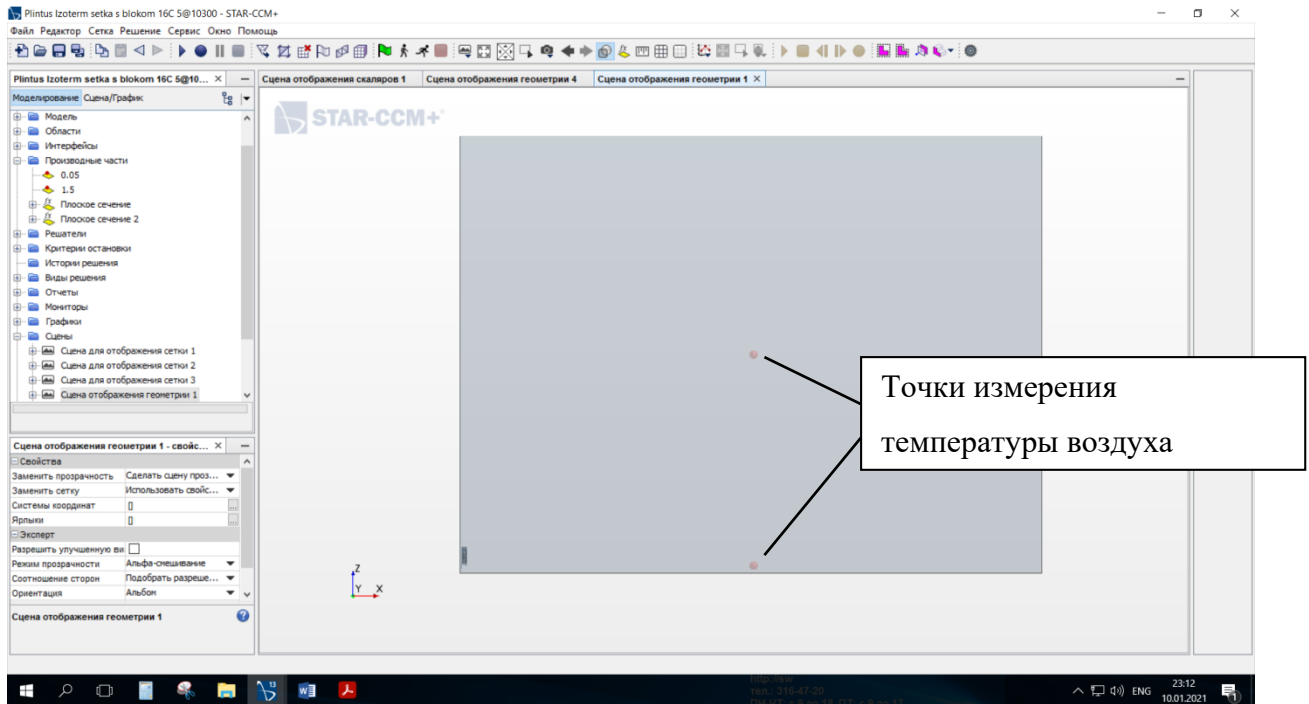


Рисунок 4.5 – Точки измерения температуры воздуха в камере

Для каждого варианта расчета построена расчетная сетка с измельчением у отопительного прибора. Создано два вида сетки с различными характеристиками: для отопительного прибора и камеры (рисунок 4.6). Общее количество ячеек сетки составило более 3 млн.

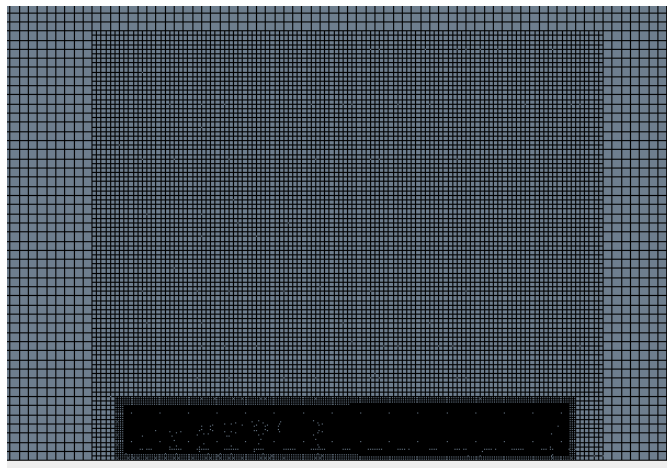


Рисунок 4.6 – Расчетная сетка в камере

Созданы четыре вида физических условий (воздушного пространства; медных труб; алюминиевых пластин и кожуха; воды и интерфейсы для передачи информации от одного объекта к другому).

4.3 Исследование влияния расхода теплоносителя на тепловой поток отопительного плинтусного конвектора

Тепловой поток отопительного прибора можно определить по зависимости [44]

$$Q = k_1 \cdot F_1 \cdot (t_{cp} - t_e), \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

где k_1 - коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади внутренней поверхности трубок конвектора, Вт/(м²·°С);

F_1 - площадь внутренней поверхности трубок конвектора, м²;

t_{cp} - средняя температура теплоносителя в отопительном приборе, °С;

t_e - средняя температура воздуха в испытательной камере, °С, определяемая по зависимости

$$t_e = (t_{0,05} + t_{1,5}) / 2, \quad (4.2)$$

здесь $t_{0,05}$ и $t_{1,5}$ - температура воздуха на центральной вертикальной оси камеры, соответственно, на расстоянии 0,05 и 1,5 м от пола, °С.

Средняя температура теплоносителя в отопительном приборе

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \text{ °С}, \quad (4.3)$$

где t_1 - температура теплоносителя на входе в отопительный прибор, °С;

t_2 - температура теплоносителя на выходе из отопительного прибора, °С.

Для трубок конвектора наружным диаметром, d_2 , м, и внутренним диаметром, d_1 , м, выполняется условие [44]

$$d_2/d_1 = 0,015/0,014 = 1,071 < 1,5,$$

поэтому вместо цилиндрической стенки можно рассматривать эквивалентную плоскую стенку такой же толщины.

При определении площади внутренней поверхности трубок конвектора в качестве диаметра трубки принимается средний диаметр

$$d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}, \text{ м.} \quad (4.4)$$

Коэффициент теплопередачи, входящий в зависимость (4.1), определяется следующим образом

$$k_1 = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2} \right), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (4.5)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от теплоносителя (жидкости) к внутренней поверхности трубок конвектора, Вт/(м²·°C);

δ - толщина стенки трубки конвектора, м;

λ - теплопроводность материала стенки трубки конвектора, Вт/(м·°C);

α_2 - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубки конвектора с оребрением к воздуху, Вт/(м²·°C);

F_1 - площадь внутренней поверхности трубки конвектора, м²;

F_2 - площадь наружной поверхности трубки конвектора с оребрением, м²;

Основные характеристики медной трубки конвектора:

- наружный диаметр трубки - $d_2 = 0,015$ м;
- толщина стенки трубки - $\delta = 0,0005$ м;
- длина трубки конвектора - $l = 2,915$ м;
- теплопроводность медной трубки - $\lambda = 380$ Вт/(м·°C).

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя (жидкости) к внутренней поверхности трубок конвектора, α_1 , Вт/(м²·°C), зависит от режима течения теплоносителя. Определяющим критерием режима течения является число Рейнольдса.

Число Рейнольдса, в котором в качестве определяющего размера принят внутренний диаметр трубки конвектора, d_1 , м, определяется по зависимости

$$\text{Re}_{d_{жк}} = \frac{w \cdot d_1}{\nu_{жк}}, \quad (4.6)$$

где w - скорость движения теплоносителя в трубке конвектора, м/с;

$\nu_{жк}$ - кинематическая вязкость воды, м²/с.

На практике принимают ламинарное движение при $\text{Re}_{d_{жк}} \leq 2000$, а турбулентное – при $\text{Re}_{d_{жк}} \geq 10000$ [2, 34, 39, 45]. Между верхней границей области ламинарного течения и нижней границей области турбулентного сечения существует область переходного режима. Переходный режим движения является неустойчивым и чувствителен к различным возмущениям, например, по данным [45], переход к турбулентному режиму может происходить при $\text{Re}_{d_{жк}} \geq 2600$.

Теплоотдача в переходной области изучена мало и расчетных зависимостей, дающих удовлетворительные результаты, не имеется [44].

При ламинарном режиме течения жидкости в трубах средний коэффициент теплоотдачи, $\bar{\alpha}$, Вт/(м²·°С), можно рассчитать по зависимостям [44]

$$\bar{\alpha}_1 = \bar{Nu}_{d_{жк}} \cdot \lambda_{жк} / d_1; \quad (4.7)$$

$$\bar{Nu}_{d_{жк}} = 0,17 \cdot \text{Re}_{d_{жк}}^{0,33} \cdot \text{Pr}_{жк}^{0,43} \cdot \text{Gr}_{жк}^{0,1} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{жк}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (4.8)$$

где $\bar{Nu}_{d_{жк}}$ - число Нуссельта, в котором в качестве определяющего размера принят диаметр d_1 ;

$\lambda_{жк}$ - теплопроводность жидкости, Вт/(м·°С);

$\text{Pr}_{жк}$ - число Прандтля при определяющей температуре жидкости;

$\text{Gr}_{жк}$ - число Грасгофа при определяющей температуре жидкости;

Pr_c - число Прандтля при определяющей температуре стенки.

Зависимость (4.8) справедлива при:

- $l / d_1 > 10$;

- $\text{Re}_{жк} > 10$;

- $0,06 < \text{Pr}_{жк} / \text{Pr}_c < 10$.

Средний коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости в трубах [41]

$$\overline{Nu}_{джк} = 0,021 \cdot Re_{джк}^{0,8} \cdot Pr_{джк}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{джк}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (4.9)$$

где ε_l - коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Если $l / d_1 > 50$, то $\varepsilon_l = 1$ [45]. Для данного случая $l / d_1 = 2,915 / 0,014 = 208,2 > 50$. Соответственно, $\varepsilon_l = 1$.

Расчет коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубок конвектора, α_1 , для плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150 выполнен по зависимостям (4.6 – 4.9), величины $\frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}$ - на основании экспериментальных данных. Приняты следующие значения расходов теплоносителя: 5, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 100, 150, 200, 300, 360 кг/ч. По результатам расчета определена зависимость коэффициента теплопередачи k_1 от числа Рейнольдса (рисунок 4.7).

В зависимости коэффициента теплопередачи от теплоносителя к воздуху, k_1 , можно выделить две области (рисунок 4.7):

- при значении числа Рейнольдса $Re_{джк} > 2200$ коэффициент теплопередачи k_1 остается практически постоянным;
- при $Re_{джк} < 2200$ коэффициент теплопередачи k_1 резко уменьшается.

Полученное граничное значение $Re_{джк} = 2200$ совпадает с точкой перехода режима течения жидкости в трубах от ламинарного к переходному или турбулентному.

Таким образом, при значениях расхода теплоносителя от 30 до 360 кг/ч (соответственно, $Re_{джк}$ от 2230 до 28700), влияние скорости движения теплоносителя на значение коэффициента теплопередачи практически не ощущается (область турбулентного течения). В зависимости для определения

номинального теплового потока отопительного прибора можно не учитывать расход теплоносителя.

В области ламинарного режима течения ($Re_{дж} < 2200$; расход теплоносителя менее 30 кг/ч) влияние скорости движения теплоносителя на значение коэффициента теплопередачи существенно. В этом случае в зависимости для определения номинального теплового потока следует учитывать расход теплоносителя.

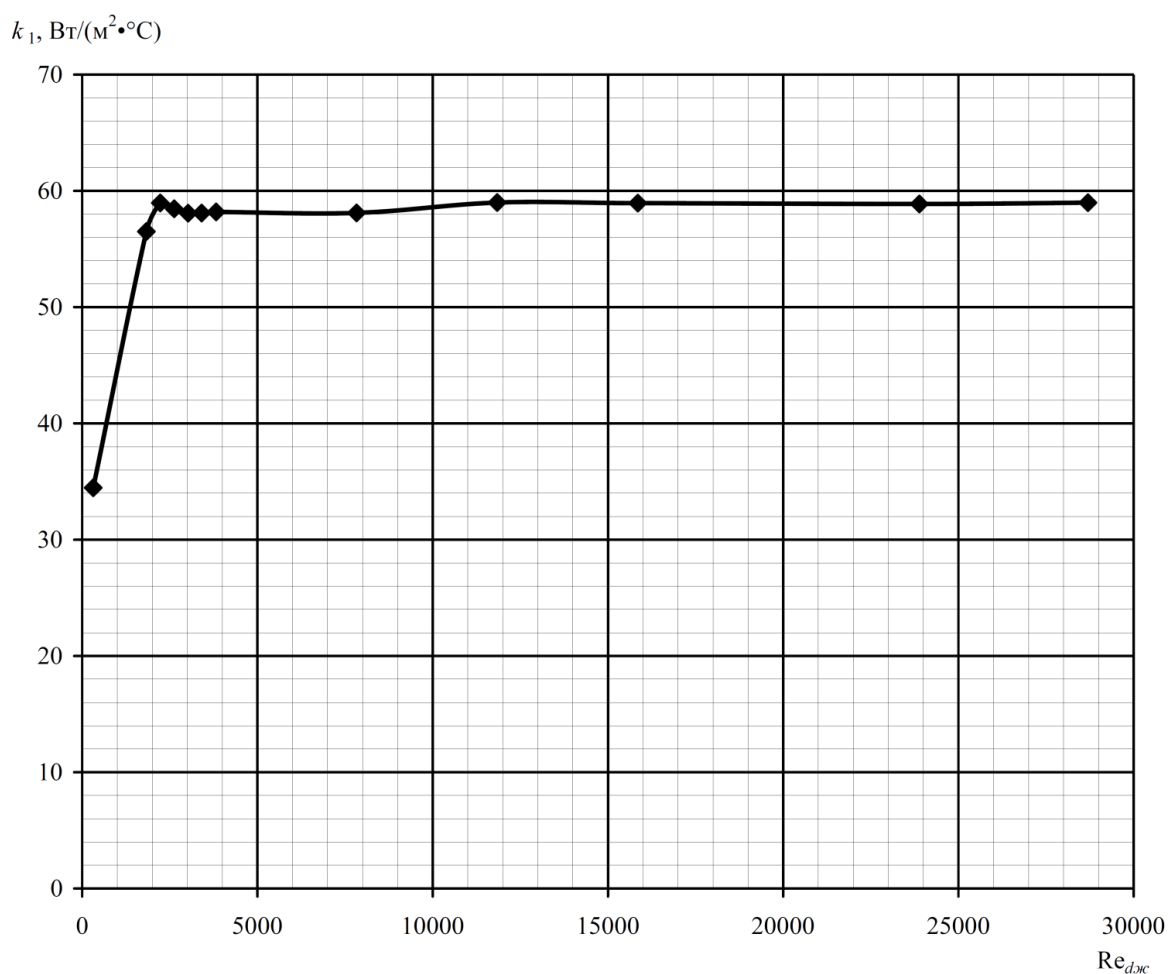


Рисунок 4.7 – Зависимость коэффициента теплопередачи, отнесенного к площади трубок конвектора, от числа Рейнольдса для плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150

При практическом проектировании для обеспечения эффективной работы системы отопления следует ограничить расход теплоносителя значением числа Рейнольдса - $Re_{дж} \geq 2200$.

4.4 Исследование теплового потока отопительного прибора

При обработке результатов испытаний отопительных приборов в различных камерах первостепенное значение имеет вопрос, на каком уровне следует измерять температуру воздуха, к которой относится тепловой поток отопительного прибора, т.е. определяющую температуру воздуха. Очевидно, что при наличии градиента температуры воздуха по высоте это должна быть температура, которая практически остается постоянной при изменении температуры поверхностей камеры.

На рисунке 4.8 представлено распределение температуры воздуха по высоте в центре камеры при различных температурах охлаждаемых поверхностей.

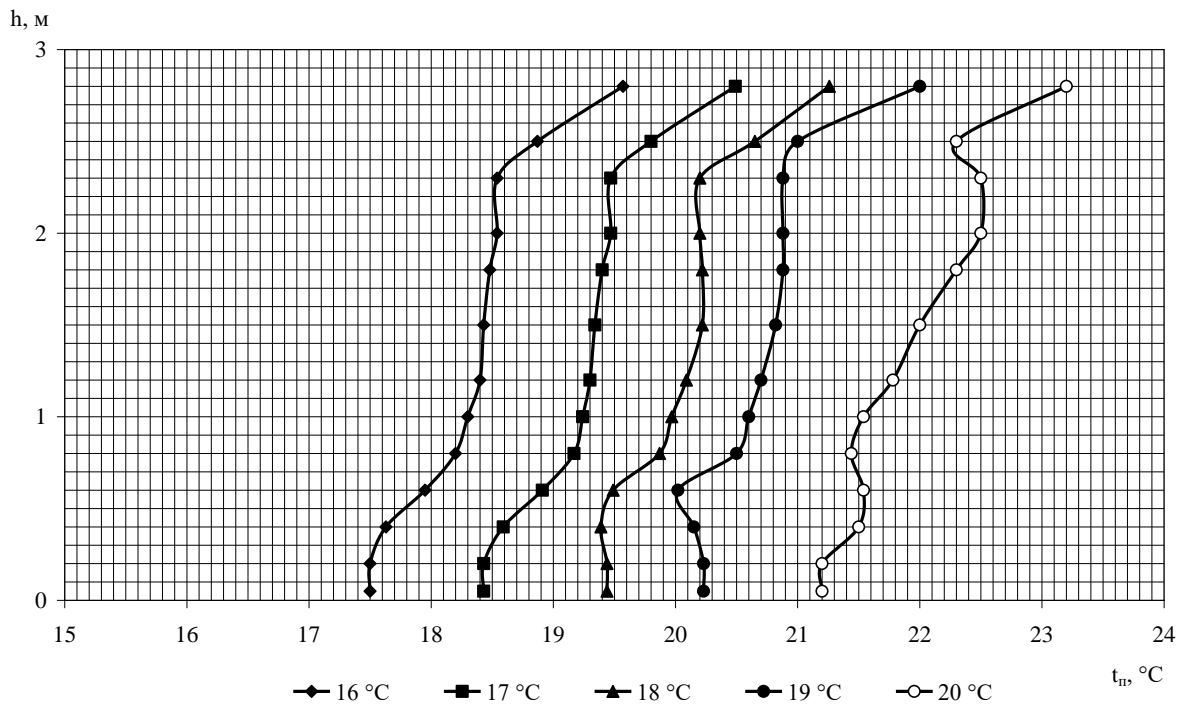


Рисунок 4.8 - Изменение температуры воздуха по высоте камеры (в центре) при различных температурах охлаждаемых поверхностей (температура теплоносителя на входе в отопительный прибор - 90 °C; расход теплоносителя - 0,1 кг/с)

Температура охлаждаемых поверхностей, $t_{\text{п}}$, задавалась в интервале от 16 до 20 °C, при этом температура в нижней зоне (на уровне 0,05 – 0,2 м) изменяется от 17,5 до 21,2 °C, т.е. в пределах 3,7 °C.

Наличие и величина градиента температур воздуха в камере связаны с развитием конвективной струи над отопительным прибором. Эта струя, развиваясь сначала у стены, на которой установлен отопительный прибор, а затем под потолком в горизонтальном направлении; способствует перегреву верхней зоны помещения. Скачок температуры под потолком обусловлен развитием конвективной струи (рисунки 4.9 – 4.13).

В качестве расчетной (определяющей) температуры воздуха принимается полусумма температур воздуха на расстоянии 0,05 ($t_{0,05}$, °C) и 1,5 м ($t_{1,5}$, °C) от пола на центральной оси симметрии, перпендикулярной к основанию испытательной камеры [12].

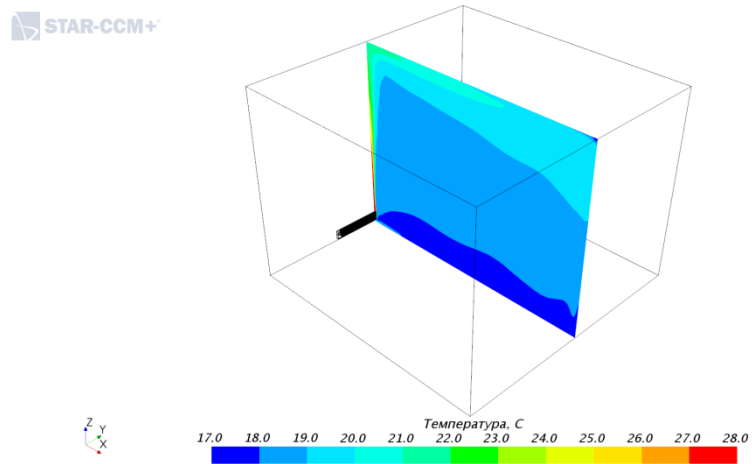
На высоте над уровнем пола до 0,2 м отсутствует градиент температуры воздуха и с такой температурой воздух подтекает к отопительному прибору, поэтому целесообразно принимать в качестве определяющей температуры значение, полученное на высоте 0,05 м, а не среднее значение из измеренных на высотах 0,05 и 1,5 м.

Градиент температур воздуха по высоте зависит от температуры охлаждаемых поверхностей и меняется в диапазоне от 0,64 до 0,41 °C/м. Под градиентом температуры подразумевается разность температур воздуха на высотах 0,05 и 1,5 м, отнесенная к разности высот этих точек.

При испытании отопительных приборов для поддержания требуемой температуры воздуха ($20 \pm 1,5$) °C необходимо понижать или повышать температуру охлаждаемых поверхностей камеры.

Изменение температуры охлаждаемых потолка и стенок от 16 до 20 °C влияет как на конвективную, так и лучистую составляющие теплового потока отопительных приборов. При понижении температуры охлаждаемых поверхностей на 1 °C тепловой поток отопительного прибора возрастает примерно на 2,2% (рисунок 4.14).

a)



б)

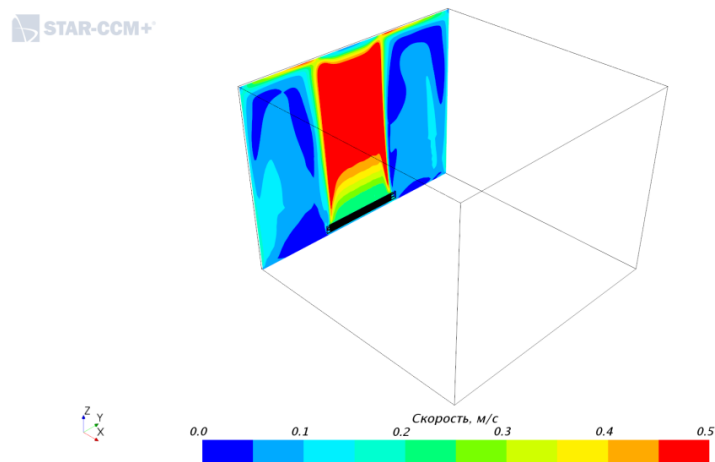
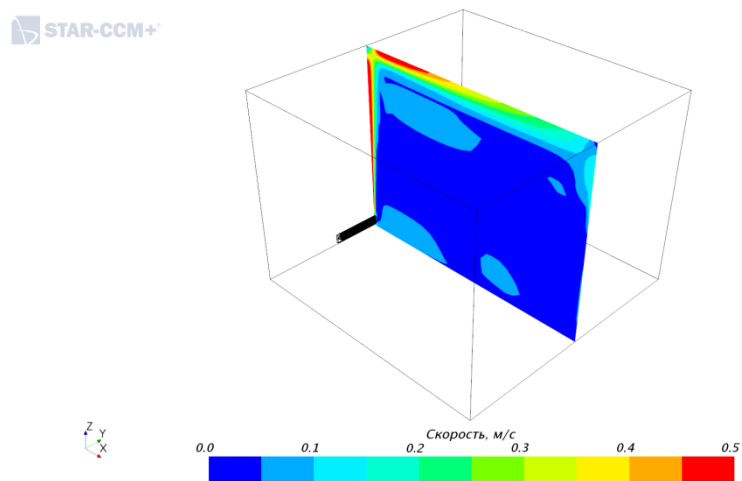
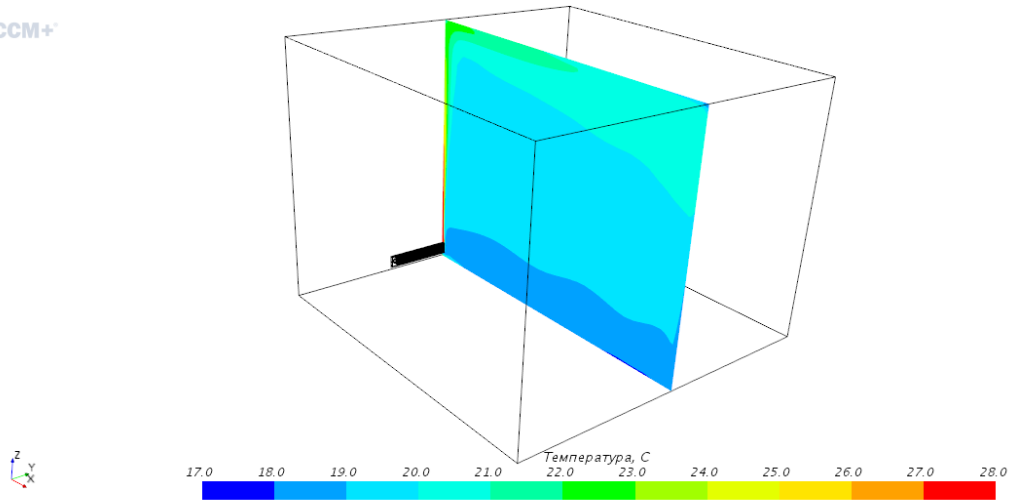


Рисунок 4.9 - Температурные (а) и скоростные (б) поля в камере при температуре охлаждаемых поверхностей 16 °С

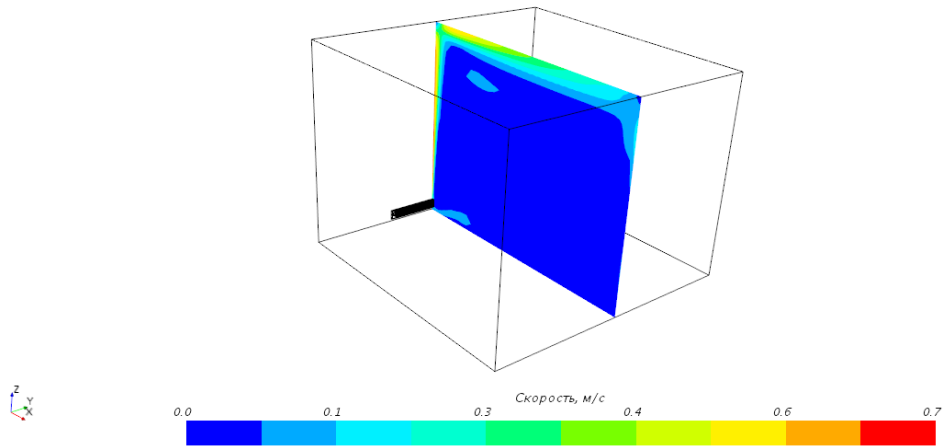
a)

STAR-CCM+



б)

STAR-CCM+



STAR-CCM+

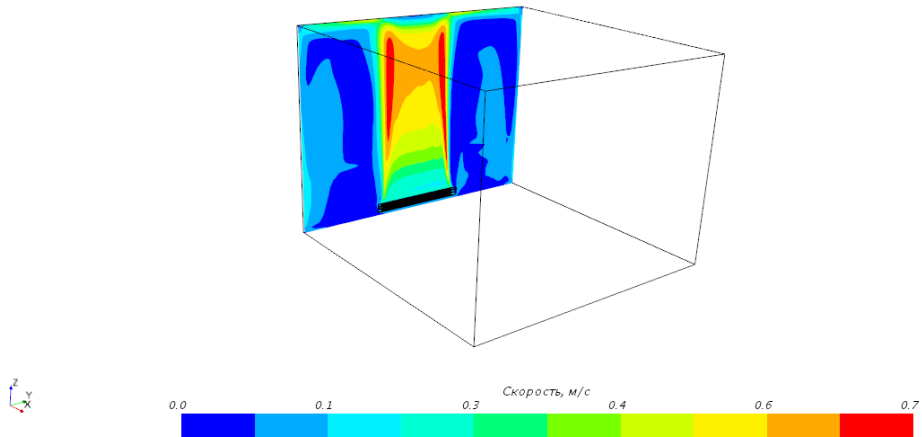
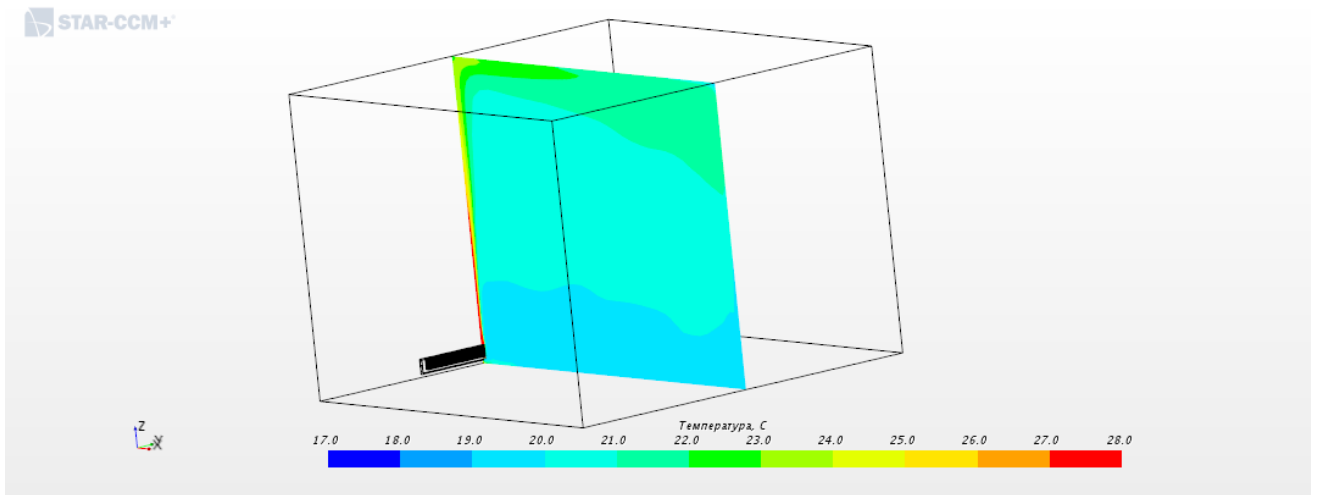


Рисунок 4.10 - Температурные (а) и скоростные (б) поля в камере при температуре охлаждаемых поверхностей 17 °С

a)



б)

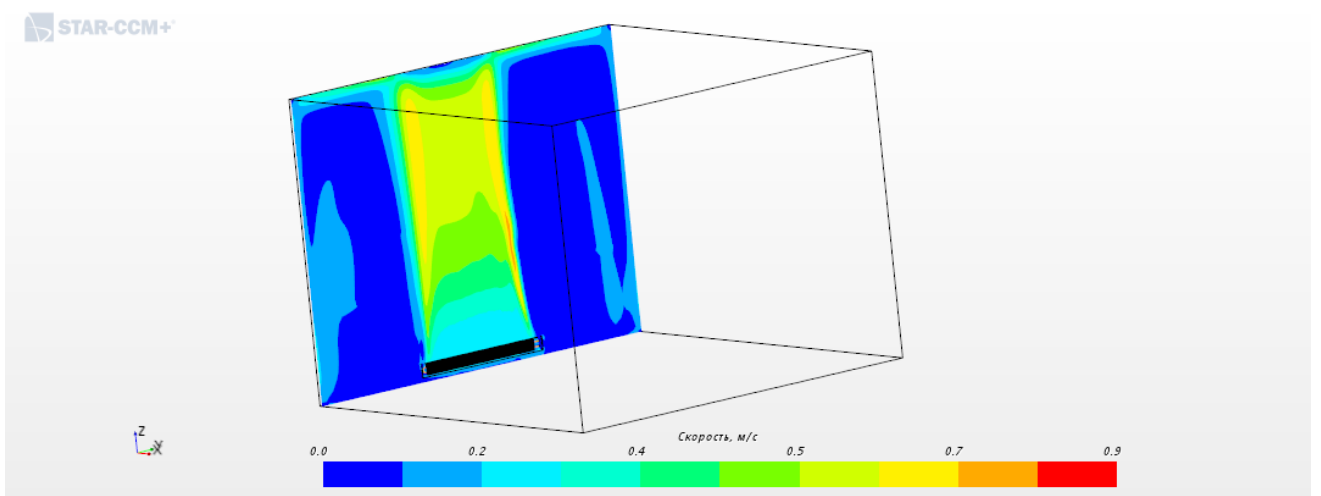
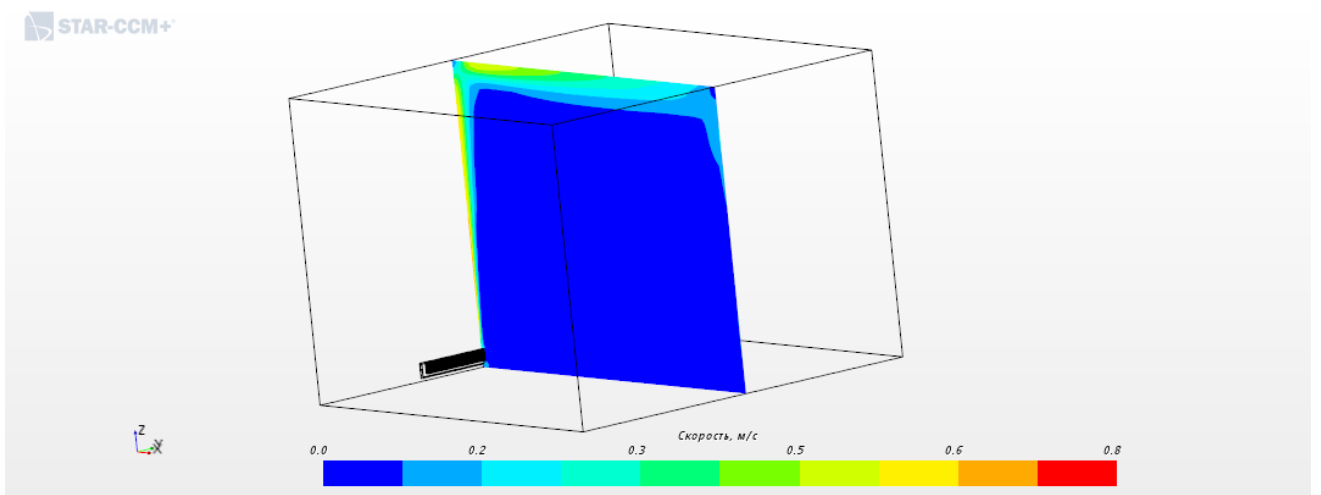
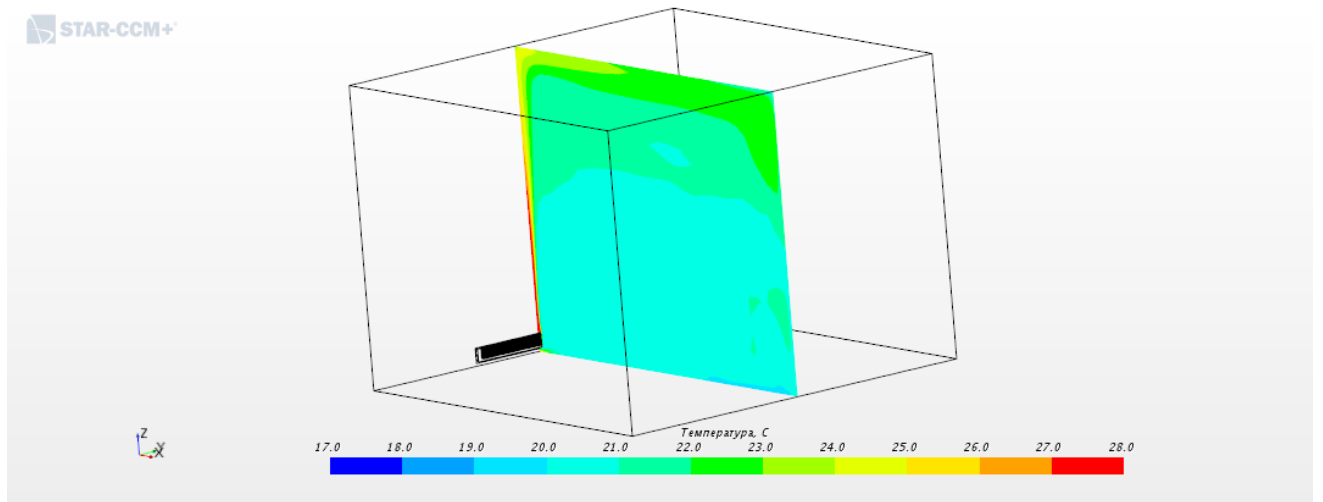


Рисунок 4.11 - Температурные (а) и скоростные (б) поля по оси камеры при температуре охлаждаемых поверхностей 18 °С

a)



б)

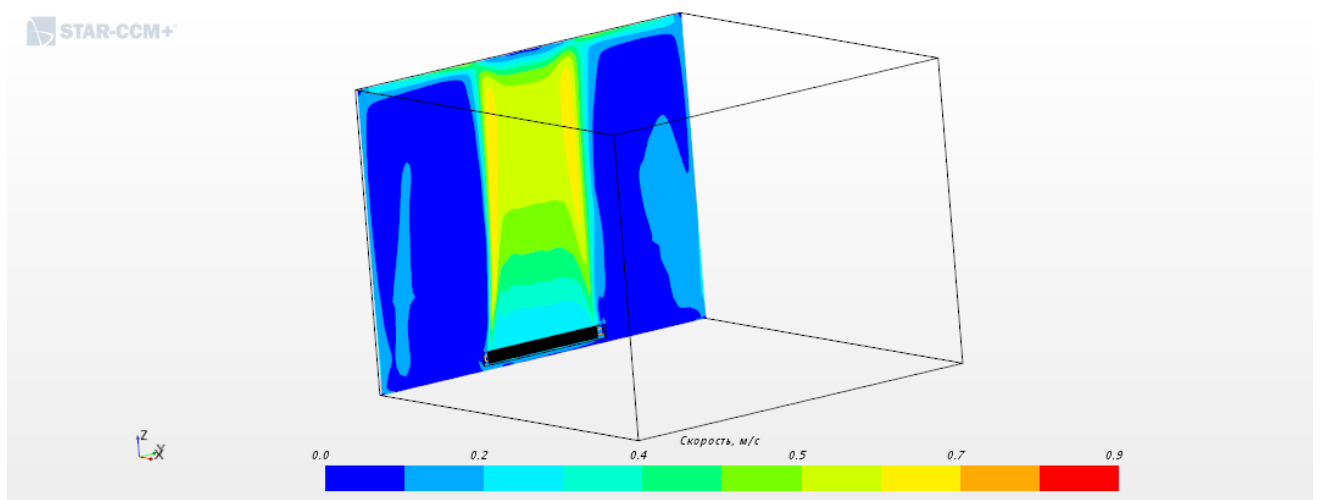
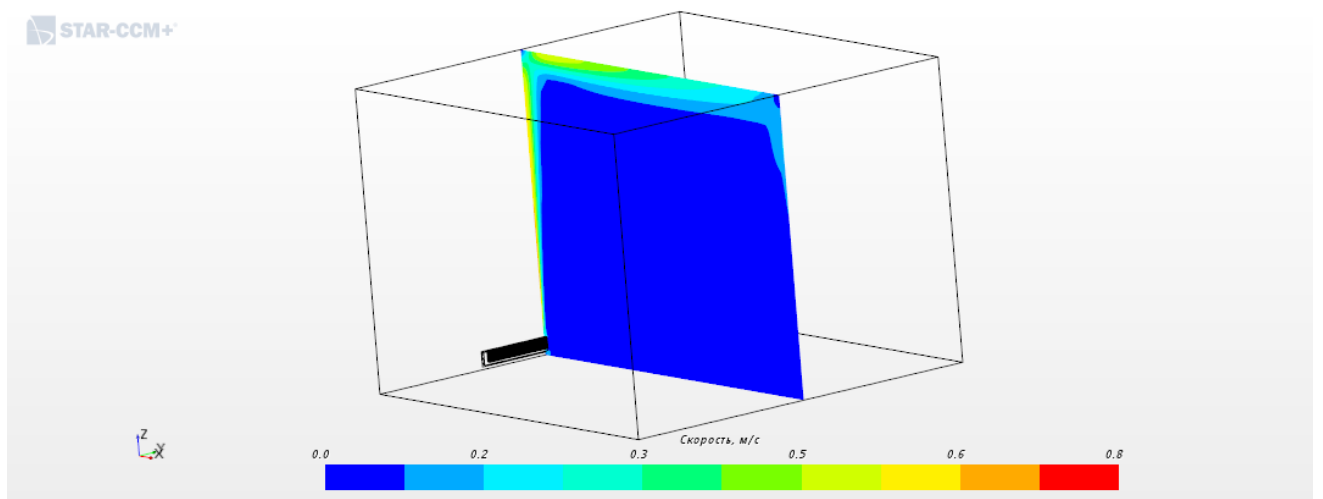
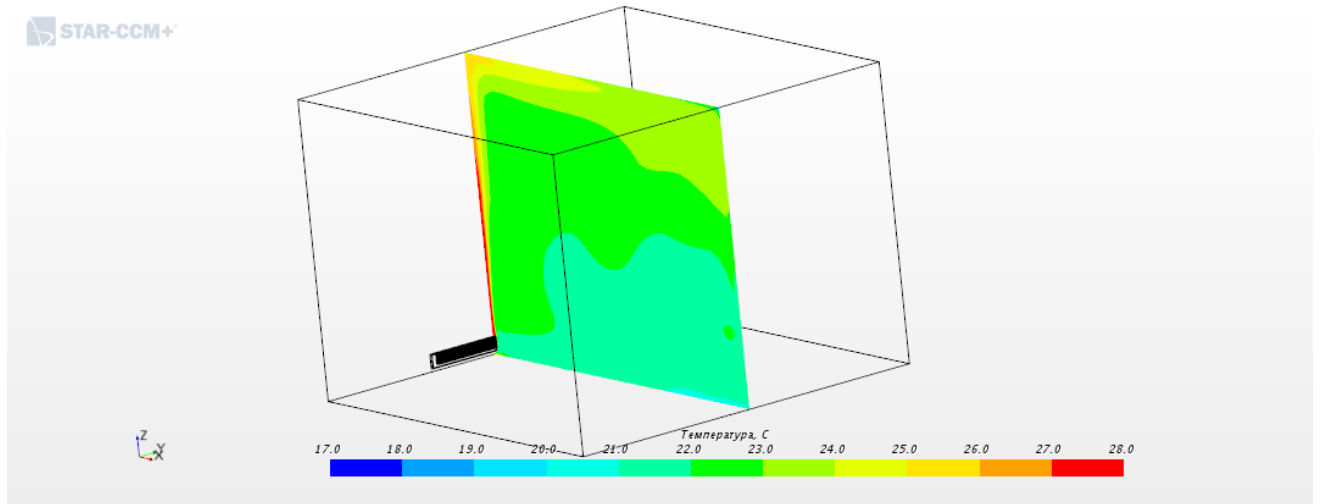


Рисунок 4.12 - Температурные (а) и скоростные (б) поля по оси камеры при температуре охлаждаемых поверхностей 19 °С

a)



б)

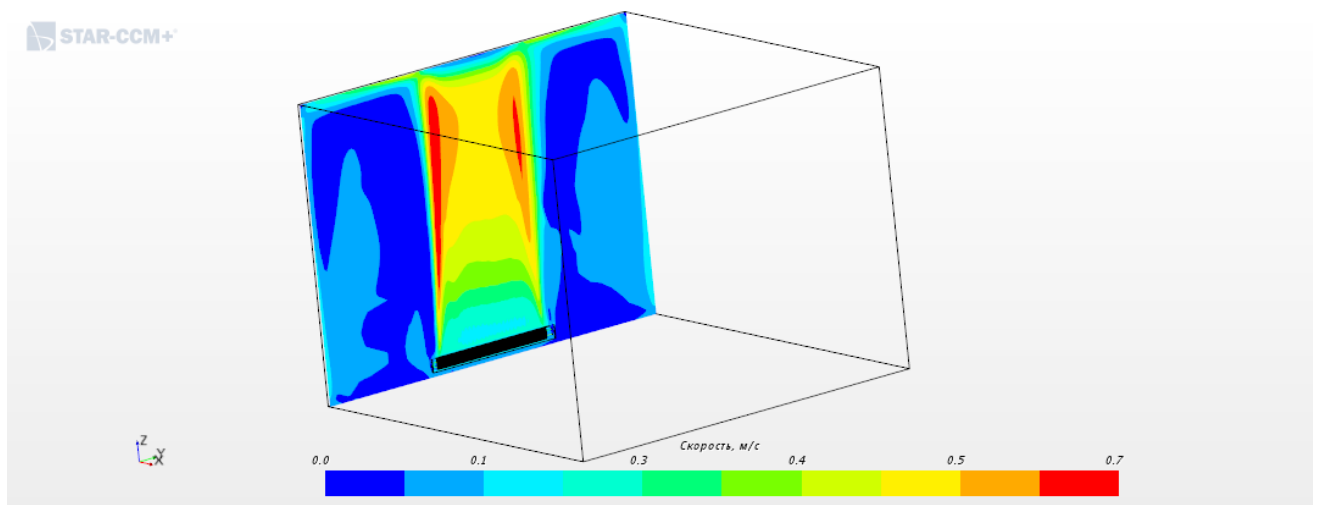
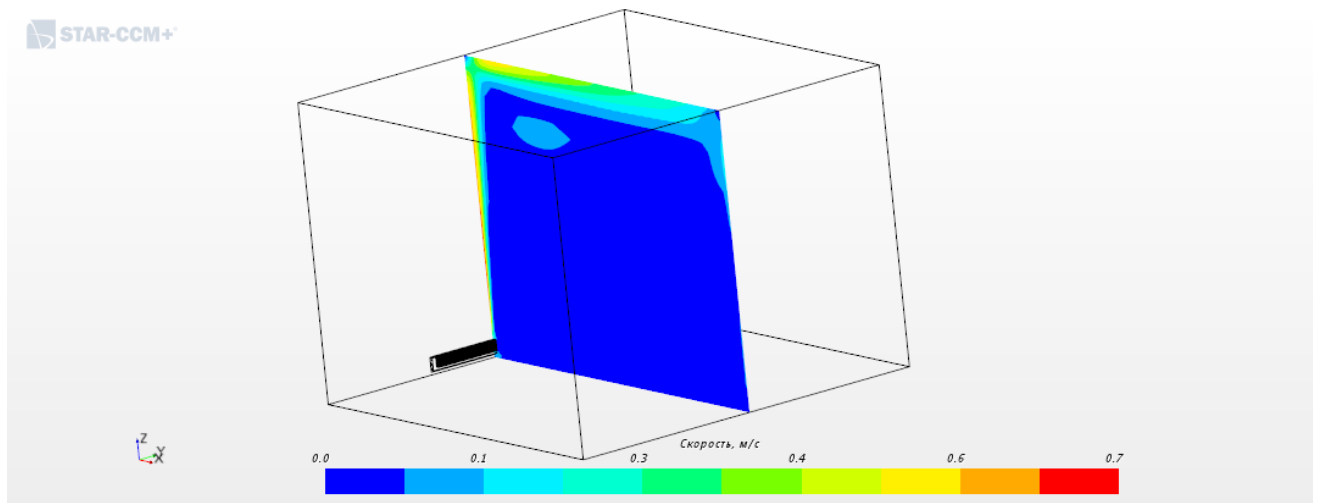


Рисунок 4.13 - Температурные (а) и скоростные (б) поля по оси камеры при температуре охлаждаемых поверхностей 20 °С

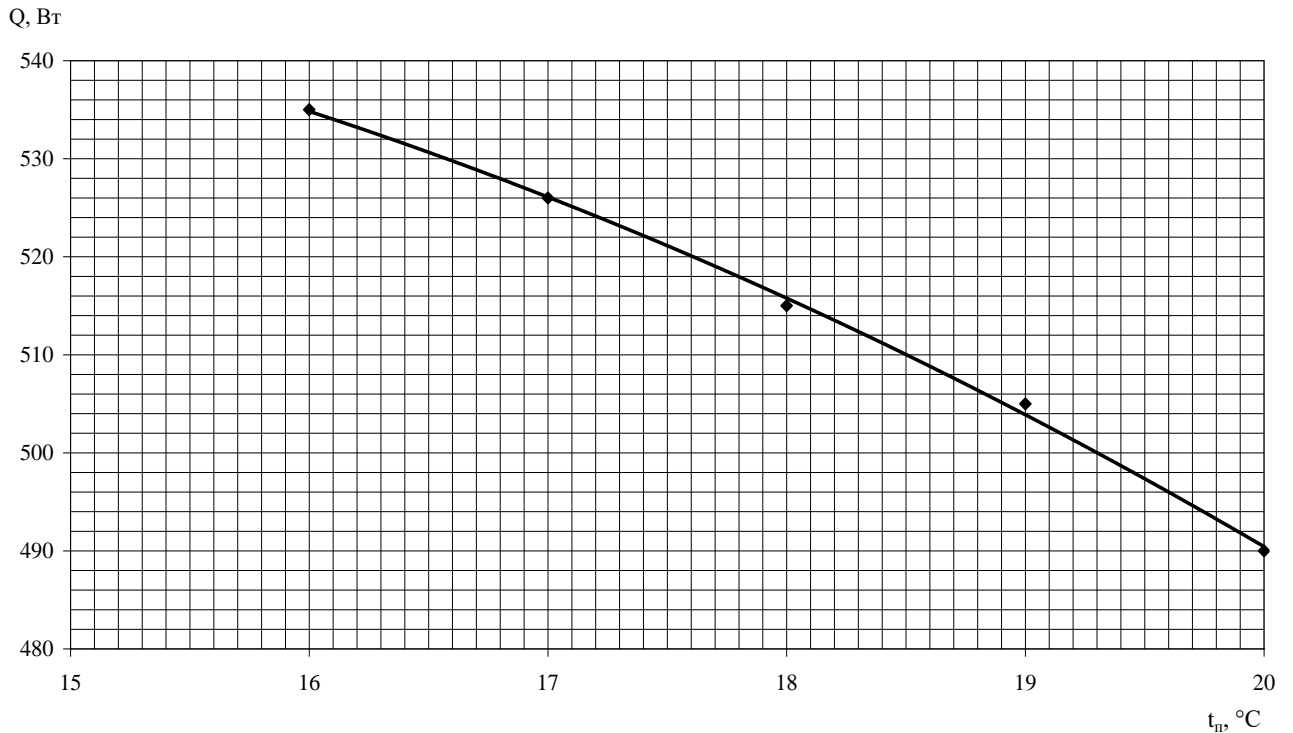


Рисунок 4.14 - Тепловой поток плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150 в зависимости от температуры охлаждаемых поверхностей

По результатам испытаний отопительных приборов при номинальном расходе воды ($G_0=0,1$ кг/с) зависимость теплового потока Q , Вт, от температурного напора определяется по зависимости [12]:

$$Q = Q_0 \left(\frac{\theta}{\theta_0} \right)^n, \text{ Вт},$$

где Q_0 - номинальный тепловой поток (тепловой поток, определяемый при нормальных условиях), Вт;

θ - температурный напор (разность между средней температурой теплоносителя в приборе и расчетной температурой воздуха в помещении), °C;

θ_0 - номинальный температурный напор (разность между средней температурой воды в приборе и расчетной температурой воздуха в помещении при нормальных условиях); $\theta_0 = 70$ °C;

n - показатель степени при относительном температурном напоре.

Изменение температуры охлаждаемых поверхностей приводит к изменению температурного напора (рисунок 4.15), поэтому при виртуальных испытаниях должна быть проведена серия испытаний для определения номинального теплового потока.

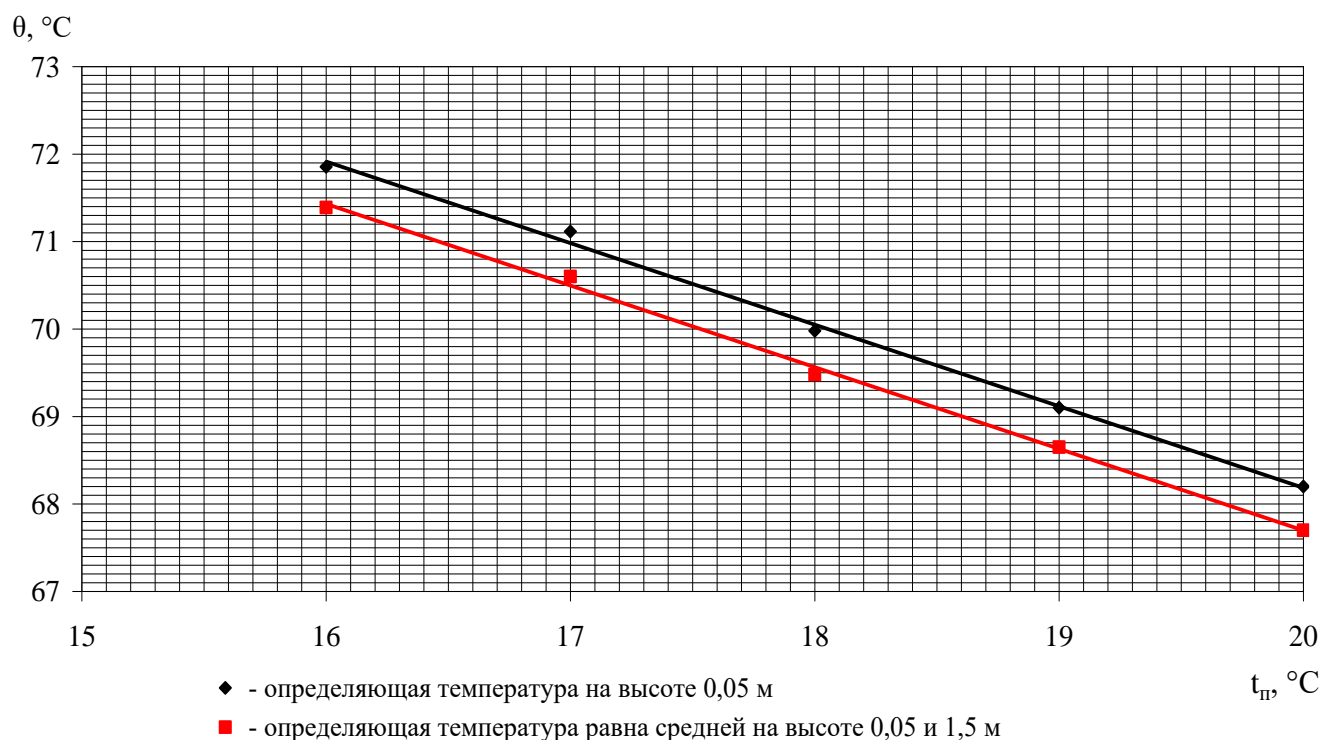


Рисунок 4.15 - Изменение температурного напора в зависимости от температуры охлаждаемых поверхностей при испытании плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150

Значение номинального теплового потока испытываемого отопительного прибора при нормальных условиях:

- $Q_0 = 514$ Вт – при номинальном температурном напоре с определяющей температурой воздуха, равной температуре на высоте 0,05 м;

- $Q_0 = 519$ Вт – при номинальном температурном напоре с определяющей температурой воздуха, равной средней температуре на высоте 0,05 и 1,5 м.

При обработке данных испытаний в диапазоне расходов теплоносителя $0,00833 \div 0,1$ кг/с ($30 \div 360$ кг/ч) при температурном напоре с определяющей температурой воздуха, равной средней температуре на высоте 0,05 и 1,5 м,

получена зависимость теплового потока отопительного прибора от расхода теплоносителя и температурного напора в следующем виде

$$Q = 519 \left(\frac{\theta}{70} \right)^{1,5408} \left(\frac{G}{0,1} \right)^{-0,00273}, \text{ Вт}, \quad (4.10)$$

где θ - температурный напор, °С;

G - расход теплоносителя, кг/с.

Численные значения показателей степени, определяемые при испытаниях отопительного прибора:

$$n = 1,5408; m = -0,00273.$$

В соответствии с требованиями [12] значения номинального теплового потока отопительного прибора округляют до 1 Вт, значения показателей степени - до двух десятичных знаков после запятой.

Таким образом,

$$Q_0 = 519 \text{ Вт}; n = 1,54; m = -0,00.$$

Влияние изменения расхода теплоносителя в указанном диапазоне незначительно и им можно пренебречь.

При обработке данных испытаний без учета влияния расхода теплоносителя получена зависимость

$$Q = 520,27 \left(\frac{\theta}{70} \right)^{1,4861}, \text{ Вт}, \quad (4.11)$$

или в соответствии с [12]

$$Q = 520 \left(\frac{\theta}{70} \right)^{1,49}, \text{ Вт}, \quad (4.12)$$

Коэффициент детерминации (величина достоверности аппроксимации) - $R^2 = 0,9878$ (модель хорошего качества).

Экспериментально подтверждено повышение температуры поверхности стены за прибором вследствие настилающегося конвективного потока над отопительным прибором (рисунки 4.9 – 4.13, 4.16).

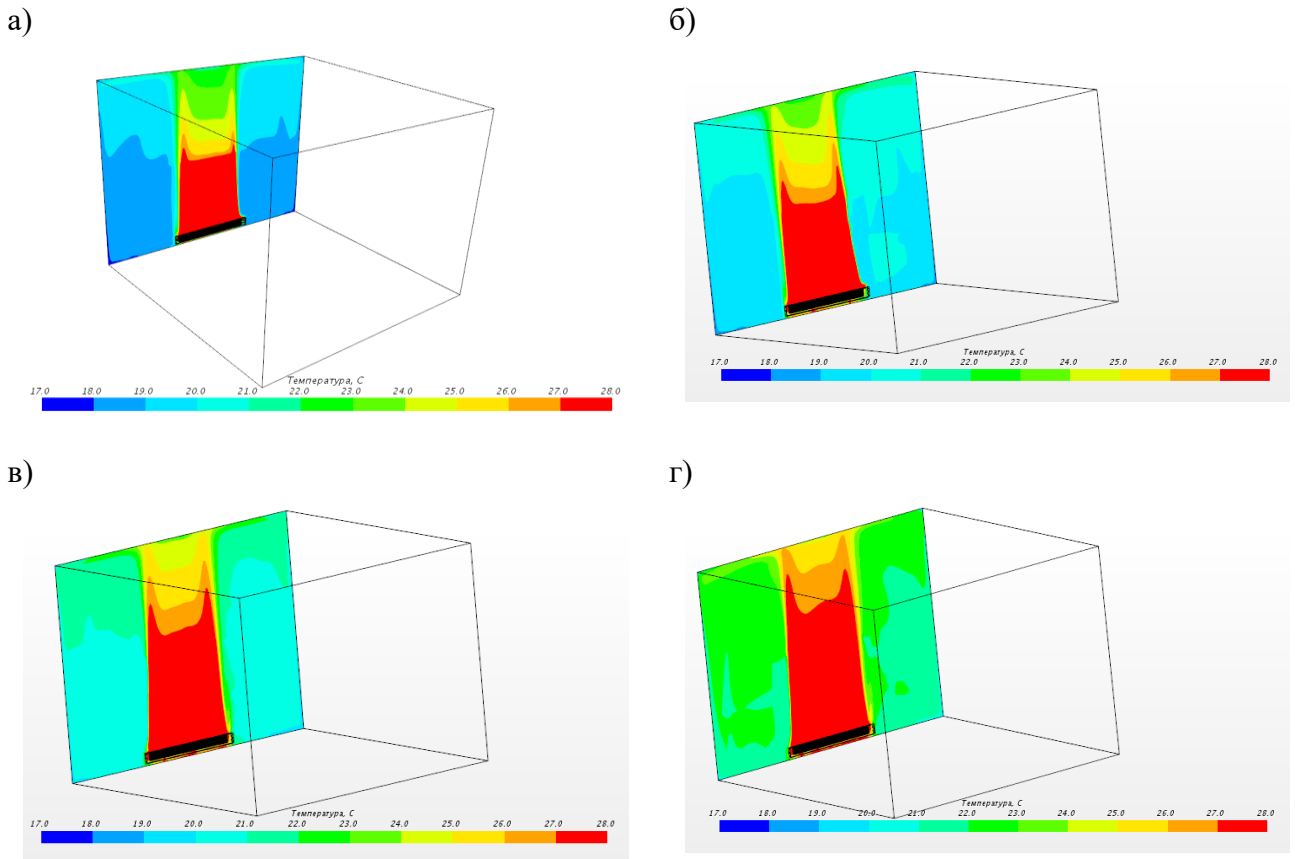


Рисунок 4.16 - Температура поверхности стены за прибором

а - при температуре охлаждаемых поверхностей 17 °С; б - при температуре охлаждаемых поверхностей 18 °С; в - при температуре охлаждаемых поверхностей 19 °С; г - при температуре охлаждаемых поверхностей 20 °С

4.5 Выводы по четвертому разделу

1. Разработана численная модель испытательной камеры с расположенным в ней плинтусным отопительным прибором конвекторного типа, позволяющая определять тепловой поток отопительного прибора и распределение температур и скоростей в объеме камеры.

2. Установлено, что температура охлаждаемых поверхностей оказывает влияние на тепловой поток отопительного прибора (плинтусного конвектора ПЛК

14.150). Увеличение температуры охлаждаемых поверхностей на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, приводит к уменьшению теплового потока на $2,2\%$ при номинальном расходе теплоносителя.

3. На высоте над уровнем пола до $0,2\text{ м}$ отсутствует градиент температуры воздуха при температурах охлаждаемых поверхностей в диапазоне от 16 до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, поэтому целесообразно принимать в качестве определяющей температуры значение, полученное на высоте $0,05\text{ м}$, а не среднее значение из измеренных на высотах $0,05$ и $1,5\text{ м}$ согласно [12].

4. При проектировании систем водяного плинтусного отопления для обеспечения эффективной работы минимальный расход теплоносителя определяется из условия обеспечения числа Рейнольдса в трубках плинтусного конвектора не менее 2200 .

5. Получена зависимость теплового потока плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150 от температурного напора.

6. Экспериментально подтверждено повышение температуры поверхности стены за прибором вследствие настипания конвективного потока над отопительным прибором.

5 Рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления

5.1 Условия применения систем водяного плинтусного отопления

Наиболее предпочтительным вариантом применения систем водяного плинтусного отопления являются помещения жилых и общественных зданий.

При проектировании систем отопления длина отопительного прибора должна приниматься не менее 75% длины светового проема в больницах, детских дошкольных учреждениях, школах, домах для престарелых и инвалидов, и 50 % - в жилых и общественных зданиях [64]. Расположение плинтусных конвекторов по всей длине наружных стен помещения (или при необходимости по периметру помещения) позволяет выполнить это требование и обеспечить длину прибора, равную длине светового проема. При применении таких систем вследствие настипания на ограждение восходящего конвективного потока от конвектора повышается радиационная температура помещения.

Вопросы проектирования систем водяного отопления рассмотрены в литературе[1, 5, 6, 15, 26, 32, 39, 41, 77, 79, 80]. Поэтому в настоящих рекомендациях основное внимание уделено особенностям проектирования систем водяного плинтусного отопления, выявленным при выполнении исследования.

5.2 Рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления

Конструирование систем.

При размещении плинтуса следует учитывать, что отопительные приборы плинтусного типа выпускаются с определенным шагом по длине. При разработке рекомендаций учитывалось, что в конструкциях современных плинтусных конвекторов используются медные трубки.

Плинтусные отопительные конвекторы выпускаются двух исполнений: проточные и концевые. Проточные конвекторы могут быть соединены последовательно. Для соединений предусматриваются патрубки длиной 100 мм без оребрения.

При длине плинтусного отопительного прибора более 8 м, рекомендуется установка компенсатора линейных расширений. На углах поворота (на 90°) в обоих направлениях должны быть предусмотрены медные прямые участки длиной 150-200 мм без оребрения.

Максимальная длина одного кольца плинтусной системы не должна превышать 40 метров (суммарная длина подающего и обратного трубопроводов). При наличии колец длиной более 40 м рекомендуется разделение потока на ветви с параллельным присоединением.

Схема движения теплоносителя в плинтусном конвекторе - «сверху-вниз» и «снизу-вверх». Схема движения теплоносителя не влияет на тепловой поток плинтусного конвектора.

Для удаления воздуха предусматриваются воздухоотводчики, а для спуска воды - спускники. Удаление воздуха следует предусматривать за счет создания на всех участках трубопроводов скоростей теплоносителя не менее 0,1 м/с (при использовании медных труб) [64]. Трубопроводы допускается прокладывать без уклона [60].

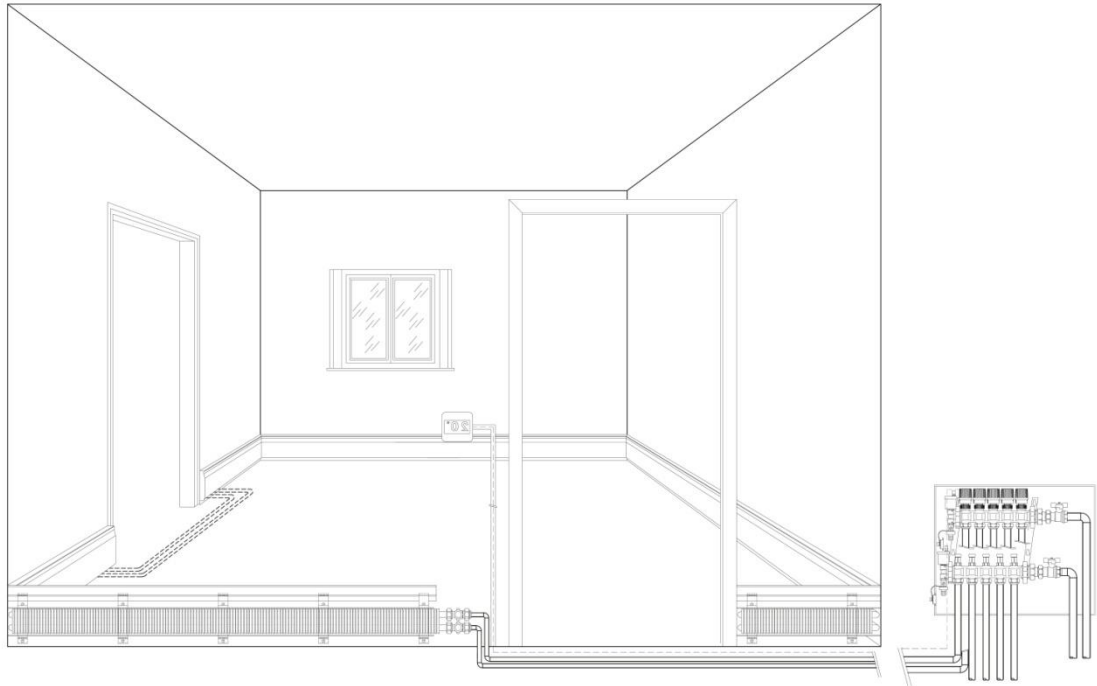
Для выпуска и впуска воздуха в период заполнения и опорожнения системы должны быть предусмотрены штуцеры с пробками или запорной арматурой. На отопительных приборах в зависимости от схемы присоединения устанавливаются малогабаритные воздуховыпускные краны.

Плинтусные конвекторы подключаются к системе внутреннего теплоснабжения с установкой коллектора или непосредственно к подающему и обратному трубопроводам двухтрубной системы отопления с автоматическим регулированием теплового потока отопительных приборов (рисунок 5.1).

При необходимости предотвращения поступления наружного холодного воздуха при вентиляции помещений предусматривается установка

дополнительного отопительного прибора в подоконной зоне (рисунок 5.2) или двойная установка плинтусного конвектора по вертикали (рисунок 3.15).

а)



б)

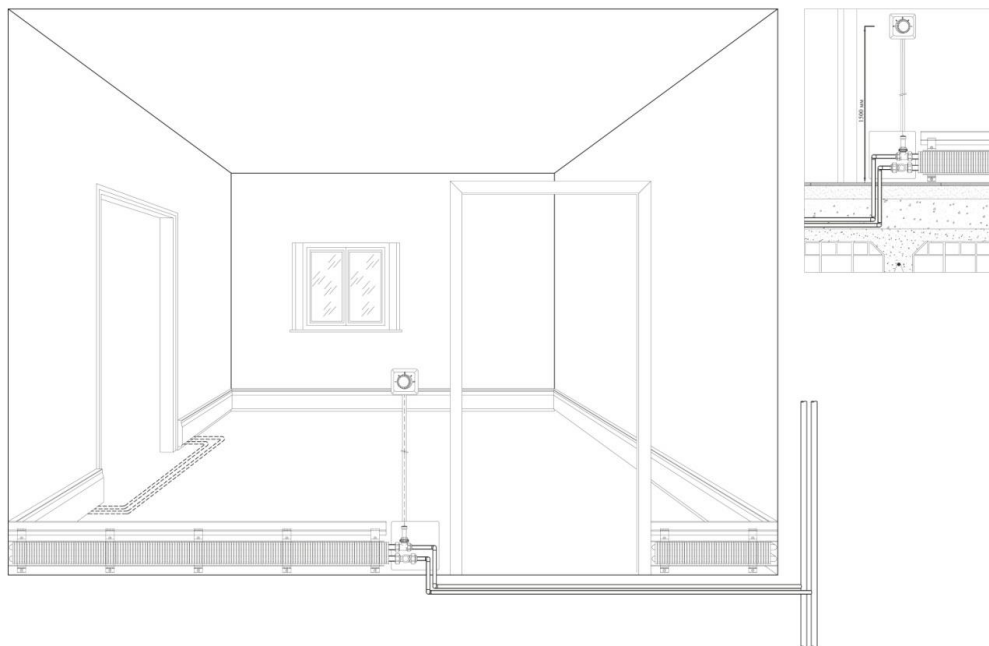


Рисунок 5.1 – Примеры устройства систем водяного плинтусного отопления
 а – коллекторная схема подключения системы отопления помещений к системе внутреннего теплоснабжения; б – подключение к вертикальной двухтрубной системе отопления



Рисунок 5.2 – Пример подключения дополнительного радиатора

При установке плинтусных конвекторов в два ряда по высоте в расчетные зависимости для определения теплового потока вводится коэффициент $\psi=0,94$, учитывающий снижение суммарного теплового потока (см. табл. 3.1).

Возможно встраивание плинтусного отопительного прибора в конструкцию оконного проема (рисунок 5.3).

Обводные линии у дверей и проемов устраиваются по схемам, приведенным на рисунке 5.4.

Расход теплоносителя определяется по расчетному тепловому потоку, рассчитанному в соответствии с [64], и расчетному перепаду температур теплоносителя

$$G = \frac{Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)}, \text{ кг/с,} \quad (5.1)$$

где Q - расчетный тепловой поток отопительного прибора, Вт;

c_w - удельная массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°С);

t_1 - температура теплоносителя: на входе в отопительный прибор, °С;

t_2 - температура теплоносителя на выходе из отопительного прибора, °С.



Рисунок 5.3 – Примеры встраивания плинтусного отопительного прибора в оконный проем

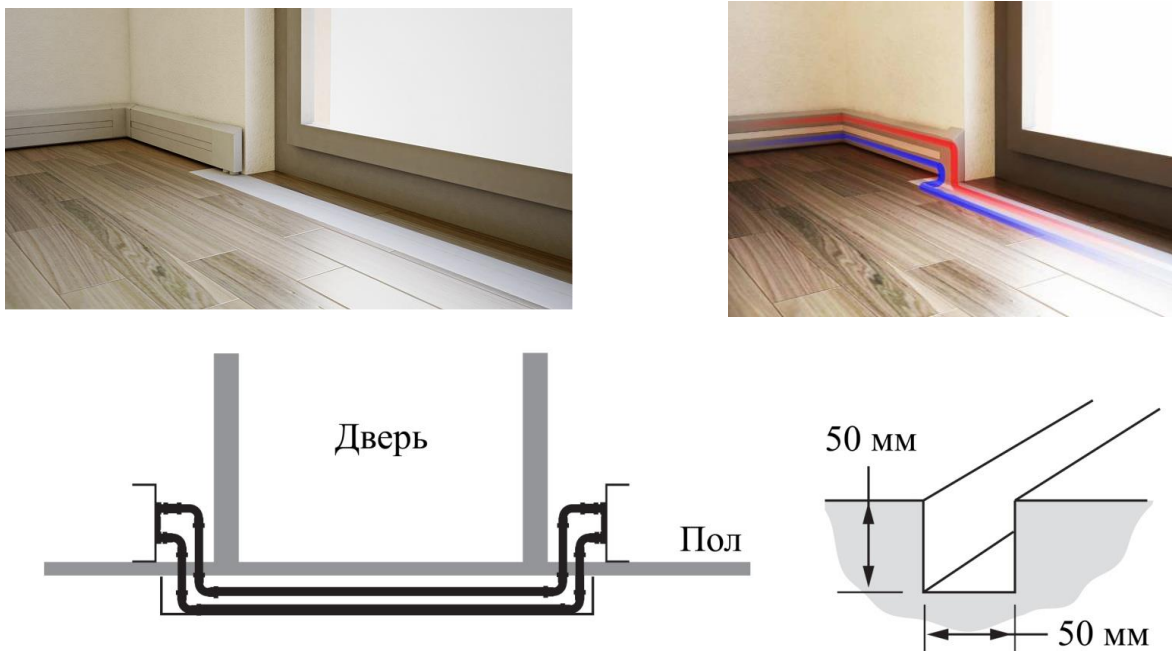


Рисунок 5.4 – Примеры устройства обводных линий у дверей и проемов

Скорость движения теплоносителя рекомендуется принимать не менее рассчитанной по минимальному значению числа Рейнольдса - $Re_{дж.мин} = 2200$ (см. подраздел 4.3):

$$w_{\min} = \frac{\text{Re}_{\text{джс.мин}} \cdot \nu_{\text{жс}}}{d_1} = \frac{2200 \cdot \nu_{\text{жс}}}{d_1}, \text{ м/с.} \quad (5.2)$$

Минимальный массовый расход теплоносителя

$$G_{\min} = w_{\min} \cdot f \cdot \rho, \text{ кг/с,} \quad (5.3)$$

где f - площадь трубки (трубок) для прохода теплоносителя, м²;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м³.

Пример расчета. Тепловой поток плинтусного конвектора при расчетных условиях - $Q = 1500$ Вт. Параметры теплоносителя: на входе в отопительный прибор - $t_1 = 95$ °С; на выходе из отопительного прибора - $t_2 = 70$ °С. Внутренний диаметр трубки конвектора - $d_1 = 0,014$ м. Кинематическая вязкость воды при средней температуре теплоносителя $(t_1 + t_2) / 2 = (95 + 70) / 2 = 82,5$ °С - $\nu_{\text{жс}} = 0,356 \cdot 10^{-6}$ м²/с [5]. Плотность воды при средней температуре теплоносителя - $\rho = 970,2$ кг/м³ [5]. Удельная массовая теплоемкость теплоносителя при средней температуре - $c_w = 4,191$ Дж/(кг·°С) [5].

Минимальная скорость движения теплоносителя

$$w_{\min} = \frac{2200 \cdot \nu_{\text{жс}}}{d_1} = \frac{2200 \cdot 0,356 \cdot 10^{-6}}{0,014} = 0,056 \text{ м/с.}$$

Минимальный массовый расход теплоносителя:

$$G_{\min} = w_{\min} \cdot f \cdot \rho = 0,056 \cdot \frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} \cdot 970,2 = 0,008364 \text{ кг/с } (G_{\min} = 30 \text{ кг/ч}).$$

Минимальный массовый расход теплоносителя из условия удаления воздуха ($w_{\min} = 0,1$ м/с)

$$G_{\min} = w_{\min} \cdot f \cdot \rho = 0,1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} \cdot 970,2 = 0,014935 \text{ кг/с } (G_{\min} = 53,8 \text{ кг/ч}).$$

Расчетный расход теплоносителя

$$G = \frac{Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{1500}{4191 \cdot (95 - 70)} = 0,01432 \text{ кг/с } (G = 51,6 \text{ кг/ч}),$$

т.е. расчетный расход теплоносителя меньше минимального.

Если расчетный расход теплоносителя меньше минимального, то рекомендуется уменьшить расчетную разность температур - $\Delta t = t_1 - t_2$, °С. Рекомендуется принимать перепад температур в подающем и обратном трубопроводах до 12 °С.

5.3 Гидравлический расчет систем отопления с плинтусными конвекторами

Гидравлический расчёт проводится по методу «удельных линейных потерь давления» или любому другому методу [5, 39, 66].

При гидравлическом расчёте по методу «удельных линейных потерь давления» потери давления, ΔP , Па, в участках системы отопления определяются по зависимости

$$\Delta P = R \cdot l + Z, \text{ Па}, \quad (5.4)$$

где R - удельные линейные потери давления на 1 м длины, Па/м;

l - длина участка сети, м;

Z - потери давления в местных сопротивлениях, Па.

Удельные потери давления по длине

$$R = \frac{\lambda}{d_g} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па/м}, \quad (5.6)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения по длине;

d_g - внутренний диаметр трубопровода, м;

w - скорость теплоносителя в трубопроводе, м/с;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м³.

Коэффициент сопротивления трения по длине λ [66]

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0,5 \cdot \left[\frac{b}{2} + \frac{1,312 \cdot (2-b) \cdot \lg(3,7 \cdot d_g / K_s)}{\lg \text{Re}_\phi - 1} \right]}{\lg(3,7 \cdot d_g / K_s)}, \quad (5.7)$$

где b - число подобия режимов течения воды;

K_s - эквивалентная шероховатость, м;

Re_ϕ фактическое число Рейнольдса.

Фактическое число Рейнольдса, Re_ϕ , определяется по зависимости

$$Re_\phi = \frac{w \cdot d_e}{\nu}, \quad (5.8)$$

где ν - кинематическая вязкость воды, м²/с.

Число Рейнольдса, Re_ϕ , соответствующее началу квадратичной области гидравлических сопротивлений при турбулентном режиме течения

$$Re_\phi = \frac{500 \cdot d_e}{K_\phi}, \quad (5.9)$$

Число подобия режимов течения теплоносителя

$$b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{кв}}, \quad (5.10)$$

Эквивалентная шероховатость принимается равной - $K_\phi = 1,0 \cdot 10^{-5}$ м.

Потери давления в местных сопротивлениях

$$Z = \sum \zeta_i \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па} \quad (5.5)$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Значения коэффициентов местных сопротивлений для медных фитингов приведены в таблице 5.1 [8, 66].

В таблице 5.2 приведены гидравлические характеристики конвекторов ПЛК при расходе воды, определенном по номинальному тепловому потоку и расчетной разности температур теплоносителя на входе и на выходе отопительного прибора $\Delta t = 10$ °С. Гидравлические характеристики приведены для концевых модификаций и учитывают их общее сопротивление.

Таблица 5.1 – Коэффициенты местных сопротивлений

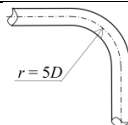
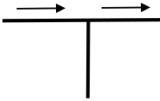
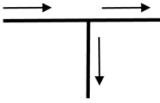
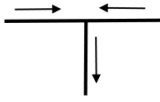
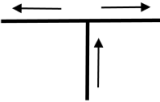
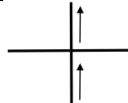
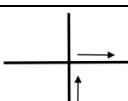


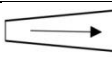
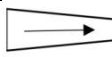
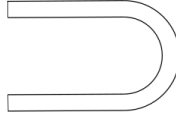
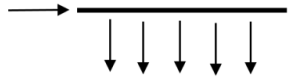
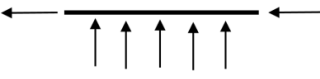
Вид фитинга	Направление потоков	Значения
Отвод 90° с радиусом закругления $r \geq 5D$		0,5
Тройник на проход		0,5
Тройник на ответвление 90°		1,5
Тройник на слияние 90°		1,5
Тройник на разделение потока		3,0
Крестовина на проход		2,0
Крестовина на ответвление		3,0
Отступ		0,5
Скоба		1,0
Внезапное расширение		1,0
Внезапное сужение		0,5
Калач		0,7
Коллектор: - подающий;		1,5
- обратный		1,5

Таблица 5.2 - Гидравлические характеристики конвекторов ПЛК

Обозначение конвектора	Длина (рисунок 4.2), L, мм	Коэффициент местного сопротивления, ζ_{np}
ПЛК 04.14.060	600	3,04
ПЛК 04.14.070	700	3,52
ПЛК 04.14.080	800	4,00
ПЛК 04.14.090	900	4,49
ПЛК 04.14.100	1000	4,97
ПЛК 04.14.110	1100	5,45
ПЛК 04.14.120	1200	5,84
ПЛК 04.14.130	1300	6,24
ПЛК 04.14.140	1400	6,62
ПЛК 04.14.150	1500	7,01
ПЛК 04.14.160	1600	7,39
ПЛК 04.14.170	1700	7,77
ПЛК 04.14.180	1800	8,15
ПЛК 04.14.190	1900	8,53
ПЛК 04.14.200	2000	8,90
ПЛК 04.14.210	2100	9,27
ПЛК 04.14.220	2200	9,64
ПЛК 04.14.230	2300	10,00
ПЛК 04.14.240	2400	10,37
ПЛК 04.14.250	2500	10,73
ПЛК 04.14.260	2600	11,09
ПЛК 04.14.270	2700	11,45
ПЛК 04.14.280	2800	11,81
ПЛК 04.14.290	2900	12,17
ПЛК 04.14.300	3000	12,52

Потери давления в плиточных отопительных приборах ПЛК могут быть определены по зависимости

$$\Delta P = \zeta_{np} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па}, \quad (5.4)$$

где ζ_{np} - коэффициент местного сопротивления отопительного прибора (плинтусного конвектора).

Значение скорости теплоносителя, w , м/с, определяется по внутреннему диаметру трубки конвектора.

5.4 Выводы по пятому разделу

На основании обобщения данных выполненных экспериментальных исследований систем плинтусного отопления для помещений жилых зданий с использованием систем естественной вентиляции для притока воздуха разработаны рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления.

Рекомендации по проектированию включают:

- условия применения систем водяного плинтусного отопления;
- указания по конструированию систем;
- указания по гидравлическому расчету систем отопления с плинтусными конвекторами.

Заключение

1. Системы водяного плинтусного отопления рекомендуется применять в жилых и общественных зданиях. Плинтусные конвекторы позволяют осуществлять периметральное отопление помещений с низким подоконником или остеклением до пола.

2. Применение плинтусного отопления позволяет повысить радиационную температуру в помещении, снизить температуру воздуха без снижения комфортности, а также обеспечить равномерное распределение температур по высоте (перепад температур по высоте составляет - $1 \div 1,5$ °С) и площади помещений.

3. Разработаны численные модели отопительного прибора и помещения для исследования процессов теплообмена и аэродинамики воздушных потоков в помещениях с плинтусным отопительным прибором конвекторного типа. Установлена адекватность математической модели и подтверждена возможность применения трехмерной модели конвектора и теплообменного элемента для экспериментальных исследований.

4. Экспериментальными исследованиями на физической и численной моделях плинтусного конвектора установлено образование восходящего потока воздуха над конвектором, настилающегося на ограждение и повышающего его температуру. Температура ограждения в зоне высотой 1,1 м превышает в среднем на 9 °С температуру ограждающей конструкции. При высоте ограждения более 1,1 м повышение температуры равно 1 °С.

5. Вследствие радиационного теплообмена повышается температура поверхности пола в зоне у конвектора в среднем на 8 °С; зона повышенных температур достигает 0,6 м; на большем расстоянии повышение температуры равно 1 °С.

6. Установлено, что схема движения теплоносителя в плинтусном конвекторе (сверху-вниз, снизу-вверх) не влияет на тепловой поток отопительного прибора.

7. На основании выполненных исследований теплового режима жилых помещений с естественной вентиляцией определены условия применения плинтусных конвекторов:

- при установке вдоль наружной стены плинтусного отопительного прибора конвекторного типа, рассчитанного на восполнение тепловых потерь, повышается температура внутренней поверхности наружной стены и результирующая температура помещения. Исключаются пониженные температуры в области горизонтальных стыков наружных стен в зоне опирания перекрытия;

- нисходящий поток приточного воздуха, поступающего через регулируемые оконные створки с расчетной для холодного периода года температурой наружного воздуха, при однорядном размещении плинтусного отопительного прибора на наружной стене приводит к созданию зоны дискомфорта в зоне обитания жилых помещений. Площадь зоны дискомфорта составляет ~40% площади обслуживаемой зоны помещения;

- для локализации нисходящего потока приточного воздуха, поступающего через регулируемые оконные створки, рекомендуется применять двойную установку плинтусного конвектора по вертикали на наружной стене. Площадь дискомфортной зоны по скорости воздуха составляет не более 10% площади обслуживаемой зоны помещения;

- при установке плинтусных конвекторов в два ряда по высоте в расчетные зависимости для определения теплового потока отопительного прибора вводится коэффициент $\psi=0,94$, учитывающий снижение суммарного теплового потока;

- при определении расчетного теплового потока отопительного прибора не следует учитывать бытовые тепловыделения;

- минимальное значение числа Рейнольдса в трубках отопительного конвектора должно быть не менее 2200.

8. Разработана численная модель испытательной камеры с расположенным в ней плинтусным отопительным прибором конвекторного типа, позволяющая определять тепловой поток отопительного прибора и распределение температур и скоростей воздуха в объеме камеры.

9. При испытаниях в камере плинтусного конвектора ПЛК 14.150 установлено:

- температура охлаждаемых поверхностей оказывает влияние на тепловой поток отопительного прибора. Увеличение температуры охлаждаемых поверхностей на 1 °С, приводит к уменьшению теплового потока на 2,2% при номинальном расходе теплоносителя;

- на высоте над уровнем пола до 0,2 м отсутствует градиент температуры воздуха при температурах охлаждаемых поверхностей в диапазоне от 16 до 20 °С, поэтому целесообразно принимать в качестве определяющей температуры значение, полученное на высоте 0,05 м;

- определена зависимость теплового потока плинтусного конвектора ПЛК 04.14.150 от температурного напора; установлено, что тепловой поток плинтусного конвектора при числе Рейнольдса в трубках более 2200 не зависит от расхода теплоносителя.

10. На основании обобщения данных выполненных экспериментальных исследований систем плинтусного отопления для помещений жилых зданий с использованием систем естественной вентиляции для притока воздуха разработаны рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления.

Список литературы

1. Андреевский, А.К. Отопление / А.К. Андреевский. Под ред. М.И. Курпана. – Минск, Вышэйшая школа, 1982. – 364 с.
2. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости) / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев – Москва, Стройиздат, 1975. – 323 с.
3. Алямовский, А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.
4. Алямовский, А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2015. – 562 с.
5. Богословский, В.Н. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление / В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва, Стройиздат, 1990. – 344 с.
6. Богословский, В.Н. Отопление: Учебник для вузов / В.Н. Богословский, А.Н. Сканава – М.: Стройиздат 1991. – 735 с.
7. Богословский, В.Н. Тепловой режим здания. / В.Н. Богословский – М.: Стройиздат, 1979. – 248 с.
8. Власов, Г.С. Медные трубопроводы в инженерных системах зданий / Г.С. Власов. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. – 136 с.
9. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях – М.: Стандартинформ, 2013. – 16 с.
10. ГОСТ 31311-2005. Приборы отопительные. Общие технические условия – Москва: Стандартинформ, 2006. – 7 с.
11. ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Эргономика термальной среды. Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчета показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта. – М.: Стандартинформ, 2011. – 39 с.

12. ГОСТ Р 53583-2009. Приборы отопительные. Методы испытаний. – М.: Стандартиформ, 2010. – 16 с.

13. ГОСТ Р 57700.21-2020. Компьютерное моделирование в процессах разработки, производства и обеспечения эксплуатации изделий. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 2020. – 12 с.

14. 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.

15. Гусев, В.М. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для вузов / В.М. Гусев, Н.И. Ковалев, В.П. Попов, В.А. Потрошков; под ред. В.М. Гусева. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1981. – 343 с.

16. Дацюк, Т.А. Результаты моделирования микроклимата жилых помещений при различных типах отопительных приборов / Т.А. Дацюк, Ю.П. Ивлев, В.А. Пухкал // Инженерно-строительный журнал. – 2013. – № 6 (41). – С. 12-21.

17. Денисихина, Д.М. Особенности численного моделирования поведения воздушных потоков в объемах концертных и театральных залов / Д.М. Денисихина // Интернет - журнал «Науковедение». – 2014. – №3 (22). – URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/81TVN314.pdf> (дата обращения: 27.08.2021).

18. Денисихина, Д.М. Численное моделирование истечения из современных воздухораспределительных устройств / Д.М. Денисихина, Ю. В. Иванова, В.В. Мокров // Инженерный вестник Дона. – 2018. – №2. – URL: http://www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/IVD_183_denisikhina_ivanova_mokrov.pdf_eb27152529.pdf (дата обращения: 27.08.2021).

19. Денисихина, Д.М. Изменение параметров микроклимата в течение хоккейного матча в зале крытой ледовой арены / Д.М. Денисихина, С. В. Русаков // АВОК. – 2019. – №6. URL: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=7301 (дата обращения: 27.08.2021).

20. Дроздов, В.А. Каталог температурных полей узлов типовых ограждающих конструкций. Ч. 1. Жилые здания. / В.А. Дроздов. – М.: Стройиздат, 1980. – 111 с.

21. Дроздов, В.Ф. Отопление и вентиляция. Отопление. Учебник для строит. вузов. / В.Ф. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1976. – 261 с.

22. Жидкостный теплый плинтус. – URL: <https://tektumplus.ru/tepliy-plintus/zhidkostniy-tepliy-plintus/> (дата обращения: 27.08.2021).

23. Инструкции и каталоги по теплому плинтусу. – URL: <https://xn----itbkscjcpkdxbjn8h.xn--p1ai/index.php/statyi> (дата обращения: 27.08.2021).

24. Инструкция по эксплуатации системы отопления «Тёплый плинтус «Mr. Tektum». – URL: <http://www.termoplintus.ru/images/instrplintus.pdf> (дата обращения: 27.08.2021).

25. Конвекторы плинтусные. – URL: <https://www.technoconv.ru/konvektory-plintusnye/> (дата обращения: 27.08.2021).

26. Каменев, П.Н. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов: в 2-х ч. / П.Н. Каменев, В.Н. Богословский, А.Н. Сканави – Ч. 1. Отопление. Изд. 3-е перераб. и доп.– М.: Стройиздат 1975. – 483 с.

27. Конвекторы отопительные. Каталог продукции. Изотерм. – URL: <https://isoterm.ru/upload/iblock/699/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%83%D0%BA%D1%86%D0%B8%D0%B8%20%D0%90%D0%9E%20%D0%A4%D0%B8%D1%80%D0%BC%D0%B0%20%D0%98%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BC-2020.pdf> (дата обращения 19.07.2021).

28. Конвекторы TECHNO. Технический каталог. – 2021. – URL: https://www.techno60.ru/content/files/catalog2/TECHNO_CATALOGE_2021_web.pdf (дата обращения: 27.08.2021).

29. Крупнов, Б.А. Отопительные приборы, производимые в России и ближнем зарубежье / Б.А. Крупнов, Д.Б. Крупнов. – Москва: Издательство АСВ., 2015. – 176 с.

30. Кочев, А.Г. Особенности физико-математического моделирования процессов конвекции в объемных помещениях / А.Г. Кочев, М.М. Соколов, Н.В. Павленко // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2018. – № 3 (375). – С. 188-192.

31. Кочев, А.Г. Влияние внешней и внутренней аэродинамики на естественную вентиляцию в культовых зданиях / А.Г. Кочев, В.Г. Гагарин, М.М. Соколов, М.А. Кочева // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2019. – № 3 (381). – С. 182-185.

32. Крупнов, Б.А. К выбору системы водяного отопления в многоэтажных зданиях / Б.А. Крупнов, Д.Б. Крупнов // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2017. – № 3 (183). – С. 50-51.

33. 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.

34. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление / С.С. Кутателадзе – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

35. Кущев, Л.А. Компьютерное моделирование движения теплоносителя в гофрированном канале пластинчатого теплообменника / Л.А. Кущев, В.Н. Мелькумов, Н.Ю. Саввин // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2020. – № 4 (60). – С. 51-58.

36. Кущев, Л.А. Тепловизионные исследования оригинальной пластины теплообменника / Л.А. Кущев, Н.Ю. Саввин // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2021. – № 1. – С. 38-45.

37. Лейв, Ж.Я. Справочная книга по санитарной технике (Отопление, вентиляция, теплоснабжение) / Ж.Я. Лейв, И.С. Либер, В.А. Евдокимова. – Ленинград, Лениздат, 1966. – 440 с.

38. Ливчак, И.Ф. Системы отопления с бетонными отопительными панелями / И.Ф. Ливчак. – Москва, Гос. изд-во лит-ры по строительству и архитектуре, 1956. – 144 с.

39. Лобаев, Б.Н. Расчет систем отопления / Б.Н. Лобаев. – К.: Издательство «Будивельник», 1966. – 212 с.
40. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Учеб. пособие для вузов / Е.Н. Львовский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 239 с.
41. Махов, Л.М. Отопление / Л.М. Махов. – 2-е изд., испр. – Москва: АСВ, 2019. – 400 с.
42. Методика определения номинального теплового потока отопительных приборов при теплоносителе воде / Г.А. Бершидский, В.И. Сасин, В.А. Сотченко. – М.: НИИСантехники, 1984. – 26 с.
43. Михайлов, Ф.С. Отопление и основы вентиляции / Ф.С. Михайлов. – Москва, Стройиздат, 1972. – 416 с.
44. Михеев, М.А. Основы теплопередачи. / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – Изд. 2-е. М.: «Энегия», 1977. – 344 с.
45. Миркин, А.З. Трубопроводные системы. / А.З. Миркин, В.В. Усиньш – Москва, Химия, 1991. – 256 с.
46. Насонов, Е.А. Микроклиматические характеристики и отопительный эффект нагревательных приборов по исследованиям в экспериментальной камере / Е.А. Насонов // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2008. – № 1. – С. 84-93.
47. Новые технологии отопления – радиатор вместо плинтуса. URL: <https://www.rmnt.ru/story/heating/novye-texnologii-otoplenija-radiator-vmesto-plintusa.421471/> (дата обращения 17.08.2021).
48. Орлов, А.И. Русские отопительно-вентиляционные системы / А.И. Орлов – М.: Издательский Центр «Аква-Терм», 2010. – 224 с.
49. Петров, О.А. Инновационные решения для комфортного микроклимата в Вашем доме. – URL: <https://www.aktivhaus.ru/ru/programms/> – URL: <https://www.aktivhaus.ru/upload/iblock/a51/a517e8cb63a0920666bcb2f5223bf44f.pdf> (дата обращения: 28.08.2021).

50. Плинтусное отопление Mr.Tektum. – URL: <https://aldengroup.ru/produkczija/plintusnoe-otoplenie/> (дата обращения: 27.08.2021).

51. Полушкин, В.И. Отопление / В.И.Полушкин, С.М.Анисимов, В.Ф.Васильев и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 256 с.

52. Пухкал, В.А. Численное моделирование тепловых испытаний отопительных приборов / В.А. Пухкал // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2020. – № 8. – С. 36-39.

53. Пухкал, В.А. Обеспечение теплового комфорта в помещениях с плинтусной системой водяного отопления / В.А. Пухкал, К.О. Суханов, А.М. Гримитлин // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 6 (59). – С. 156-162.

54. Пухкал, В.А. Численное исследование конвектора плинтусного типа / В.А. Пухкал, К.О. Суханов // Новая наука: от идеи к результату. АМИ, Стерлитамак: 2016. – 6-2 (90). – С. 169-173.

55. Рекомендации по применению конвекторов отопительных плинтусных «ТЕРМИЯ» КПНК-16/xxx П(п) в составе плинтусных систем водяного обогрева с централизованным регулированием теплового потока. – URL: http://ventilator.kiev.ua/Termia/plintusnie_konvektori/img/Recomendacii_po_primeneniu_vosjanih.pdf (дата обращения: 27.08.2021).

56. Рекомендации по применению отопительных конвекторов «Изотерм». М.: Научно-техническая фирма ООО «ВИТАТЕРМ», 2008. – 60 с. URL: <https://isoterm.ru/upload/iblock/8ab/%D0%A0%D0%B5%D0%BA%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D0%B4%D0%B0%D1%86%D0%B8%D0%B8%20%D0%98%D0%B7%D0%BE%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BC.pdf> (дата обращения 27.08.2021).

57. Рекомендации по проектированию систем центрального водяного отопления с конвекторами «Аккорд-1» и плинтусного типа КП. АЗ-670 / Государственный проектный институт Сантехпроект. – Москва, ГПИ Сантехпроект, 1974. – 60 с.

58. Сасин, В.И. Сертификация встраиваемых в пол конвекторов и методика их испытаний / В.И. Сасин // Аква-Терм. – 2018 – № 6. – С. 22-25.

59. Сасин, В.И. Оптимизация количества тепловых испытаний отопительных приборов при их сертификации / В.И. Сасин // АВОК. –2019. – № 1. – С. 58-60.

60. Сасин, В.И. Действующая методика испытания отопительных приборов – требуется ли корректировка? / В.И. Сасин, Г.А. Бершидский, Т.Н. Прокопенко, Б.В. Швецов // АВОК. – 2007. – №4. – URL: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3630 (дата обращения: 27.08.2021).

61. Сасин, В.И. Вентиляторные конвекторы: оценка компоновок теплообменника и вентилятора / В.И. Сасин, В.Д. Кушнир // АВОК. – 2020. – №8. – URL: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=7675 (дата обращения 27.08.2021).

62. Себиси, Т. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы / Т. Себиси, П. Брэдшоу. Пер. с англ. – Москва, Мир, 1987. – 592 с.

63. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – М., Минрегион России, 2012. – 96 с.

64. СП 60.13330.2016. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – М.: Минстрой России, 2016. – 73 с.

65. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*. – М., 2012. – 113 с.

66. СП 40-108-2004. Проектирование и монтаж внутренних систем водоснабжения и отопления зданий из медных труб. – М.: ФГУП ЦПП, 2005. – 24 с.

67. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. Т. 2 / Пер. с англ. Под. ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

68. СТО 00044807-001-2006. Теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий. – М.: РОИС, 2006. – 64 с.

69. Суханов, К.О. Виртуальные испытания водяного плинтусного конвектора / К.О. Суханов // Научно-аналитический журнал «Инновации и инвестиции». – 2021. – №7. – С. 143-146.

70. Суханов, К.О. Определение условий применения систем водяного плинтусного отопления в жилых помещениях / К.О.Суханов // Научно-аналитический журнал «Инновации и инвестиции». – 2021. – №8. – С. 167-170.

71. Суханов, К.О. Системы плинтусного отопления в жилых и общественных зданиях / К.О. Суханов, В.А. Пухкал // Актуальные проблемы строительства: материалы междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов, молодых ученых и аспирантов. – СПбГАСУ. – В 5 ч. Ч. 1. – СПб, 2014. – С.168-172.

72. Суханов, К.О. Исследование системы плинтусного отопления / К.О. Суханов // Актуальные проблемы строительства: материалы междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов, молодых ученых и аспирантов. – СПбГАСУ. – В 5 ч. Ч. 1. – СПб, 2015. – С.162-164.

73. Суханов, К.О. Микроклимат жилых помещений с плинтусной системой водяного отопления и подачей приточного воздуха через регулируемые оконные створки / К.О. Суханов, А.М. Гримитлин, А.Л. Шкаровский // Вестник гражданских инженеров. – 2017. – №5(64). – С. 111-115.

74. Таурит, В.Р. Выбор параметров для расчета вытесняющей вентиляции нового поколения с высоким качеством воздуха в зоне пребывания людей / В.Р. Таурит, Н.А. Кораблева // Вестник гражданских инженеров. – 2017. – № 3 (62). – С. 166-170.

75. Теплый плинтус Best Board (Австрия). – URL: <https://xn----itbkjcjprkdxbjn8h.xn--p1ai/index.php/bestboard> (дата обращения: 27.08.2021).

76. Указания по применению усовершенствованных санитарно-технических устройств в крупноэлементных домах. – М.: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963. – 88 с.

77. Усиков, С.М. Диапазон регулирования теплоотдачи отопительных приборов при количественном регулировании / С.М. Усиков // Интернет-журнал Науковедение. – 2017. – Т. 9. № 3. – С. 34.

78. Фангер Оле П. Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт, производительность и здоровье людей / Оле П. Фангер // АВОК. – 2003. – № 4. – С. 12-22.

79. Шаповалов, И.С. Проектирование панельно-лучистого отопления / И.С. Шаповалов. – М.: Издательство литературы по строительству, 1966. – 244 с.

80. Щекин, Р.В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1-я. / Р.В. Щекин, С.М. Корневский, Г.Е. Бем и др. – Киев: Будівельник, 1976. – 416. с.

81. Юдаев, Б.Н. Теплопередача / Б.Н. Юдаев – Москва, Высшая школа, 1973. – 360 с.

82. Andersson, H. Experimental and numerical investigations of a new ventilation supply device based on confluent jets / H. Andersson, M. Cehlin, B. Moshfegh // Building and Environment. – 2018. – Vol. 137. – P. 18-33.

83. Bašta, J. Analýza podlahového otopného tělesa / J. Bašta, T. Legner // ČVUT v Praze. – 2017. – URL: <http://elvl.cz/onas/pdf/clanek-16.pdf>, last accessed 2020/06/24 (дата обращения 27.08.2021)

84. Caleffi. Hydronic solutions. 2018. – URL: https://www.caleffi.com/sites/default/files/coll_attach_file/idronics_23.pdf (дата обращения 27.08.2021).

85. Chen, Q. Comfort and energy consumption analysis in buildings with radiant panels / Q. Chen // Journal of Energy and Buildings. – 1989. – №14. – P. 287-297.

86. Chen, H. Numerical investigation of ventilation performance of different air supply devices in an office environment / H. Chen, J. Setareh, U. Larsson, B. Moshfegh // Building and Environment. – 2015. – Vol. 90. – P. 37–50.

87. Chui, E. H. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method / E. H. Chui, G. D. Raithby // Numerical Heat Transfer. – 1993. – Vol 23 Part B. – P. 269-288.

88. DIN EN 442-2-2015. Radiators and convectors – Part 2: Test methods and rating – German version EN 442-2:2014. – 80 p.

89. DIN EN 16430-1: 2015. Fan assisted radiators, convectors and trench convectors – Part 1: Technical specifications and requirements. – German version EN 16430-1:2014. – 14 p.

90. DIN EN 16430-2: Fan assisted radiators, convectors and trench convectors – Part 2: Test method and rating for thermal output. – German version EN 16430-2:2014. – 26 p.

91. Ekberg, L. Guidelines for specification of indoor climate requirements / L. Ekberg // BFS 1998:38; – ISBN 91-976271-0-0. – 2006. – P. 57.

92. Elmualim, A.A. Performance evaluation of a wall mounted convector for pre-heating naturally ventilated spaces / A.A. Elmualim, H.B. Awbi, D. Fullford, L. Wetterstad // Journal of Ventilation. – 2003;3(2). – P. 213-222.

93. Fanger, P.O. Perception of draught in ventilated spaces / P.O. Fanger, N.K. Christensen // Journal of Ergonomics. – 1986;29. – P.215-235.

94. Greššák, T. Measurement of influence geometry of floor convector on his performance / T. Greššák, A. Kapjor, J. Hužvár // EPJ Web of Conferences. – 45, 01036 (2013). – DOI: 10.1051/epjconf/20134501036. https://www.researchgate.net/publication/258785104_Measurement_of_influence_geometry_of_floor_convector_on_his_performance/fulltext/56eb9a9508ae2a58dc4a4b8f/Measurement-of-influence-geometry-of-floor-convector-on-his-performance.pdf, last accessed 2020/06/27.

95. Hesaraki, A. Low-Temperature Heating and Ventilation for Sustainability in Energy Efficient Buildings / A. Hesaraki. – KTH Royal Institute of Technology. – 2015. – 40 P.

96. Hesaraki A. Integrating low-temperature heating systems into energy efficient buildings / A. Hesaraki, A. Ploskic, S. Holmberg // Energy Procedia. – 2015. – P. 3043-3048.

97. Hesaraki, A. Experimental study of energy performance in low-temperature hydronic heating systems / A. Hesaraki, E. Bourdakis, A. Ploskić, S. Holmberg // *Energy and Buildings*. – 2015. – P. 108-114.

98. INSTALLING SKIRTING HEATING. Technology and installation. Temperature curve. – URL: <https://www.variotherm.com/en/products/skirting-heating/technical-information.html#> (дата обращения: 27.08.2021).

99. Juusela, M.A. Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort / M.A. Juusela. – Guidebook to IEA ECBCS; 2004.

100. Jurelionis, A. CFD predictions of indoor air movement induced by cold window surfaces / A. Jurelionis, E. Isevicius // *Journal of Civil Engineering and Management*. – 2008;14. – P. 29–38.

101. Lemfeld, F. Fin Distance Effect at Tube-Fin Heat Exchanger / F. Lemfeld, M. Muller, K. Frana // *EPJ Web of Conferences* 45. – 01130 (2013). – DOI: 10.1051/epjconf/20134501130. https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2013/06/epjconf_efm2013_01057.pdf, last accessed 2020/06/24.

102. Malyavina, E. Computational study of a natural exhaust ventilation system during the heating period / E. Malyavina, K. Agakhanova // *Advances in Intelligent Systems and Computing*. – 2020. – 982. – P. 116-124.

103. McQuiston, C.F. Heating, ventilating and air conditioning / C.F. McQuiston, D.J. Parker, D. Spitler // 6th ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. – ISBN 978-0-471-47015-1; 2004. – p. 104 [chapter 4].

104. Molin, F. Radiators in low-temperature heating systems / F. Molin, S. Holmberg. – Bachelor degree project, Royal Institute of Technology, School of Technology and Health in Stockholm; 2004.

105. Moshfeg, B. Experimental investigation of downdraught from well-insulated windows / B. Moshfeg, U. Larsson // *Journal of Building and Environment*. – 2002;37. – P. 1073–1082.

106. Myhren J.A. Design considerations with ventilation-radiators: comparisons to traditional two-panel radiators / J.A. Myhren, S. Holmberg // *Journal of Energy and Buildings*. – 2008;41. – P. 92–100.

107. Muller, M. The influence of the wall temperature on the flow from the floor convector (experimental results) / M. Muller, K. Frana, M. Kotek, P. Dancova // *EPJ Web of Conferences* 45 (2013). – DOI: 10.1051/epjconf/20134501130. https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2013/06/epjconf_efm2013_01130.pdf, last accessed 2020/06/24.

108. Olsen, B.W., Introduction to thermal comfort standards and the proposed new version of ISO EN 7730 / B.W. Olsen, K.C. Parsons // *Journal of Energy and Buildings*. – 2002;34. – P. 537–548.

109. Omori, T. Evaluation of thermal comfort and energy consumption in a room with different heating systems / T. Omori, S. Tanabe, T. Akimoto // In: *Proceedings of 6th international conference in indoor air quality, ventilation and energy conservation in buildings, IAQVEC 2007*. – 2007. – P. 51-58.

110. Peng, S., Convection from a cold window with simulated floor heating by means of a transiently heated flat unit / S. Peng, F. Peterson // *Journal of Energy and Buildings* 1995;23. – P. 95–103.

111. PERFECTA-Heizleisten. – URL: <http://perfecta-heizleiste.de> (дата обращения: 27.08.2021).

112. Peukert, P. Measurement of floor convectors at special laboratory and first results / P. Peukert, M. Muller // *EPJ Web of Conferences* 25. – 2012. – 01071. DOI: 10.1051/epjconf/20122501071.

https://www.researchgate.net/publication/258643220_Measurement_of_floor_convectors_at_special_laboratory_and_first_results/fulltext/57eec25508ae91deaa5104f7/Measurement-of-floor-convectors-at-special-laboratory-and-first-results.pdf, last accessed 2020/06/27.

113. Ploskić, A. Heat emission from thermal skirting boards / A. Ploskić, S. Holmberg // *Building and Environment*. – 2010. – Vol. 45. № 5. – P. 1123–1133.

114. Ploskić, A. Low-Temperature Baseboard Heaters in Built Environments / Licentiate Thesis. Sweden. – 2010. – 17 p.

115. Ploskić, A. Technical solutions for low-temperature heat emission in buildings / Doctoral Thesis. Sweden. – 2013. – 34 p.

116. Ploskić, A. Performance evaluation of radiant baseboards (skirtings) for room heating – An analytical and experimental approach / A. Ploskić, S. Holmberg // Applied Thermal Engineering. – 2014. – P. 382-389.

117. Ploskić, A. Heat emission from skirting boards –An analytical investigation / A. Ploskić // Conference: Proceedings of the 3rd International Conference on Built Environment and Public Health, EERB-BEPH 2009At: Guilin. – China 2009. URL: https://www.researchgate.net/publication/277505351_Heat_emission_from_skirting_boards_-An_analytical_investigation (дата обращения 27.08.2021).

118. Pukhkal, V. Virtual thermal tests of heating devices / V. Pukhkal // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – 1614 012073. DOI:10.1088/1742-6596/1614/1/012073. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1614/1/012073> (дата обращения 27.08.2021).

119. SKIRTING HEATING. TRENCH HEATING. The Classic and Delta skirting heating systems. Trench heating systems. – URL: https://www.variotherm.com/fileadmin/user_upload/Prospekte_web/Prospekte_2020/ENGLISCH/HLBKH_2020-UK.pdf (дата обращения: 27.08.2021).

120. Sukhanov, K. Employment of Skirting Board Heating Water System in Accommodation / K. Sukhanov, A. Smirnov // International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport. – 2017. – Vol. 692. – P. 592–597. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-70987-1_62.

121. Sukhanova, I. Numerical Simulation of a Stable Microclimate in a Historic Building, Advances in Intelligent Systems and Computing / I. Sukhanova, K. Sukhanov // International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT. – 2020. – Vol. 982. – P. 84-90. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-19756-8_2 (дата обращения 03.07.2021).

122. Sukhanova, I. Numerical modeling of the microclimate and air quality of an Orthodox church in Saint-Petersburg // I. Sukhanova // E3S Web of Conferences. – Vol. 91.(2019).–URL:https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2019/17/e3sconf_tpacee2019_02002.pdf. (дата обращения 19.07.2021).

123. ThermaSkirt. The skirting board that heats your home. – URL: <https://www.hurlstoneassociates.co.uk/files/ThermaSkirt%20Brochure%202018.pdf> (дата обращения: 27.08.2021).

124. THERMODUL. Radiant skirting board heating systems. – URL: <https://www.atc-vertrieb.com/images/THERMODUL-technical-manual.compressed.pdf> (дата обращения: 27.08.2021).

125. Usikov, S. Simulation of Heat Transfer by Water Heating Convectors / S. Usikov // International Journal of Emerging Trends in Engineering Research. – 2020. – Vol. 8, № 3. – P. 726-734.

126. Wang, Q. Retrofitting with low-temperature heating to achieve energy-demand savings and thermal comfort / Q. Wang, A. Ploskić, S. Holmberg // Energy and Buildings. – 2015. – P. 217-229.

127. Warfvinge, C. HVAC technique for civil engineers. / C. Warfvinge. – The Faculty of Engineering at Lund University. – 2000. – P. 135.

128. Zukowski, M. A new formula for determining a minimum recommended value of inlet air velocity from UFAD system to prevent occupants from draught risk / M. Zukowski // Journal of Building and Environment. – 2007. – 42. – P. 171–179.

Приложение А – Акт о внедрении диссертационной работы



Акционерное общество «Фирма Изотерм»
АО «ФИРМА ИЗОТЕРМ»

196655, г. Санкт-Петербург, г. Колпино, тер. Ижорский завод, д. 104, лит А, пом. 7-Н
тел.: 8-800-511-06-70, (812) 460-88-22, 322-88-82; e-mail: inbox@isoterm.ru, www.isoterm.ru

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
АО «Фирма Изотерм»

В.С. Нестерова
02 сентября 2021 г.



АКТ о внедрении диссертационной работы Суханова Кирилла Олеговича

Комиссия в составе:

- председатель – заместитель генерального директора Серветник А.А.;
- члены комиссии: коммерческий директор Никифоров С.А.; начальник конструкторского бюро Афанасьев Д.В. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Суханова К.О. на тему «Обеспечение теплового режима отапливаемых помещений плитусными системами водяного отопления» использованы АО «Фирма Изотерм» при разработке рекомендаций по применению плитусных конвекторов типа ПЛК, выпускаемых АО «Фирма Изотерм».

Председатель:
Заместитель генерального директора

А.А. Серветник

Члены комиссии:
Коммерческий директор

С.А. Никифоров

Начальник конструкторского бюро

Д.В. Афанасьев

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
 Проректор по учебной работе
 В.Г.Бойко, В.А.СПбГАСУ,
 канд. архитектуры, доцент



С.Г.Головина

01 сентября 2023 г.

АКТ

о практическом использовании научных результатов
 диссертационной работы Суханова К.О. 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 Суханова Кирилла Олеговича на тему «Обеспечение теплового режима отапливаемых помещений плинтусными системами водяного отопления»:

- рекомендации по проектированию систем водяного плинтусного отопления;

- данные экспериментальных исследований и численного моделирования системы водяного плинтусного отопления,

используются в учебном процессе на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» в лекционных курсах, практических занятиях и курсовом проектировании при изучении дисциплин «Современные системы теплогазоснабжения и вентиляции» и «Отопление» по направлениям подготовки 08.03.01 Строительство (уровень бакалавриата), 08.04.01 Строительство (уровень магистратуры), 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника (уровень бакалавриата), 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника (уровень магистратуры),

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



Н.С. Пономарев

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



В.М. Уляшева

доцент, к.т.н., доцент

В.А. Пухкал