



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Дальневосточный федеральный университет»

Инженерная школа

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

Шевяков Антон Владимирович

**РАЗРАБОТКА ПРОЕКТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ
ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЖИЛОГО ДОМА В Г.ВЛАДИВОСТОК**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

по образовательной программе подготовки бакалавров
по направлению подготовки
08.03.01 «Строительство»
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

г. Владивосток
2018

Студент _____
 подпись
« 25 » _____ июня _____ 2018 г.

Руководитель ВКР
старший преподаватель
(должность, ученое звание)

(подпись) П.С. Почечукин
(ФИО)
« 25 » _____ июня _____ 2018 г.

«Допустить к защите»

Руководитель ОП канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)

(подпись) В.П. Черненко
(и. о.ф)
« 25 » _____ июня _____ 2018 г.

Зав. кафедрой канд.техн.наук, доцент
(ученое звание)

(подпись) А.В. Кобзарь
(и. о.ф)
« 25 » _____ июня _____ 2018 г.

Защищена в ГЭК с оценкой _____

Секретарь ГЭК

подпись Н.С. Ткач
 И.О.Фамилия
« 25 » _____ июня _____ 2018 г.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»

ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

З А Д А Н И Е

на выпускную квалификационную работу бакалавра
студенту (ке) Шевякову Антону Владимировичу группы Б3431д
(фамилия, имя, отчество)

на тему: Разработка проекта систем отопления и вентиляции индивидуального жилого дома в г. Владивосток

Вопросы, подлежащие разработке (исследованию): Изучение принципов работы теплового насоса, расчет тепловых потерь согласно СП 50, экономический анализ эффективности утепления здания, расчет тепловых потерь согласно экономическому обоснованию, проектирование радиаторного отопления, проектирование теплого пола, гидравлический расчет, расчет отопительных приборов, проектирование приточно-вытяжной вентиляции, расчет теплового баланса, расчет выделения вредных веществ в гараже, подбор воздухораспределителей, аэродинамический расчет, проектирование котельной с электрическим котлом, проектирование котельной с тепловым насосом, анализ рынка тепловых насосов, экономический анализ эффективности инвестиций в энергоэффективные источники тепла

Перечень графического материала: Планы здания с системой радиаторного отопления, схема радиаторного отопления, планы здания с теплым полом, схема напольного отопления, узлы сборки коллекторов, узел подключения отопительного прибора, планы здания с системой вентиляции, схемы систем вентиляции, разрезы, тепловые схемы котельных

Основные источники информации и прочее, используемые для разработки темы
СП, стандарты, учебники, методические пособия, справочники проектировщика,
СанПиНы

Срок представления работы « 23 » _____ июня 2018 г.

Дата выдачи задания « 28 » _____ декабря 2017 г.

Руководитель ВКР старший преподаватель _____
(должность, уч. звание) (подпись)

П.С. Почекунин
(и.о.ф)

Задание получил _____
(подпись)

А.В. Шевяков
(и.о.ф)



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»

ИНЖЕНЕРНАЯ ШКОЛА

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

ГРАФИК

подготовки и оформления выпускной квалификационной работы

студенту (ке)

Шевякову А.В.
(фамилия, имя, отчество)

группы Б3431д

на тему: Разработка проекта систем отопления и вентиляции индивидуального жилого дома в г. Владивосток

№ п/п	Выполняемые работы и мероприятия	Срок выполнения	Отметка о выполнении
1.	Разработка раздела Отопление. Оформление ГМ	3.01-7.03	
2.	Разработка раздела Вентиляция. Оформление ГМ	9.03-21.04	
3.	Разработка раздела Теплоисточники, Экономика	24.04-17.05	
4.	Оформление ПЗ	17.05-14.06	
5.	Прохождение антиплагиата	15.06	
6.	Защита отчета о преддипломной практике	23.06	
7.	Защита ВКР в ГАК	27.06	

Руководитель ВКР

старший преподаватель
(должность, уч. звание)

(подпись)

П.С. Почечунин
(и.о.ф)

Задание получил

(подпись)

А.В. Шевяков
(и.о.ф)

ОГЛАВЛЕНИЕ

АННОТАЦИЯ.....	2
1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ТЕПЛООВОГО НАСОСА	5
1.1 Определение теплового насоса. Принцип работы.....	5
1.2 Эффективность работы теплового насоса. Коэффициент производительности.....	6
1.3 Низкотемпературные воздушные тепловые насосы.....	8
Выводы к Разделу 1	10
2 Отопление	11
2.1 Расчет теплотерь.....	11
2.1.1 Расчет ограждений по требованиям СП 50.13330	11
2.1.2 Расчет ограждений по рекомендациям НП «АВОК»	13
2.1.3 Теплотери здания	15
2.2 Проектирование системы отопления.....	17
2.2.2 Радиаторное отопление для варианта расчета ограждений по СП50	18
2.2.3 Теплый пол для варианта с ограждениями согласно рекомендациям НП «АВОК»	18
2.3 Гидравлический расчет	20
2.3.1 Гидравлический расчет радиаторной коллекторной системы.....	21
2.3.2 Расчет отопительных приборов.....	23
Выводы к Разделу 2	24
3 Вентиляция.....	26
3.1 Определение воздухообменов по расчету теплового баланса.....	26
3.2 Расчет вентиляции гаража	31
3.3 Расчет воздухообменов по кратности.....	33
3.4 Проектирование системы вентиляции.....	34
3.5 Выбор схемы воздухораспределения и определение параметров приточной струи в помещении столовой	35
3.6 Аэродинамический расчет	38
3.7 Подбор вентиляционного оборудования.....	40
Выводы к Разделу 3	41
4 Проектирование автономного источника теплоснабжения.....	42
4.1 Общие положения	42
4.2 Теплонасосная установка в качестве автономного источника теплоснабжения	42
4.3 Электрический котел в роли автономного теплоисточника	44
Выводы к Разделу 4	44
5 Экономика.....	45
5.1 Анализ рынка тепловых насосов.....	46
5.2 Сравнение энергоэффективности теплогенераторов с тепловым насосом	49
Выводы к Разделу 5	53
Заключение	55
Список использованных источников.....	56

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе на тему: «Разработка проекта систем отопления и вентиляции индивидуального жилого дома в г. Владивосток»

Работа включает: 54 страницы, 1 таблицу, 4 рисунка, 10 приложений, 7 листов графического материала; использованных источников – 48.

Ключевые слова: отопление, вентиляция, энергосбережение, энергоэффективность, тепловой насос, теплый пол.

Цель работы – разработка проекта систем отопления и вентиляции согласно действующим нормативным документам и согласно современным представлениям об энергоэффективности на основе нормативов НП «АВОК».

В результате разработаны два варианта проектов систем отопления, проект системы вентиляции, два варианта автономных котельных и определена экономическая эффективность инвестиций в энергосберегающие теплоисточники.

ВВЕДЕНИЕ

Энергосбережение и сокращение выброса парниковых газов – одни из главных задач стоящих перед мировым сообществом в XXI веке. Одними из вариантов решения этих проблем является снижение добычи ископаемых природных ресурсов, развитие альтернативной энергетики. Актуальность данной выпускной квалификационной работы обусловлена мировой озабоченностью проблемами экологии, как следствие, подписанными на международном уровне протоколами ограничивающими выбросы странами парниковых газов. Другая причина актуальности – экономическая. Активно развивающиеся рынки тепловых насосов в Европе, Азии и Северной Америке – одни из наиболее выгодных способов инвестирования средств из предложенных сектором энергосбережения. Под инвестированием подразумевается как покупка теплового насоса для бытовых нужд, так и вложение средств активы в активы компаний, в разработку новых технологий, повышение эффективности. В Российской Федерации нет сформированного рынка тепловых насосов, проекты с их применением изредка встречаются в частном строительстве, и в строительстве территорий опережающего развития.

Цели выпускной квалификационной работы:

- а) Изучить основные принципы работы теплового насоса;
- б) Изучить рынок тепловых насосов, проанализировать основные тенденции, выявить предприятия, оказывающие наибольшее влияние на рынок;
- в) Разработать два варианта проекта отопления на основе классического радиаторного отопления и на основе теплого пола;
- г) Разработать проект вентиляции;
- д) Разработать два проекта автономных источников теплоснабжения: с тепловым насосом и с электрическим котлом;
- е) Исследовать экономическую целесообразность применения мер энергосбережения в жилом многоквартирном здании;

Выпускная квалификационная работа состоит из пяти разделов на 53 страницах ПЗ, 8 листах ГМ.

1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

1.1 Определение теплового насоса. Принцип работы

Тепловой насос – устройство которое переносит тепло от менее нагретого тела более нагретому, называемому также «тепловой ванной». При этом затрачивается небольшое количество сторонней (например, электрической, энергии). Другими словами, тепловой насос переводит низкопотенциальную энергию в высокопотенциальную при помощи сторонней энергии.

Одни из самых распространенных примеров тепловых насосов – кондиционеры, работающие по принципу парокомпрессионной холодильной машины. В них тепло от менее нагретого внутреннего воздуха отдается более нагретому наружному воздуху. Но то, что обычно подразумевается под словосочетанием тепловой насос используется в системах ТГСиВ для нагрева внутреннего воздуха или для нагрева теплоносителя. Такие тепловые насосы работают по такому же парокомпрессионному холодильному циклу, только в другую сторону. Такой цикл называется парокомпрессионным циклом теплового насоса(см. рис.1). В режиме нагрева тепловой насос в 3-4 раза эффективнее обычного электрического источника тепла.

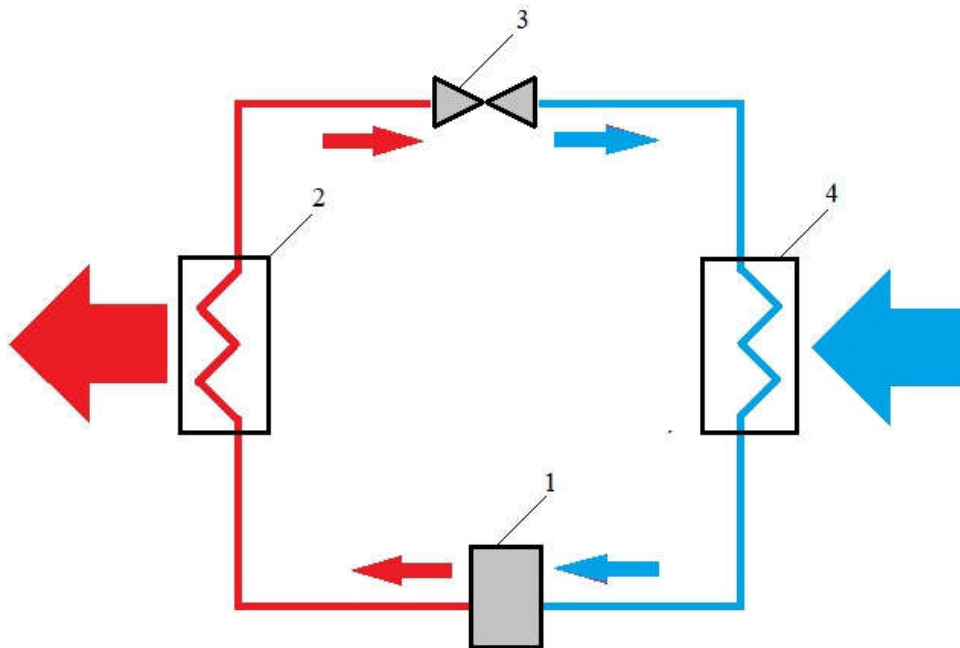


Рисунок 1.1 - Парокомпрессионный цикл теплового насоса.
1 – компрессор, 2 – конденсатор, 3 – расширительный клапан, 4 – испаритель.

1.2 Эффективность работы теплового насоса. Коэффициент производительности

Для описания эффективности работы теплового насоса не подходит определение коэффициент полезного действия. Поэтому для машин, кондиционеров и тепловых насосов, работающих применяется термин COP – коэффициент производительности. Коэффициент производительности при работе теплового насоса на нагрев рассчитывается по формуле 3.1.

$$COP_{\text{нагр}} = \frac{\Delta Q_{\text{нагр}}}{\Delta A} \leq \frac{T_{\text{гор}}}{T_{\text{гор}} - T_{\text{хол}}}; \quad (3.1)$$

где $\Delta Q_{\text{нагр}}$ – количество тепла переданного теплоносителю с температурой $T_{\text{гор}}$;

ΔA – работа, совершенная компрессором ;

$T_{\text{гор}}$ – температура теплоносителя;

$T_{\text{хол}}$ – температура наружного воздуха.

При работе на нагрев при температуре наружного воздуха около 10°C коэффициент производительности обычного теплового насоса будет

варьироваться от 3 до 4. Это значит, что на 1 Вт затраченной электрической энергии теплоносителю будет передано от 3 до 4 Вт тепла. Но, как следует из формулы, при снижении температуры наружного воздуха коэффициент производительности будет снижаться (см. рис.2).

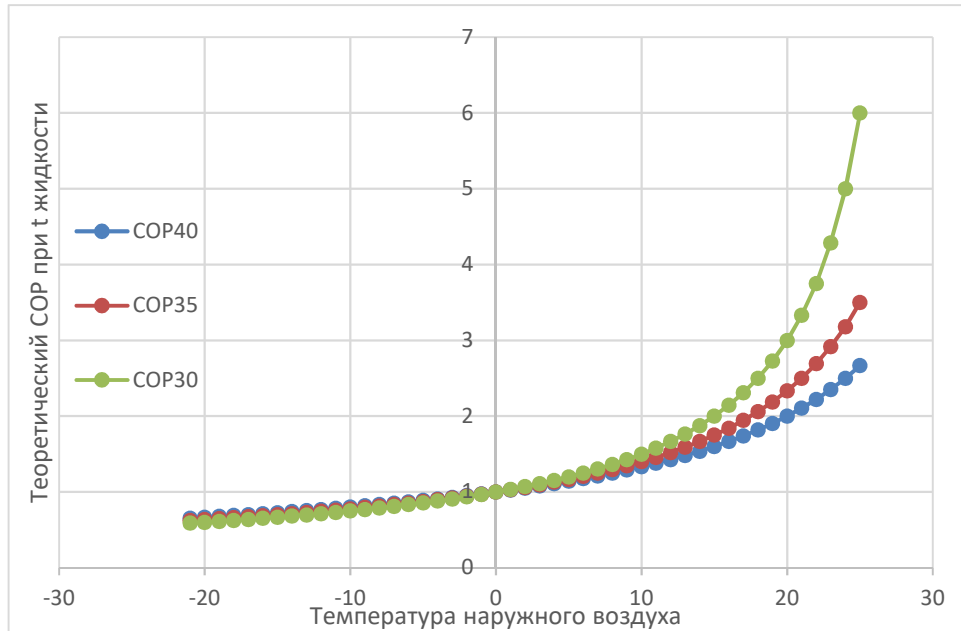


Рисунок 1.2. Зависимость теоретического COP от температуры наружного воздуха при разных температурах производимой жидкости

Коэффициент производительности реального воздушного теплового насоса отличается от теоретического. Его коэффициент производительности снижается до 1,6 при температуре около -18°C (см. рис 3)

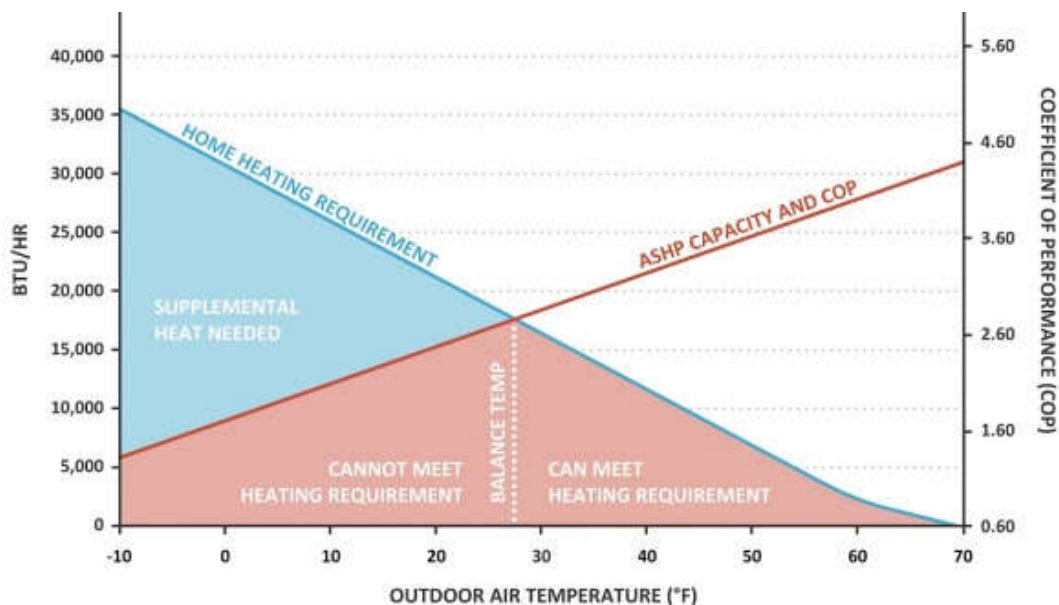


Рисунок 1.3. Зависимость COP от температуры наружного воздуха (F) и график часовых нагрузок теплоснабжения

Снижение коэффициента производительности связано со снижением температуры хладагента после конденсатора, в связи с чем компрессору приходится совершать большую работу и тратить больше энергии. Это можно отследить на P-h диаграмме состояния фреона, циркулирующего в контуре теплового насоса(см. рис. 4).

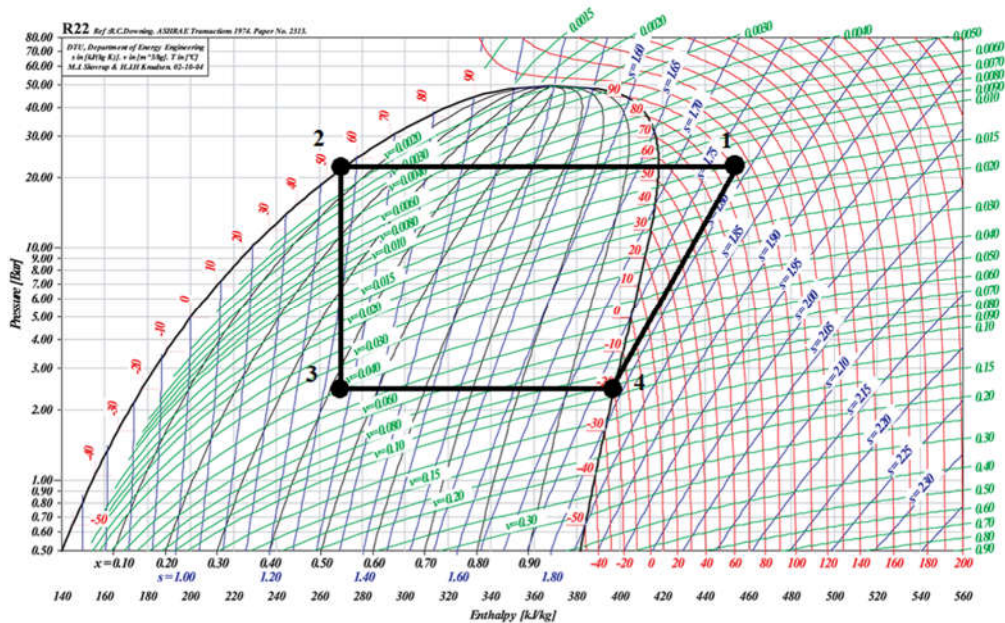


Рисунок 1.4. 1-2 - Снятие тепла с парообразного хладагента; 2-3 Изотермическое расширение на дросселирующем клапане; 3-4 - Теплообмен с наружным воздухом; 4-1 - Изоэнтروпийное сжатие в компрессоре

В одноступенчатом тепловом насосе чем ниже температура наружного воздуха, тем ниже будет находиться линия 3-4, характеризующая нагрев жидкого фреона от наружного воздуха. Из этого следует, что при неизменных давлении и энтальпии линии 1-2, характеризующей теплообмен между паровой фазой фреона и водой длина линии 1-4 будет увеличиваться при снижении температуры наружного воздуха. Линия 1-4 характеризует увеличение давления в компрессоре.

1.3 Низкотемпературные воздушные тепловые насосы

Снижение коэффициента производительности при низкой температуре окружающего воздуха было парадигмой на рынке тепловых насосов до

середины нулевых. В 2005 году компания Mitsubishi Electric представила первую модель теплового насоса с двухфазным впрыском хладагента в компрессор и разработала специальный компрессор. Так появились первые низкотемпературные воздушные тепловые насосы Zubadan Inverter.

Холодильный цикл теплового насоса Zubadan незначительно отличается от парокомпрессионного холодильного цикла теплового насоса. Дросселирование происходит на двух вентилях, LEV B и LEV A, управляемыми автоматикой теплового насоса. Таким образом, образуется область средних давлений хладагента между двумя вентилями. Из этой области часть хладагента проходит через специальный расширительный вентиль LEV C, частично испаряясь, и поступает в штуцер инъекции компрессора.

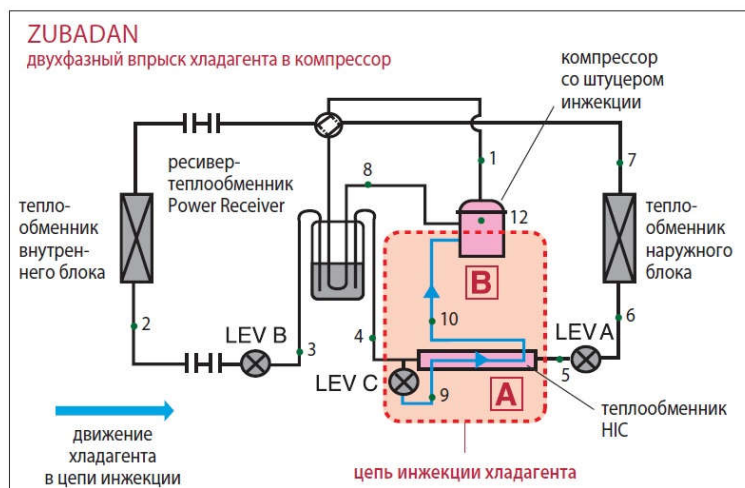


Рисунок 1.5. Принципиальная схема работы теплового насоса Mitsubishi Electric Zubadan Inverter

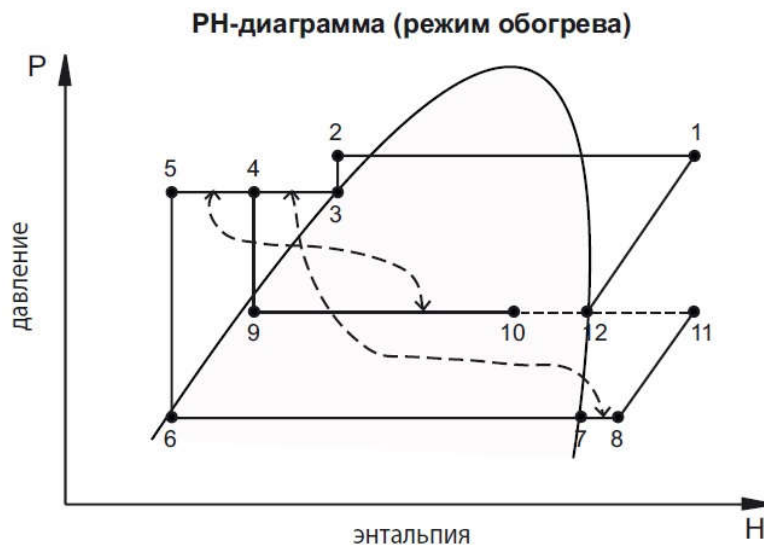


Рисунок 1.6. P-h диаграмма состояния фреона

Выводы:

В разделе 1 рассмотрены теоретические основы работы тепловых насосов как тепловых машин. Рассмотрены циклы работы тепловых насосов, процессы, происходящие с рабочим телом – хладагентом. Отражены критерии эффективности работы тепловых насосов, описаны их теоретические и практические значения.

Коэффициент производительности теплового насоса снижается при снижении температуры, в соответствии с законами термодинамики. Приведен пример инновационного решения, сумевшего сгладить этот эффект и повысить эффективность теплового насоса при отрицательных температурах.

Несмотря на постоянные применения новых технологий в производстве тепловых насосов, снижение производительности более чем в 2 раза при температурах ниже минус 25 °С, является существенным препятствием к использованию их в качестве основного источника теплоснабжения в местности с более низкой проектной температурой отопления.

2 ОТОПЛЕНИЕ

2.1 Расчет теплопотерь

Уровень тепловой защиты индивидуального жилого дома устанавливается по решению заказчика, однако для обеспечения комфорта проживания и долговечности строительных конструкций необходимо соблюдать санитарно-гигиенические нормы. С другой стороны, инвестиция в тепловую защиту может значительно снизить энергопотребление здания, что приведет к снижению эксплуатационных затрат. Расчет тепловых потерь здания можно условно разделить на определение необходимой толщины утеплителя для соблюдения норм или достаточной экономической эффективности и непосредственно расчет тепловых потерь через ограждающие конструкции. В данной работе будет проведен расчет тепловых потерь при удовлетворении ограждающих конструкций санитарно-гигиеническим требованиям и при наиболее экономически выгодной толщине утеплителя.

2.1.1 Расчет ограждений по требованиям СП 50.13330

Для проектирования теплозащиты достаточной для выполнения санитарно-гигиенических требований необходимо определить требуемое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции. Согласно действующим нормам по тепловой защите зданий, это значение следует принимать руководствуясь расчетом градусо-суток отопительного периода. Сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции определится по формуле (2.1.1.1)

$$R_0^{\text{TP}} = a \text{ ГСОП} + b, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}; \quad (2.1.1.1)$$

Где a, b – коэффициенты – значения которых взяты из [7];

ГСОП – градусо-сутки отопительного периода, $\text{°C} \cdot \text{сут/год}$, определяемые по (2.1.1.2)

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{вн}} - t_{\text{от}})z_{\text{от}}, \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{сут/год}; \quad (2.1.1.2)$$

Где $t_{\text{вн}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха здания принимаемая по минимальному значению оптимальных температур помещений согласно [1];

$t_{\text{от}}, z_{\text{от}}$ – средняя температура и продолжительность периода года со среднесуточными температурами ниже или равными -8°C .

Суть проектирования теплозащиты – обеспечение требуемого сопротивления теплопередаче. Для этого необходимо определить действительное термическое сопротивление конструкции и утеплить её в случае, если действительное сопротивление ниже требуемых норм.

Сопротивление теплопередаче рассчитывается по формуле (2.1.1.3)

$$R_0^d = \frac{1}{\alpha_{in}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ex}}, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}; \quad (2.1.1.3)$$

Где α_{in}, α_{ex} – коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей ограждающей конструкции, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

δ – толщина слоя ограждающей конструкции, м;

λ – коэффициент теплопроводности слоя конструкции, м.

$$\text{ГСОП} = (21 + 4,3) \cdot 193, \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{сут/год};$$

$$\text{ГСОП} = 4883, \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{сут/год};$$

$$R_0^{\text{тр}} = 0,00035 \cdot 4883 + 1,4, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}};$$

$$R_0^{\text{тр}} = 3,11, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Состав ограждающей конструкции:

$$1 \text{ Газобетон } \delta = 0,4 \text{ м}; \lambda = 0,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$2 \text{ Фиброцементная плита } \delta = 0,016 \text{ м}; \lambda = 0,16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$R_0^d = \frac{1}{8,7} + \frac{0,4}{0,41} + \frac{0,016}{0,16} + \frac{1}{23}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}};$$

$$R_0^d = 1,23, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

В качестве системы утепления применяется ROCKWOOL Вентилируемый фасад с утеплителем ROCKWOOL ВЕНТИ БАТТС $\lambda = 0,04 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Необходимая толщина утеплителя

$$\delta = 0,04(3,13 - 1,23), \text{ м};$$

$$\delta = 0,075, \text{ м}.$$

2.1.2 Расчет ограждений по рекомендациям НП «АВОК»

Для проектирования энергоэффективной тепловой защиты необходимо подобрать такую толщину утеплителя, чтобы она соответствовала следующим требованиям:

- а) отсутствие выпадения конденсата на внутренней поверхности и в углах;
- б) наименьшая месячная затрата на источник теплоснабжения;
- в) наименьший срок окупаемости капитальных затрат по сравнению с вариантом отсутствия утеплителя;

Сначала необходимо произвести расчет термического сопротивления ограждающей конструкции без утепления, или с $\delta_{\text{ут}} = 0$ м. Расчет производится по формуле (2.1.2.1). По формуле (2.1.2.1) рассчитывается коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции.

$$K_0^{\Delta} = \frac{1}{R_0^{\Delta}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}; \quad (2.1.2.1)$$

Где R_0^{Δ} – сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$,

Для сравнения эксплуатационных затрат необходимо определить часть отопительной нагрузки через ограждающую конструкцию по формуле (2.1.2.2)

$$Q = K_0^{\Delta}(t_{\text{вн}} - t_{h5})F, \text{ Вт}; \quad (2.1.2.2)$$

Где t_{h5} – температура холодной пятидневки, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

F – площадь фасадов здания без учета проемов, м^2 ;

Для определения привлекательности инвестиционного проекта утепления здания определим срок окупаемости дополнительного утепления по сравнению с вариантом отсутствия утеплителя. Для этого необходимо определить годовые затраты на отопление, капитальные затраты на утепление и прибыльность каждого варианта утепления, согласно [11], [12]. Необходимо учесть, что в независимости от результатов расчета минимальный уровень тепловой защиты – обеспечивающий санитарно-гигиенические нормы.

Стоимость затрат на отопление определяется по формуле (2.3)

$$C_{\text{ут}} = 24Q \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{от}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{h5}}} z_{\text{от}} C_{\text{эл}}, \text{руб}; \quad (2.1.2.3)$$

Где $C_{\text{эл}}$ – стоимость электрической энергии, $\frac{\text{руб}}{\text{кВт/ч}}$;

В качестве утепления принимается система ROCKWOOL Вентилируемый фасад. Утеплитель ROCKWOOL ВЕНТИ БАТТС $\lambda = 0,04 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. В капитальную стоимость включается стоимость системы утепления, стоимость расходных материалов и стоимость монтажа утеплителя.

Дисконтированный срок окупаемости определится по формуле

$$T_{\text{диск}} = \frac{LN(1 + \frac{C_{\text{кап}} * r - i}{\Delta \text{Э} * (1+i)})}{LN(1 + \frac{1+i}{1+r})}, \text{лет}; \quad (2.1.2.4)$$

Где $C_{\text{кап}}$ – суммарные капитальные затраты, руб;

$\Delta \text{Э}$ – разность годовых эксплуатационных затрат, руб/год;

r – ставка дисконтирования, принимается равной ключевой ставке ЦБ РФ(7,5%);

i – годовой рост тарифов на электрическую энергию, принимается равным 10%;

Расчет сроков окупаемости приведен в таблице 1.

Таблица 2.1- Расчет срока окупаемости утеплителя

$\delta, \text{м}$	$R, \text{м}^2 \cdot \text{с} / \text{Вт}$	$K, \text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{с}$	$Q, \text{кВт}$	Сэл, руб/год	Скап, руб	$\Delta \Theta,$ руб/год	Срок окупаемости доп утепления
0	1,23	0,81	7,784	73 391	0	0	-
0,05	2,66	0,38	3,608	34 015	127 032	39 377	3,0
0,1	4,09	0,24	2,348	22 137	153 637	51 254	2,82
0,15	5,52	0,18	1,740	16 408	180 245	56 984	2,96
0,2	6,95	0,14	1,382	13 034	206 851	60 357	3,18
0,25	8,38	0,12	1,147	10 812	233 459	62 580	3,43
0,3	9,81	0,10	0,980	9 236	260 065	64 155	3,69
0,35	11,23	0,09	0,855	8 062	286 673	65 330	3,96

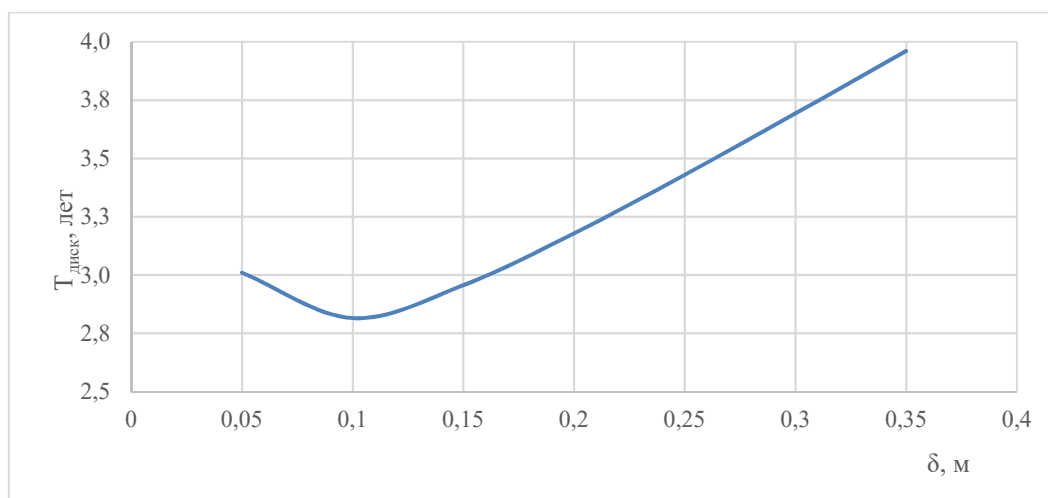


Рисунок 2.1. Срок окупаемости дополнительного утепления

2.1.3 Теплопотери здания

Основные теплопотери через ограждающую конструкцию i здания (при $\beta = 0$) определяются по формуле

$$Q_i = \frac{A_i}{R_0^D} (t_{\text{вн}} - t_{\text{ext}}) n (1 + \sum \beta), \text{Вт}; \quad (2.1.3.1)$$

Где A_i – площадь ограждения, м^2 ;

R_0^D – сопротивление теплопередаче ограждения, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

t_{ext} – температура снаружи ограждения, $^{\circ}\text{C}$;

n – коэффициент, учитывающий фактическое понижение расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемое помещение от неотапливаемого;

β – коэффициент учитывающий дополнительные теплопотери;

Определяют надбавки для следующих видов дополнительных тепловых потерь

Надбавка на расположение конструкции относительно сторон света делается на все наружные вертикальные ограждающие конструкции. Величина надбавок принимается равной 0,1 для конструкций ориентированных на С-З, С, С-В, В; 0,05 для конструкций ориентированных на З и Ю-В; 0 для конструкций ориентированных на Ю-З, Ю

Надбавка на угловое расположение конструкции делается для углов здания. Численно принимается равной 0,05 на каждую из сторон.

Надбавка на врывание холодного воздуха через наружную дверь, не оборудованную воздушной завесой, при кратковременном открытии, при высоте здания H , м, от отметки планировки до верха карниза или устья вентиляционной шахты. Для тройных дверей с двумя тамбурами $\beta = 0,2H$, для двойных дверей с тамбуром $\beta = 0,27H$, для двойных дверей без тамбура $\beta = 0,34H$, для одинарных дверей $\beta = 0,22H$. Для ворот $\beta = 3$, при наличии тамбура $\beta = 1$

Надбавка для необогреваемых полов первого этажа, находящихся над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха ниже -40°C

Для расчета потерь тепла через полы, лежащие на грунтах, применяют упрощенную методику. Теплопотери рассчитывают по зонам, шириной в 2 метра, параллельным наружным стенам, начиная от уровня земли внутренней поверхности, или наружной стены. Ближайшую зону к наружным стенам называют первой зоной, следующие две полосы шириной в 2 метра – второй и третьей зоной, а остальную поверхность пола – четвертой зоной.

Каждая зона характеризуется сопротивлением теплопередачи, определяемым по формуле

$$R_0^d = R_{н.п} + \sum \frac{\delta}{\lambda}, \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}; \quad (2.1.3.2)$$

Где $R_{н.п}$ – сопротивление теплопередаче неутепленного пола, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{K}}{\text{Вт}}$;

Утепленным называется пол, термическое сопротивление теплозащитных элементов которого превышает $R_{y.п} > 1,2$. Сопротивление теплопередаче неутепленного пола зависит от зоны и принимается численно равным $R_I = 2,1$; $R_{II} = 4,3$; $R_{III} = 8,6$; $R_{IV} = 14,2$;

В проекте не учитываются затраты теплоты на нагрев инфильтрируемого воздуха, так как проектируется система вентиляции с положительным балансом воздухообмена. Это создает избыточное давление воздуха в помещениях, что препятствует проникновению инфильтрируемого воздуха внутрь здания.

Расчет тепловых потерь здания приведен в приложении А.

2.2 Проектирование системы отопления

Система отопления – совокупность источника тепла, отопительных приборов, соединяющих их трубопроводов и прочих элементов предназначенная для равномерного поддержания расчетных температур в течение отопительного периода. Отопительным периодом для жилых зданий называется промежуток времени в течение которого среднесуточные температуры не поднимаются выше $+8^{\circ}\text{C}$. Система отопления – сложная гидравлическая система. Согласно современным представлениям она должна обладать возможностью регулирования теплопроизводительности без нарушения гидравлической устойчивости, при этом обладая достаточным удобством в эксплуатации и ремонте и низким уровнем шума. Системы отопления можно условно разделить на поверхностные и местные. В местных системах существует точечный источник тепла (радиатор, конвектор, вентиляционная решетка воздушного отопления или фанкойл системы VRF) который при помощи излучения и/или конвекции отдает тепло наружному воздуху. В поверхностных системах отсутствуют видимые элементы системы отопления, а тепло в помещение поступает от нагретой поверхности (скрытые в стяжке трубы теплого пола, электрический теплый пол, теплый плинтус,

теплые стены). Местные системы широко применяются в отоплении жилых домов в связи с простотой монтажа, наладки и эксплуатации. Их недостатком является большое количество энергии на каждый теплоисточник, необходимое для поддержания заданных параметров микроклимата, так как зачастую вся отопительная нагрузка помещения сосредоточена в одном элементе. В поверхностных системах отопления отсутствует один из элементов системы отопления – отопительный прибор. Его функцию выполняют трубопроводы отопления в случае водяного теплого пола или стен или электрический контур в случае электрического теплого пола. При таком решении системы отопления достигается более равномерный прогрев помещения, за счет того, что тепловой поток на всех участках поверхности одинаков.

2.2.2 Радиаторное отопление для варианта расчета ограждений по СП50

Согласно рекомендациям, в качестве отопительных приборов водяной системы отопления выбираются стальные панельные радиаторы BUDERUS. Применяется однофункциональный (рассчитанный только на нагрузку отопления) теплогенератор – электрический котел BOSCH. Тепловая мощность подбирается с запасом в 10%, на каждый радиатор устанавливается терморегулятор и боковой узел подключения OVENTROP. В системе отопления обеспечивается насосная циркуляция теплоносителя при помощи насосов GRUNDFOS. Для подключения радиаторов отопления применяется система трубопроводов из сшитого полиэтилена UPONOR PEX-a. Существует несколько способов произвести подключение радиаторов. Решено определить наиболее выгодный из них путем составления списка необходимых комплектующих и сравнения стоимости систем. Расчет произведен в приложении Б.

2.2.3 Теплый пол для варианта с ограждениями согласно рекомендациям НП «АВОК»

Применение нетрадиционного источника теплоты – теплового насоса, для нагрева теплоносителя без использования гидромодуля влияет на выбор системы отопления. Тепловой насос эффективно производит теплоноситель с

температурой до 45 градусов, что неприемлемо для радиаторного отопления. Для того чтобы избежать дополнительных затрат на электричество и подогрев теплоносителя решено для энергоэффективного варианта всю нагрузку отопления обеспечить водяным теплым полом. Несмотря на низкую температуру теплоносителя теплый пол может обеспечить тепловой поток до 100 Вт/м². Максимальная температура поверхности теплого пола в рабочей зоне устанавливается российской нормативной документацией как +26°C, в европейской документации фигурирует значение +28°C. Это связано с исследованием ощущения комфорта людьми [13].

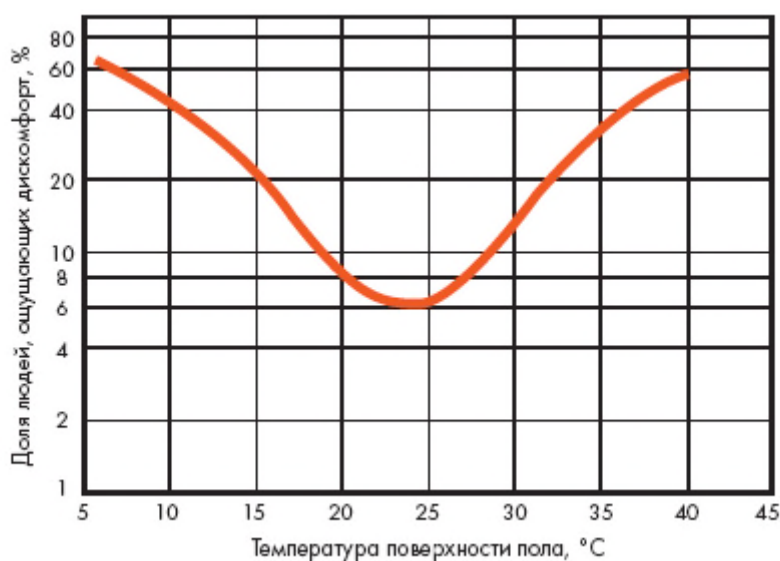


Рисунок 2.2. Ощущение комфорта - зависимость числа людей ощущающих дискомфорт, от температуры пола

На основании графика можно сделать вывод, что температура пола от +20°C до +28°C является комфортной для применения в жилых зданиях, что даёт простор для компенсации широкого диапазона тепловых нагрузок.

Главный фактор, влияющий на температуру поверхности теплого пола – его базовая характеристика. Она показывает зависимость разности температуры поверхности пола и температуры воздуха, при которой с единицы площади снимается определенное количество тепла.

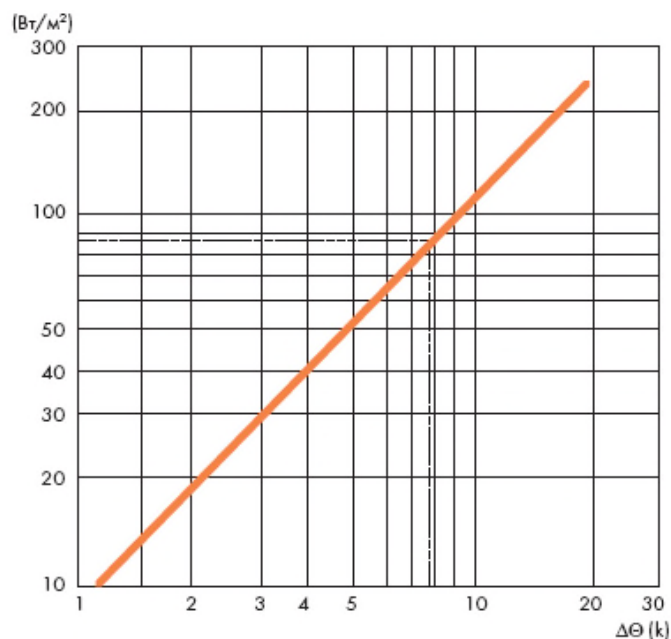


Рисунок 2.3 – Базовая характеристика теплого пола

Расчет теплого пола произведен в программе VALTEC и приведен в приложении В.

2.3 Гидравлический расчет

Система отопления представляет собой разветвленную замкнутую цепь, по которой циркулирует теплоноситель, отдавая тепло через различные элементы, затем собирается воедино, нагревается в теплоисточнике, и вновь отправляется в сеть.

Расчет системы отопления выполняется по основным законам гидравлики. Основной принцип расчета: при установившемся движении разность давлений полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению [14].

Расчет выполняют по аксонометрической схеме системы отопления. Схему разбивают на участки, которые формируют циркуляционные кольца системы. В циркуляционное кольцо двухтрубной системы отопления включается один отопительный прибор, источник теплоты, насос (в насосной системе).

Участок – труба с одинаковым расходом теплоносителя. Последовательно соединенные участки формируют циркуляционное кольцо.

Тепловая нагрузка прибора принимается равной теплотерям, которые он обеспечивает.

2.3.1 Гидравлический расчет радиаторной коллекторной системы

Согласно экономическому обоснованию, приведенному в приложении Б применяется радиаторная система отопления с коллекторной разводкой, как более выгодная. Для расчета системы выполнена аксонометрическая схема системы (см. графическую часть). Расход воды на участке определяется по формуле

$$G_{\text{уч}} = \frac{3,6Q_{\text{уч}}}{c(t_{\text{г}}-t_{\text{о}})}, \text{ кг/ч}; \quad (2.3.1.1)$$

Где $Q_{\text{уч}}$ – тепловая нагрузка отопительного прибора, Вт

$t_{\text{г}}, t_{\text{о}}$ – температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе, °С;

c – массовая теплоемкость теплоносителя, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$.

Расходы теплоносителей суммируются согласно первому правилу Кирхгофа.

Расчет потерь давления гидравлических участков производится по формуле Дарси-Вейсбаха.

$$\Delta P_{\text{уч}} = \frac{\lambda}{d_{\text{в}}} l_{\text{уч}} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па}; \quad (2.3.1.2)$$

Где λ – коэффициент гидравлического трения;

$d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр трубопровода, м;

$l_{\text{уч}}$ – длина гидравлического участка, м;

ρ – плотность гидравлической жидкости, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

v – скорость жидкости в трубопроводе

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Для упрощения расчетов формулу Дарси-Вейсбаха видоизменяют. Расчет проектируемой системы производится методом удельных потерь на трение. Для этого вместо соотношения $\frac{\lambda}{d_B} \frac{\rho v^2}{2}$ вводится коэффициент R , вычисляемый опытным путем и определяемый по номограммам производителя в зависимости от расхода жидкости в трубопроводе [15]. В данном проекте используются номограммы для системы труб из сшитого полиэтилена UPONOR PEX-a. Уравнение принимает следующий вид

$$\Delta P_{\text{уч}} = R l_{\text{уч}} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па}; \quad (2.3.1.3)$$

Где R – удельная потеря давления в трубопроводе, $\frac{\text{кПа}}{\text{м}}$;

$l_{\text{уч}}$ – длина гидравлического участка, м;

ρ – плотность гидравлической жидкости, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

v – скорость жидкости в трубопроводе

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Поддержание заданного температурным графиком перепада температур и необходимой температуры в помещении достигается путем установки терморегулирующих клапанов на радиаторы отопления. Для гидравлической балансировки системы необходимо подобрать соответствующую настройку клапана и учесть его сопротивление на соответствующем гидравлическом участке. Дополнительная балансировка коллекторной системы достигается на коллекторе путем регулирования закрытия вентилей. В проекте применяются регулируемые коллекторы VALTEC и терморегулирующие вентили с преднастройкой OVENTROP. Сопротивление элементов при определенной настройке определяется по специальным таблицам производителей и выражается в пропускной способности, Kvs . Пропускную способность можно перевести в разность давления, бар, на клапане по следующей формуле

$$\Delta P_{\text{кл}} = \left(\frac{G}{Kvs} \right)^2, \text{ Па}; \quad (2.3.1.4)$$

Где G – расход жидкости через клапан, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

Kvs – пропускная способность клапана.

Таким образом, суммарные потери давления на гидравлическом участке будут складываться из потерь давления на участке и из потерь давления на регулирующих устройствах. Из законов гидравлики следует, что потери давления на циркуляционных кольцах должны быть равны. Для гидравлической стабильности работы системы допускается наличие невязки потерь давления на кольцах до 10%. Гидравлический расчет коллекторной системы отопления приведен в приложении Г.

2.3.2 Расчет отопительных приборов

Расчет отопительных приборов производится по методическому пособию производителя стальных панельных радиаторов BUDERUS, которые в свою очередь ссылаются на документ немецкой системы стандартизации DIN EN 442. В основе расчета лежит простое предположение, что при эксплуатации радиаторов их номинальная мощность может быть ниже проектной, если будут присутствовать препятствия конвекции или радиационному излучению. Следовательно, необходимо увеличивать мощность отопительного прибора, но не более чем на 15%, о чем говорится и в СП60.13330. В DIN EN 442 расчет производится для температуры в подающем трубопроводе: $t_{T1} = 75^{\circ}\text{C}$; $t_{T2} = 65^{\circ}\text{C}$. Для других параметров теплоносителя производитель приводит таблицы с коэффициентами пересчета. Расчет мощности отопительного прибора производится по следующим формулам

$$Q = (1 + x)Q_N, \text{Вт}; \quad (2.3.2.1)$$

Где x – коэффициент запаса, равный 0.15;

Q_N – расчетная теплотребность помещения, Вт.

$$Q_n = F \times Q, \text{Вт}; \quad (2.3.2.2)$$

Где F – поправочный коэффициент на температурный график;

Q_n – скорректированная мощность теплового прибора, Вт.

Расчет отопительных приборов произведен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Расчет радиаторов

№	Ду, мм	Радиатор	Qпом, Вт	n	F	Qпр, Вт	tвх, °С	tвых, °С	tвн, °С	Qн.у, Вт
1 этаж										
4.1	12	K-profil T22 400x800	1100	1,29	0,97	1067	80	60	18	1216
4.2	12	K-profil T22 400x800	1100	1,29	0,97	1067	80	60	18	1216
6	12	K-profil T10 300x1200	485	1,30	0,97	470	80	60	18	525
7	12	K-profil T10 300x500	210	1,29	0,97	204	80	60	18	220
8	12	K-profil T11 400x700	515	1,28	0,97	500	80	60	18	586
5	12	K-profil T10 300x400	185	1,28	0,97	179	80	60	18	175
2 этаж										
10.1	12	K-profil T21 400x900	925	1,30	1,06	981	80	60	21	1045
10.2	12	K-profil T21 400x900	925	1,30	1,06	981	80	60	21	1045
10.3	12	K-profil T11 300x1600	925	1,30	1,06	981	80	60	21	1010
11	12	K-profil T10 400x500	375	1,28	0,97	364	80	60	18	397
12	12	K-profil T11 400x700	325	1,28	1,17	380	80	60	25	417
13	12	K-profil T10 300x1000	395	1,28	1,06	419	80	60	21	438
14	12	K-profil T11 300x1000	605	1,28	1,06	641	80	60	21	631
16	12	K-profil T11 300x1000	475	1,28	1,06	504	80	60	21	631
18.1	12	K-profil T11 300x1200	653	1,28	1,06	692	80	60	21	757
18.2	12	K-profil T11 300x1200	653	1,28	1,06	692	80	60	21	757
19	12	K-profil T10 400x800	360	1,29	1,17	421	80	60	25	454

Выводы:

В данном разделе были приведены основные теоретические положения, необходимые для проектирования 2 различных систем отопления: классической радиаторной и водяного теплого пола.

Водяное отопление – сложная гидравлическая система, а значит вне зависимости от его вида, способа прокладки трубопроводов или подключения отопительных приборов, при их наличии, она подчиняется основным законам гидравлики.

Радиаторное отопление требует точного уравнивания потерь давления между гидравлическими кольцами, что достигается путем установки различных регулирующих устройств, например, радиаторных клапанов, балансировочных клапанов.

В свою очередь, теплый пол, несмотря на возможность равномерно прогревать воздух помещения и высокую комфортность, при низком температурном графике иногда не может обеспечить необходимым количеством тепла каждое помещение. Это приведет к перераспределению тепла внутри здания и установлению более низкой, чем проектная, температуры. Чтобы избежать этого, можно завязать температурный график, и регулировать отдачу тепла при помощи автоматики. В данном проекте в помещениях с недостатком тепла при системе теплого пола предусмотрены электрические конвекторы.

3 ВЕНТИЛЯЦИЯ

Система вентиляции – одна из главных инженерных систем здания. В жилом здании она играет важную роль в поддержании микроклимата помещений, удаляя избытки влаги и теплоты и поддерживая проектную температуру в допустимых нормами границах. Ключевую роль вентиляция играет в удалении веществ, наносящих вред здоровью человека и поддержании безопасного качества воздуха. К системам вентиляции также относятся воздушные завесы, проектируемые для предотвращения врывания одной среды в другую. Завесы делят на смесительные и шибирующие, или отсекающие. Смесительные завесы струей горячего воздуха подогревают холодный наружный воздух, который врывается в помещение. Отсекающие завесы служат для предотвращения распространения резко пахнущих и вредных веществ из одного помещения в другое, и не имеют подогрева струи. Системы вентиляции. Системы общеобменной вентиляции в некоторых странах объединяют с системами отопления. Система воздушного отопления характеризуется высокой комфортностью и равномерным прогревом помещения, но низким уровнем гигиеничности.

2.4 Определение воздухообменов по расчету теплового баланса

Помещение здания обменивается со внешней средой тепловой энергией. В процессе совершения работы людей и механизмов, находящихся внутри, помещению сообщается дополнительное количество теплоты. С поверхности кожи людей, с мокрых поверхностей и с пищи постоянно испаряется влага. Процессы испарения оказывают непосредственное влияние на теплосодержание системы. Целью расчета теплоступлений и влаговыведений

является определением необходимого воздухообмена для поддержания допустимых параметров микроклимата в помещении.

В общем виде полные тепlopоступления можно выразить формулой (3.1.1)

$$\sum Q_{\text{полн}} = Q_{\text{л}}^{\text{п}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{с.о}} + Q_{\text{с.р}} + Q_{\text{т.о}} + Q_{\text{э}} + Q_{\text{пщ}} + Q_{\text{пов}} - Q_{\text{тп}}, \quad (3.1.1)$$

Где $Q_{\text{л}}^{\text{п}}$ – полные тепловыделения от людей, Вт;

$Q_{\text{осв}}$ – тепловыделения от осветительных приборов, Вт;

$Q_{\text{с.о}}$ – тепловыделения от системы отопления, Вт;

$Q_{\text{с.р}}$ – тепловыделения от солнечной радиации, Вт;

$Q_{\text{т.о}}$ – тепловыделения от технологического оборудования, Вт;

$Q_{\text{э}}$ – тепловыделения от электроиспользующего оборудования, Вт;

$Q_{\text{пов}}$ – тепловыделения от нагретых поверхностей, Вт;

$Q_{\text{пщ}}$ – тепlopоступления от пищи, Вт;

$Q_{\text{тп}}$ – тепловые потери, Вт.

Полные влагопоступления описываются формулой (3.1.2)

$$\sum M_w = M_w^{\text{л}} + M_{\text{пщ}}, \frac{\text{г}}{\text{ч}}; \quad (3.1.2)$$

Где $M_w^{\text{л}}$ – влаговыведения от людей, г/ч;

$M_{\text{пщ}}$ – влаговыведения от остывающей пищи, г/ч;

При совместной работе системы вентиляции и системы кондиционирования снижения объемов подаваемого вентиляцией воздуха и снижения затрат электрической энергии системы кондиционирования система вентиляции рассчитывается на удаление всей поступающей влаги, тепlopоступлений от электроиспользующего оборудования, освещения и пищи.

Составляющие теплового баланса необходимые для расчета определяются по следующим зависимостям

$$Q_{\text{пщ}} = \frac{2 \cdot q_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} (t_{\text{нп}} - t_{\text{кп}}) \cdot n}{3,6 \cdot Z_{\text{п}}}, \text{ Вт}; \quad (3.1.3)$$

Где $q_{\text{п}}$ – средняя масса блюда, кг;

$c_{\text{п}}$ – теплоемкость блюда, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}}$;

$t_{\text{нп}}, t_{\text{кп}}$ – начальная и конечная температура пищи, °С;

n – число обедающих;

$Z_{\text{п}}$ – средняя продолжительность приема пищи одним человеком, ч.

Поступления теплоты от электроприборов определяются по формуле (3.1.4)

$$Q_{\text{пщ}} = N_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{э}}, \text{ Вт}; \quad (3.1.4)$$

Где $N_{\text{э}}$ – мощность электрического прибора, Вт;

$\eta_{\text{э}}$ – доля теплоты поступающей в помещение, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{°С}}$;

Теплопоступления от освещения можно определить по формуле (3.1.5)

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} \cdot F_{\text{п}}, \text{ Вт}; \quad (3.1.5)$$

Где E – освещенность, лк;

$q_{\text{осв}}$ – удельные тепловыделения, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{лк}}$;

$\eta_{\text{осв}}$ – доля теплоты поступающей в помещение;

$F_{\text{п}}$ – площадь пола.

Влаговыведения от людей определяются зависимостью (3.1.6)

$$M_{\text{л}}^{\text{л}} = m \cdot n, \frac{\text{г}}{\text{ч}}; \quad (3.1.6)$$

Где m – влаговыведения 1 человека при заданных условиях, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$;

n – число людей в помещении.

Влаговыведения от пищи можно рассчитать по формуле (3.1.7)

$$M_{\text{пщ}} = \frac{k \cdot 3,6 \cdot Q_{\text{пщ}}}{2500 + 1,8 \cdot t_{\text{в}}}, \frac{\text{г}}{\text{ч}}; \quad (3.1.7)$$

Где k – коэффициент учитывающий жировую пленку на поверхности пищи;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха в помещении, °С.

Рассчитанные теплопоступления и влаговыведения в помещении заносятся в таблицу в приложении Д.

По суммарным значениям теплоты определяется тепловое напряжение помещения (3.1.8).

$$q = \frac{Q_{\text{я}}}{V}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}; \quad (3.1.8)$$

Где $Q_{\text{я}}$ – явные поступления теплоты в помещение, Вт;

V – объем помещения, м³.

Расчет компонентов теплового баланса приведен в приложении Д.

Для определения воздухообменов необходимо прибегнуть к построению I-d диаграммы. На I-d диаграмме можно увидеть изменение основных характеристик воздуха, например, влагосодержание, энтальпия, температура, относительная влажность. Для этого необходимо знать угловой коэффициент совершаемого процесса и координату одной из точек.

На I-d диаграмму в теплый период наносят точку Н на пересечении линий энтальпии и температуры, руководствуясь нормативными документами. По величине тепловой напряженности определяется температура удаляемого воздуха (3.1.9)

$$t_y = t_b + grad t(H - h_{p.з.}), \quad (3.1.9)$$

Где t_b – температура внутреннего воздуха, °С;

H – высота помещения, м;

$h_{p.з.}$ – высота рабочей зоны, м;

Изотерму t_y наносят на диаграмму.

Необходимо определить тепловлажностное отношение по формуле (3.1.10)

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{\sum Q_{полн}}{\sum M_w}, \quad (3.1.10)$$

Где $\sum Q_{полн}$ – поступления полной теплоты в помещение, Вт

$\sum M_w$ – количество влаги, выделяющейся в помещении, г.

Луч процесса, численно равный тепловлажностному отношению наносится на I-d диаграмму из точки пересечения линий $d = 0$, $t = 0$ и проводится до пересечения с соответствующим значением ε . На пересечении луча процесса и изотермы t_y отмечается точка У. На пересечении луча процесса и изотермы t_b отмечается точка В.

Воздухообмены по полной теплоте и по влаге определяются соответственно по формулам (3.1.11) и (3.1.12)

$$G = \frac{3,6 \cdot \sum Q_{\text{полн}}}{1,2(i_y - i_n)}, \quad (3.1.11)$$

Где $\sum Q_{\text{полн}}$ – поступления полной теплоты в помещение, Вт;

i_n – энтальпия наружного воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

i_y – энтальпия удаляемого воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$G = \frac{3,6 \cdot \sum M_w}{1,2(d_y - d_n)}, \quad (3.1.12)$$

Где $\sum M_w$ – количество влаги, выделяющейся в помещение, г;

d_n – влагосодержание наружного воздуха, $\frac{\text{г}}{\text{кг}}$;

d_y – влагосодержание удаляемого воздуха, $\frac{\text{г}}{\text{кг}}$.

Для холодного периода предварительно необходимо нагреть воздух в калорифере и использовать энергию теплоутилизатора. На диаграмме отмечают температуру внутреннего воздуха, снижают на 5 °С и отмечают изотерму приточного воздуха. Из точки Н наружного воздуха, отмеченной по [10] восстанавливают линию постоянного влагосодержания до пересечения с изотермой приточного воздуха и отмечают точку К. Из точки способом, аналогичным летнему периоду строят луч процесса. По формуле (3.1.9) определяют температуру удаляемого воздуха, отмечают изотерму и точку пересечения с лучом процесса в точке У. Воздухообмены определяют по формулам (3.1.13) и (3.1.14)

$$L = \frac{3,6 \cdot \sum Q_{\text{полн}}}{1,2(i_y - i_n)}, \quad (3.1.13)$$

Где $\sum Q_{\text{полн}}$ – поступления полной теплоты в помещение, Вт;

i_n – энтальпия приточного воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

i_y – энтальпия удаляемого воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$L = \frac{3,6 \cdot \sum M_w}{1,2(d_y - d_n)}, \quad (3.1.14)$$

Где $\sum M_w$ – количество влаги, выделяющейся в помещение, г;

d_n – влагосодержание приточного воздуха, $\frac{\text{г}}{\text{кг}}$;

d_y – влагосодержание удаляемого воздуха, $\frac{\text{г}}{\text{кг}}$.

Полученные величины сравнивают с нормативным значением воздухообмена и выбирают наибольшую.

I-d диаграммы для теплого и холодного периода приведены в приложении Е.

Расчет воздухообменов приведен в приложении Д.

2.5 Расчет вентиляции гаража

Вентиляция гаража рассчитывается на удаление вредных выбросов, выделяемых в пространство гаража при въезде и выезде автомобильного транспорта. Воздухообмен определяют расчетом выбросов и сравнением полученных значений со значениями предельно допустимых концентраций. Полученные воздухообмены сравнивают с нормируемыми значениями. Воздухообмены не должны быть меньше $150 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ на одно машиноместо. Минимальный воздухообмен по кратности – не менее 2 ч^{-1} .

Количество вредных веществ, выделяемых в воздух определяется по формуле (3.2.1):

$$M_i = 10^{-3} \sum \frac{q_i L \cdot A_{э,i} \cdot K_c}{t_B \cdot 3,6}, \frac{\text{г}}{\text{с}}; \quad (3.2.1)$$

Где M_i – масса выбрасываемого вещества, г/с;

q_i – удельный выброс вещества, $\frac{\text{г}}{\text{км}}$;

L – пробег по стоянке за цикл въезда или выезда, км;

$A_{э,i}$ – количество автомобилей на стоянке, шт;

K_c – коэффициент учитывающий скорость автомобиля;

t_B – время въезда или выезда, ч.

Воздухообмен определится по формуле (3.2.2)

$$L = \frac{M_i}{y_{\text{ПДК}} - y_n}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad (3.2.2)$$

Где M_i – масса выбрасываемого вещества, мг/ч;

$У_{\text{ПДК}}, У_{\text{н}}$ – ПДК вредного вещества и его содержание в наружном воздухе, $\frac{\text{мг.}}{\text{м}^3}$,

При проектировании системы вентиляции необходимо предусмотреть равномерное удаление воздуха из верхней и нижней зон. Подавать воздух при такой схеме воздухораспределения целесообразно компактными струями в рабочую зону.

Рассчитывается необходимый воздухообмен для помещения гаража площадью 54,8 м², высотой 3,025 м на 2 машиноместа: 1 автомобиль среднего класса и 1 автомобиль легкого класса. Автостоянка типа теплый закрытый бокс, со скоростью въезда 5 км/ч.

Расчет вредных выбросов

$$M_{CO} = 10^{-3} \cdot \left[\frac{(17,2 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,4) \cdot 0,08 + (20,8 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,4) \cdot 0,08}{3,6} + \frac{(17,2 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,4) \cdot 0,02 + (20,8 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,4) \cdot 0,02}{3,6} \right] = 0,00062, \frac{\text{г}}{\text{с}};$$

$$M_{CH} = 10^{-3} \cdot \left[\frac{(1,4 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,08 + (1,3 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,08}{3,6} + \frac{(1,4 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,02 + (1,3 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,02}{3,6} \right] = 0,0000378, \frac{\text{г}}{\text{с}};$$

$$M_{CH} = 10^{-3} \cdot \left[\frac{(0,55 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,08 + (0,63 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,08}{3,6} + \frac{(0,55 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,02 + (0,63 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot 1,2) \cdot 0,02}{3,6} \right] = 0,0000138, \frac{\text{г}}{\text{с}};$$

Расчет воздухообменов на разбавление вредностей

$$L_{CO} = \frac{0,00062 \cdot 3600 \cdot 1000}{20 - 5} = 150, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$L_{CH} = \frac{0,0000378 \cdot 3600 \cdot 1000}{300} = 0,45, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$L_{CO} = \frac{0,0000138 \cdot 3600 \cdot 1000}{5} = 10, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

Воздухообмен по норме

$$L_{\text{MM}} = 2 \cdot 150 = 300, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

Воздухообмен по минимальной кратности

$$L_{\text{КР}} = 54,8 \cdot 3,025 \cdot 2 = 330, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

Принимается наибольший воздухообмен, полученный в результате расчетов – 330 м³/ч.

2.6 Расчет воздухообменов по кратности

Минимальная необходимая производительность вентиляции определяется в соответствие с [8]. Она должна быть не меньше однократного воздухообмена в помещениях с постоянным пребыванием людей. Из туалетов и совмещенных санузлов необходимо удалять не менее 25 м³/ч. В соответствие с Приложением К [9], в жилые помещения с естественным проветриванием необходимо подавать не менее 30 м³/ч, при кратности не менее 0,35.

Воздухообмен по кратности определяется по формулам (3.3.1) и (3.3.2):

$$L = N \cdot V, \quad (3.3.1)$$

Где N – кратность воздухообмена, ч⁻¹;

V – объем помещения, м³.

$$L = L_{\text{уд}} \cdot n, \quad (3.3.2)$$

Где $L_{\text{уд}}$ – необходимый воздухообмен на одного человека, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

n – количество людей в помещении.

Расчет воздухообменов по кратности приведен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Расчет воздухообменов.

№ п/п	Наименования помещений	Размеры помещений, м			Объем помещения, м ³	Кол-во людей в помещении	Нормативная кратность воздухообмена ч-1, или нормативный воздухообмен на 1 человека, м ³ /(ч*чел)		Расчетный воздухообмен, м ³ /ч		
		Длина	Ширина	Высота			Приток	Удаление	Приток	Удаление	
1 этаж									350	500	
3	Гараж	6,90	7,95	2,70	148,11	1	120	150	350	350	
4	Санузел	1,45	1,40	2,70	5,48		0	0	0	50	
5	Постирочная	3,20	5,50	2,70	47,52		0	1	0	50	
6	Техническое помещение	2,25	4,70	2,70	28,55		0	1	0	30	
7	Подсобное помещение	2,00	3,55	2,70	19,17		0	1	0	20	
2 этаж									1725	1570	
10	Гостиная-кухня-столовая	10,55	6,70	3,50	247,40		2	по норме	1400	1400	
11	Кладовая	3,70	2,45	3,00	27,20		0	1	0	30	
12	Санузел	2,90	2,45	3,00	21,32		0	0	0	50	
13	Кабинет	3,95	2,45	2,70	26,13	1	30	0	30	0	
14	Детская	3,65	3,75	2,70	36,96	1	30	0	30	0	
15	Гардероб	1,78	1,24	2,70	5,94		0	1,5	0	10	
16	Детская	3,65	3,75	2,70	36,96	1	30	0	30	0	
17	Гардероб	1,78	1,24	2,70	5,94		0	1,5	0	10	
18	Спальня	4,15	5,49	2,70	61,56	2	30	0	60	0	
19	Санузел	2,45	2,65	2,70	17,53		0	0	0	50	
20	Гардероб	2,65	2,30	2,70	16,46		0	1	0	20	δ
Σ									2425	2070	15 %

2.7 Проектирование системы вентиляции

Технические требования к системам вентиляции описаны в [9]. Система вентиляции с механическим побуждением состоит из воздухообрабатывающего оборудования, сети воздуховодов и воздухораспределителей. Подбор оборудования производится на основании соответствующих расчетов. Воздуховоды могут быть круглой или прямоугольной формы, чаще всего выполняемые из оцинкованной или нержавеющей стали. Круглые воздуховоды собираются спиральнонавивным способом, в прямоугольных используется

фальцевый шов. Между собой воздуховоды могут соединяться при помощи отбортовки, фланца или сварки. Воздуховоды в зданиях часто располагаются в пространстве подшивного потолка, поэтому к их расположению предъявляются строгие объемно-планировочные требования. Воздух, перемещающийся в трубе, является источником вибраций и шума. По этой причине стоит ограничивать скорость в воздуховодах до 4-5 м/с, для исключения неприятных звуковых воздействий и соблюдения санитарных норм. Также предъявляются требования к воздухораспределителям. Они должны создавать эффективную схему воздухообмена для поддержания заданного качества воздуха. Под этим подразумевается совокупность видов струй, расположение приточных и вытяжных воздухораспределителей относительно друг друга и относительно наиболее чистых и загрязненных зон. Требования предъявляются и к параметрам струи: её температуре и подвижности в рабочей зоне.

2.8 Выбор схемы воздухораспределения и определение параметров приточной струи в помещении столовой

Согласно объемно-планировочным решениям столовой, таким наличие подвесного потолка и расчету воздухообменов, согласно которому необходимо обеспечить значительный воздухообмен, выбор приточных воздухораспределителей останавливается на высокопроизводительных диффузорных панелях ВПМ160 с камерами статического давления с настилающимися на потолок веерными струями. Такая схема подачи воздуха обеспечивает высокое снижение параметров струи до входа в рабочую зону и соответствие нормируемым параметрам в рабочей зоне.

Соблюдаемые условия для установки воздухораспределителя определяются по формуле (3.5.1)

$$\sqrt{a_1 + b_1} = (1 \div 3) \cdot (h_o - h_{p.з.}), \quad (3.5.1)$$

Где a_1, b_1 – длина и ширина обслуживаемой площади решетки, м;

h_0 – высота расположения воздухоораспределителя, м.

Рекомендуемое соотношение сторон обслуживаемой площади воздухоораспределителя находится в диапазоне $\frac{a_1}{b_1} = (1 \div 2)$

Скорость истечения воздуха из воздухоораспределителя определяется по формуле (3.5.2)

$$V_0 = \frac{L}{3600 \cdot F_{\text{ж.с.}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad (3.5.2)$$

Где L – расход воздуха через воздухоораспределитель, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

$F_{\text{ж.с.}}$ – площадь живого сечения воздухоораспределителя, м^2 .

Скорость воздуха в обслуживаемой зоне рассчитывается по формуле (3.5.3)

$$V_x = \frac{mV_0\sqrt{F_{\text{ж.с.}}}}{x}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad (3.5.3)$$

Где m – коэффициент зависящий от вида воздухоораспределителя;

x – расчетная длина струи, м.

Другой регламентируемый нормативными документами параметр приточной струи – избыточная температура, определяемая по формуле (3.5.4)

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{F_{\text{ж.с.}}}}{x}, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.5.4)$$

Где n – коэффициент зависящий от вида воздухоораспределителя;

Δt_0 – избыточная температура струи, $^\circ\text{C}$.

Геометрическая характеристика воздухоораспределителя определяется по зависимости (3.5.5)

$$H = \frac{5,45m \sqrt[4]{F}}{\sqrt{n\Delta t_0}}, \quad (3.5.5)$$

По формуле (3.5.6) рассчитывается коэффициент неизотермичности, который учитывает влияние избыточной температуры на скорости и температуры струи

$$K_H = \sqrt[3]{1 + 3 \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^2}, \quad (3.5.6)$$

Максимальная скорость приточной струи на входе в рабочую зону определяется по формуле (3.5.7)

$$V_x^{max} = V_x \cdot K_c \cdot K_H, \frac{m^3}{ч}; \quad (3.5.7)$$

Где K_c – коэффициент стеснения, для веерных струй принимается равным 0,8.

Максимальную избыточную температуру струи на входе в рабочую зону можно определить по формуле (3.5.8)

$$\Delta t_x^{max} = \frac{\Delta t_x}{K_c \cdot K_H}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.5.8)$$

Полученные значения максимальной скорости приточной струи и избыточной температуры сравниваются с нормируемыми параметрами согласно [1], скорректированными согласно Приложению Б и Приложению В [9]. Если получены значения меньше нормативных, воздухораспределитель считается подобранным верно.

Расчет приточной струи панельного диффузора ВПМ160 600x600 с веерными струями.

Расход воздуха через решетку – 260 м³/ч, для создания требуемого воздухообмена необходимо установить 5 диффузоров. Тогда обслуживаемая площадь диффузора составит 13,34 м². Соотношение сторон $\frac{3,71}{3,6} = 1,03$

$$\sqrt{3,71 + 3,61} = (1 \div 3) \cdot (2,9 - 1,5)$$

$$\frac{\sqrt{3,71 + 3,61}}{(2,9 - 1,5)} = 2$$

Условия для установки воздухораспределителя соблюдены, можно приступать к расчету параметров струи

$$V_0 = \frac{260}{3600 \cdot 0,092} = 0,79, \frac{m^3}{ч};$$

$$V_x = \frac{0,5 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{0,092}}{2,23} = 0,05, \frac{m^3}{ч};$$

$$\Delta t_x = \frac{0,4 \cdot 5 \cdot \sqrt{0,092}}{2,23} = 0,27, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$H = \frac{5,45 \cdot 0,5 \cdot 0,4 \sqrt[4]{0,092}}{\sqrt{0,4 \cdot 5}} = 0,83;$$

$$K_n = \sqrt[3]{1 + 3 \cdot \left(\frac{2,23}{0,83}\right)^2} = 2,82;$$

$$V_x^{max} = 0,05 \cdot 2,82 \cdot 0,8 = 0,12, \frac{M^3}{ч};$$

$$\Delta t_x^{max} = \frac{0,27}{0,8 \cdot 2,82} = 0,12, \frac{M^3}{ч};$$

Допустимые параметры струи, согласно приложениям Б и В [9]

$$v_x = 0,18, \frac{M^3}{ч};$$

$$\Delta t_x = 2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Параметры струи приточного воздуха удовлетворяют требованиям свода правил по обеспечению допустимой степени комфортности, значит – воздухораспределитель подобран верно

2.9 Аэродинамический расчет

Аэродинамический расчет служит для определения характеристики сети, сечений воздуховодов, является основой для подбора воздухообрабатывающего оборудования. Аэродинамический расчет по сути своей является расчетом гидравлическим, различаясь лишь физическими свойствами жидкости. Это значит, что к этому расчету справедливы все те же принципы, что и для расчета системы отопления: давление, развиваемое вентилятором, полностью расходуется на преодоление сопротивления движению; на параллельных участках потери давления равны. На практике, в аэродинамическом расчете зачастую рассчитывается путь только до наиболее нагруженного и удаленного участка от вентилятора.

Расчет производится с использованием аксонометрических схем систем вентиляции.

Обозначив расход воздуха a на каждом участке, по формуле (3.6.1) рассчитывается скорость v , м/с, которая в жилых и административных зданиях не должна превышать 4-5 м/с.

$$v = \frac{L}{F}, \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (3.6.1)$$

Где L – расход воздуха на участке, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

F – площадь сечения воздуховода, м^2 .

Отличительной особенностью аэродинамического расчета является различие форм и размеров воздуховодов. Для унификации и упрощения расчетов все воздуховоды считаются круглыми, с площадью эквивалентной площади сечения данного воздуховода. Диаметр такой трубы называется эквивалентным диаметром, $d_{\text{э}}$, мм, и определяется по формуле (3.6.2)

$$d_{\text{э}} = \frac{2 \cdot a \cdot h}{a + h}, \text{ м}; \quad (3.6.2)$$

Где a – ширина воздуховода, мм;

h – высота воздуховода, мм.

Расчет потерь давления на участке производится методом удельных потерь по длине, по формуле (3.6.3) с поправкой на шероховатость стенки воздуховода, принимаемой в зависимости от материала воздуховода.

$$\Delta P_{\text{уч}} = R \beta_{\text{ш}} l_{\text{уч}} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па}; \quad (3.6.3)$$

Где R – удельная потеря давления в воздуховоде, $\frac{\text{Па}}{\text{м}}$;

$l_{\text{уч}}$ – длина гидравлического участка, м;

$\beta_{\text{ш}}$ – поправка на шероховатость канала;

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

v – скорость воздуха в канале, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Аэродинамический расчет произведен в приложении Ж.

3.7 Подбор вентиляционного оборудования

В состав оборудования, необходимого для обработки воздуха входят:

- а) воздухозаборная решетка;
- б) входной утепленный клапан;
- в) воздушный фильтр;
- г) теплоутилизатор
- д) вентилятор
- е) калорифер
- ж) шумоглушитель

После аэродинамического расчета воздуховодов по номинальному расходу воздуха и размерам сечения подбирают воздухозаборную решетку, входной клапан и фильтр. Каждый из этих элементов имеет свое аэродинамическое сопротивление движению воздуха, которое необходимо учитывать при подборе вентилятора или приточно-вытяжной установки с теплоутилизатором. Вентилятор подбирается по рабочей точке – точке пересечения характеристик вентилятора и характеристик сети. Производительность вентилятора и развиваемое давление принимают с запасом 10%. Производительность вентилятора определяется зависимостью (3.7.1)

$$L_{\text{вент}} = 1,1L_{\text{сист}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad (3.7.1)$$

Где $L_{\text{сист}}$ – расход воздуха в системе, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

Потери давления, компенсируемые вентилятором вычисляются по формуле (3.6.2)

$$p_{\text{вент}} = 1,1(p_{\text{сист}} + p_{\text{клап}} + p_{\text{фильтр}} + p_{\text{кал}} + p_{\text{глуш}} + p_{\text{теплот}}), \text{Па}; \quad (3.7.2)$$

Где $p_{\text{сист}}$ – расход воздуха в системе, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;

$p_{\text{клап}}$ – потери давления на клапане, Па;

$p_{\text{фильтр}}$ – потери давления на фильтре, Па;

$p_{\text{кал}}$ – потери давления на калорифере, Па;

$p_{\text{глуш}}$ – потери давления на шумоглушителе, Па;

$p_{\text{теплоут}}$ – потери давления на теплоутилизаторе, Па.

Производительность вентилятора системы ПВ1

$$L_{\text{вент}} = 1,1 \cdot 1725 = 1900$$

Давление, развиваемое вентилятором ПВ1

$$p_{\text{вент}} = 1,1(76 + 20 + 30 + 45) = 188$$

Производительность вентилятора системы ПВ2

$$L_{\text{вент}} = 1,1 \cdot 505 = 555$$

Давление, развиваемое вентилятором ПВ2

$$p_{\text{вент}} = 1,1(57 + 10 + 15 + 15) = 107$$

Подбор оборудования выполнен в приложении 3

Выводы:

В разделе приведены теоретические основы проектирования систем вентиляции.

Вентиляция – аэродинамическая система, направленная на поддержание качества воздуха в помещениях. Система состоит из приточной вентиляции, обеспечивающей помещения свежим обработанным воздухом, и вытяжной вентиляции, удаляющей использованный воздух. Из этого следует, задача проектирования системы вентиляции – определить необходимое количество воздуха, которого нужно подавать и удалять из помещения, чтобы поддерживать параметры микроклимата и качества воздуха в нем.

Эта задача решена тремя способами. Рассчитан тепловой баланс в помещении столовой, рассчитано выделение вредных выделений в помещении гаража, воздухообмен в остальных помещениях определен по кратности, указанной в нормативных документах.

В расчетном помещении столовой подобраны приточные воздухораспределители, струя приточного воздуха из которых удовлетворяет требованиям нормативным документов и обеспечивает комфортные ощущения в рабочей зоне.

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОНОМНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1 Общие положения

Проектирование автономной котельной на нужды теплоснабжения жилого дома регламентируется [6]. Встроенное помещение котельной определено архитектурными решениями, малой мощностью котельной, разрешением такого решения, описанного в [9]. В данном проекте рассмотрены два варианта автономного источника: с воздушным низкотемпературным тепловым насосом, с электрическим котлом. Мощность теплоисточника подбирается на максимальную нагрузку отопления, согласно расчету тепловых потерь здания. Тепловая нагрузка вентиляции обеспечивается за счет теплоутилизации и электрического калорифера. Тепловая нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается емкостными водоподогревателями. Согласно нормативной документации необходимо предусмотреть тепловую изоляцию трубопроводов котельной. Компоновка котельной должна обеспечивать оптимальное использование материалов и условия для автоматизации, быть простой в монтаже и эксплуатации.

4.2 Теплонасосная установка в качестве автономного источника теплоснабжения

Мощность теплового насоса подбирается по расчету тепловых потерь здания с экономически целесообразной толщиной утеплителя [17]. Для подбора конкретной модели используется калькулятор производителя. Согласно расчету, при снижении температуры до проектной температуры отопления, снижение коэффициента производительности теплового насоса все

ещё позволяет ему поддерживать нагрузку отопления. Согласно [6] в автоматизированных автономных котельных необходимо предусмотреть резервный источник тепла, на случай выхода из строя основного, который будет поддерживать систему и обеспечивать отпуск тепла в количестве, определяемым режимом наиболее холодного месяца. Чиллер PUNZ-SHW112V/УНА снабжен встроенным фреоно-водяным теплообменником. Резервный и основной источник тепла подключаются к теплоаккумулирующему баку. В контурах теплого пола циркулирует теплоноситель с графиком 45/35, производимый непосредственно тепловым насосом. Отказ от радиаторного отопления позволяет не использовать водоподогреватель, для создания необходимого температурного графика. Для поддержания температурного графика необходимо установить смесительный трехходовой клапан на линии подачи теплоносителя в систему. Такой же клапан необходимо установить на линии подключения резервного источника теплоснабжения (электрического котла). Буферная емкость работает как гидравлический разделитель. Это значит, что он отделяет контуры присоединяемых теплоисточников и контур сети. Как следствие, необходимо установить циркуляционный насос на каждый из контуров, чтобы обеспечить циркуляцию. Производительность каждого из насосов определяется согласно методике, описанной в [6]. В том же своде правил указано, что на каждый из контуров необходимо установить расширительный мембранный бак.

Характеристики оборудования теплоисточника

Мощность теплового насоса определяется нагрузкой отопления

$$Q = 9,8, \text{ кВт};$$

Рабочая точка циркуляционного насоса

Расход, согласно расчету

$$G = 0,23 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 828 \frac{\text{кг}}{\text{ч}};$$

Напор на 20-30 кПа больше потерь в системе отопления

$$P = 4187 + 30000 = 34187 \text{ Па.}$$

4.3 Электрический котел в роли автономного теплоисточника

Мощность электрического котла подбирается по расчету тепловых потерь здания с сопротивлением ограждающих конструкций, рассчитываемых по требованиям СП 51.13330. Электрический котел производит теплоноситель с температурным графиком 80/60. Для его поддержания необходимо установить смесительный трехходовой клапан на подающей линии. Для защиты котла и системы от превышения давления на подающей линии устанавливается группа безопасности котла. Для движения теплоносителя в системе устанавливается циркуляционный насос. Необходимо предусмотреть резервирование и установить второй циркуляционный насос. Производительность насосов определяется согласно [6]. Для резервирования мощности на случай отключения первого теплоисточника необходимо установить второй электрический котел с группой безопасности. Подбор оборудования произведен в приложении К

Характеристики оборудования

Мощность котла определяется нагрузкой отопления

$$Q = 11,4 \text{ кВт};$$

Рабочая точка циркуляционного насоса

Расход, согласно расчету

$$G = 491 \frac{\text{кг}}{\text{ч}};$$

Напор на 20-30 кПа больше потерь в системе отопления

$$P = 10336 + 20000 = 30336 \text{ Па.}$$

Выводы:

В разделе приведены основные требования к проектированию источников индивидуального теплоснабжения.

Источник теплоснабжения должен бесперебойно обеспечивать обслуживаемое здание теплом, при этом быть безопасным в эксплуатации, легко ремонтироваться, а изменение параметров теплоносителя должно компенсироваться и не приводить к выходу из строя оборудования. На этих принципах основан [6]. Именно для этого во всех проектах предусматривается резервирование источников теплоты, линии подпитки, линии смешения, устанавливаются КИПы и приборы автоматизации, предусматривается запорная и регулирующая арматура.

5 ЭКОНОМИКА

5.1 Анализ рынка тепловых насосов

Согласно отчету Европейской ассоциации по тепловым насосам в 2014 году было продано 796 746 тепловых насосов всех видов в 21 стране. Всего в эксплуатации в 2014 году находилось 7 517 019 тепловых насосов, с учетом срока эксплуатации 20 лет.

На рынке тепловых насосов наблюдается 3 главенствующие тенденции:

- а) Воздух – основной источник тепла для тепловых насосов
- б) Тепловые насосы на горячее водоснабжение – самый быстрорастущий сегмент рынка тепловых насосов. Только они с 2010 года показывают рост более чем в 10% год к году. Тепловые насосы на горячее водоснабжение сочетают в себе тепловой насос и бак аккумулятор.
- в) Увеличивающаяся мощность тепловых насосов для коммерческих и промышленных целей.

Европейская ассоциация по тепловым насосам [19] подсчитывала продажи в 11 странах Европейского союза (с 2010г в 21 стране). Данные можно представить в виде графика(см. рис. 7)

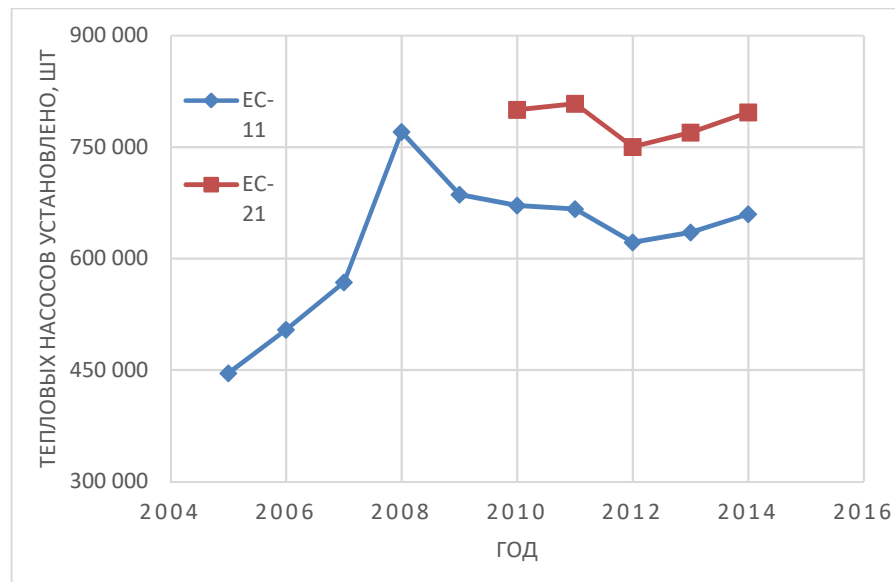


Рисунок 5.11. Продажи тепловых насосов в Европейском Союзе с 2005г согласно данным ЕАНР

Несмотря на коррекцию рынка в 2008-2012 годах на более чем 20% после рекордных продаж в 2008 году, на основе краткого технического анализа графической информации можно сделать вывод о восходящей динамике развития рынка тепловых насосов в долгосрочной перспективе. Фундаментально законы и соглашения, направленные на снижение энергопотребления, как например, могут дать дополнительный рост рынку тепловых насосов.

Анализ состава рынка тепловых насосов(см. рис. 8) может дать дополнительную информацию о применении технологий энергосбережения в жилищной и промышленной сферах. Можно судить об ограниченности применения геотермальных тепловых насосов, что может быть связано с их невозможностью применения в плотной городской застройке. На снижение выбросов парниковых газов мог повлиять Киотский протокол и разработка новых видов хладагентов, менее вредных для окружающей среды, а также усовершенствования вентиляторов наружных блоков воздушных тепловых насосов. После Парижской конференции в 2015 году, после которой страны мира договорились выбрасывать в атмосферу ещё меньше парниковых газов может привести к дальнейшему снижению выбросов парниковых газов в пересчете на 1 агрегат. Беспрецедентный же рост продаж тепловых насосов на

нужды горячего водоснабжение можно объяснить появлением низкотемпературных тепловых насосов с высоким COP в течение всего года и отсутствием необходимости привлекать дополнительный теплоисточник для поддержания необходимых параметров горячей воды.



Рисунок 5.2 – Составляющие рынка тепловых насосов в 2005-2014 годах

Европа – один из основных и быстроразвивающихся рынков тепловых насосов. Сравнительными темпами развивается и рынок США. Согласно отчету, опубликованному аналитической компанией Global Market Insights, Inc, к 2024 году В США ежегодно будет устанавливаться 500 000 тепловых насосов, суммарная капитализация же превысит 35 миллиардов долларов США. Европейский союз нацелен на потребление 20% энергии из возобновляемых источников к 2020 году. В США планируют обеспечивать 28% к 2024 году [1].

Основными игроками на рынке являются компании Carrier, Mitsubishi Electric, NIBE, A.O Smith, Daikin Industries, Fujitsu General, BDR Thermea Group, Bosch Thermotechnik, Dimplex, LG Electronic, Colmac, Panasonic, Danfoss, Colmac, Climaventa и Vaillant. Рыночная конъюнктура благоприятна, в связи с чем могут появиться новые игроки.

Российский рынок, по данным выступления экспертов на выставке Aquatherm Novosibirsk в 2016 году находится в зачаточном состоянии. Объемы продаж не превышают 500-600 единиц в год, при этом имеются значимые

препятствия развитию рынка. Одни из причин: лоббирование традиционного сектора энергетики, отсутствие эффективного законодательства и нормативной базы по мерам энергосбережения, нехватка квалифицированного персонала, отсутствие системы льготной тарификации, высокая стоимость тепловых насосов по отношению к доходам населения, ведущая к появлению контрафактных тепловых насосов с низким коэффициентом производительности. Однако отмечается рост спроса на тепловые насосы со стороны частного жилищного строительства и повышенный спрос в местах, где отсутствует газификация.

5.2 Сравнение энергоэффективности теплогенераторов с тепловым насосом

Целью данного расчета является определение экономических критериев эффективности применения теплового насоса в моновалентном режиме и сравнение его с некоторыми другими источниками теплоты. В моновалентном режиме работы тепловой насос способен самостоятельно обеспечить всю тепловую нагрузку здания, что существенно сокращает эксплуатационные затраты. В качестве критериев эффективности приняты дисконтированный срок окупаемости, расчет денежных потоков и индекс доходности в течение срока эксплуатации оборудования, принимаемого равным 20 годам.

Для расчета производится сравнение эффективности отопления здания с нагрузкой 10 кВт тепловым насосом в моновалентном режиме, электрическим котлом и жидкотопливным котлом на дизельном топливе.

Необходимо определить годовые эксплуатационные затраты для каждого из вариантов. Они складываются из затрат на энергию, амортизацию и текущий ремонт. Эксплуатационные затраты вычисляются по формуле

$$C = C_T + C_{эл} + C_a + C_{тр}, \text{руб/год}; \quad (5.2.1)$$

Где C_T – затраты на топливо;

$C_{эл}$ – затраты на электрическую энергию, расходуемую при эксплуатации источника теплоты;

C_a – амортизационные отчисления с учетом восстановления системы;

$C_{тр}$ – затраты на текущий ремонт;

Годовые затраты на топливо C_T , руб/кг, для генерации тепла в течение отопительного периода определяются по формуле

$$C_T = Z_T \cdot B_T, \text{руб/год} \quad (5.2.2)$$

Где Z_T – стоимость топлива, руб/кг;

B_T – годовой расход натурального топлива, кг.

Годовой расход топлива, кг/ч, определяется по формуле

$$B_T = \frac{\Sigma Q_{год}}{Q_p^H \cdot \eta}, \text{кг/ч}; \quad (5.2.3)$$

Где $\Sigma Q_{год}$ – годовая нагрузка на отопление Гкал/ч,

Q_p^H – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг,

η – КПД газовой котельной установки, для дизельного котла принимаем $\eta = 0,89$.

Годовые затраты на электроэнергию $C_{эл}$ определяются по отопительной нагрузке для теплового насоса и электрического котла.

$$C_{эл} = \frac{Q_{от}}{COP} \cdot Z_{от} \cdot 24, \text{руб/год} \quad (5.2.4)$$

Годовые отчисления на амортизацию капитальных затрат целесообразно определить делением стоимости оборудования на срок эксплуатации, для покупки нового после возможного выхода из строя старого. Так как срок эксплуатации каждого оборудования в данном расчете принят равным 20 годам, можно принять годовые отчисления равными 5% от капитальной стоимости.

$$C_a = K_{уд} \cdot \varphi_{ам}, \text{руб/год}; \quad (5.2.5)$$

Где K – капиталовложения в источник теплоты, руб;

$\varphi_{ам}$ – средневзвешенная норма отчислений на амортизацию, 0,05

Затраты на текущий ремонт составляют 3,5% от амортизационных отчислений

$$C_{\text{тр}} = C_a * \varphi_{\text{тр}}, \text{руб/год} \quad (5.2.6)$$

Где $\varphi_{\text{тр}}$ – норма отчислений на текущий ремонт, 0,035

Капитальные затраты складываются из стоимости системы отопления, стоимости теплогенерирующего оборудования и комплектующих для подключения теплоисточника. Капитальные затраты рассчитываются по вариантам. Стоимость системы отопления и подключения теплогенератора принимается равной для всех трёх вариантов

$$C_{\text{кап}} = K, \text{руб}; \quad (5.2.7)$$

Где K – капиталовложения в источник теплоты, руб;

Для расчёта дисконтированного срока окупаемости необходимо определить вариант с наибольшими эксплуатационными затратами. Для каждого другого варианта посчитать разницу годовых эксплуатационных затрат $\Delta \text{Э}$. Тогда дисконтированный срок окупаемости определится по формуле.

$$T_{\text{диск}} = \frac{LN(1 + \frac{C_{\text{кап}} * r - i}{\Delta \text{Э} * (1+i)})}{LN(1 + \frac{1+i}{1+r})}, \text{лет}; \quad (5.2.8)$$

Где $C_{\text{кап}}$ – суммарные капитальные затраты, руб;

$\Delta \text{Э}$ – разность годовых эксплуатационных затрат, руб/год;

r – ставка дисконтирования, принимается равной ключевой ставке ЦБ РФ;

Дисконтированный срок окупаемости – важный экономический показатель, который учитывается при выборе инвестиционного проекта, однако он имеет значительный недостаток – он не учитывает приток денежных средств после момента возврата инвестируемых средств. Этот момент называется точкой окупаемости. Для получения более объемной информации о количестве средств, которые может принести инвестиция, на длительном отрезке времени, используется расчет денежного потока и чистого дисконтированного дохода.

Чистый денежный поток показывает разность притока и оттока денежных средств за указанный период без учета инвестиций и изменения стоимости денежных средств. Определяется по формуле

$$NCF = \sum_{i=1}^n (CI_n - CO_n), \text{ руб}; \quad (5.2.9)$$

Где CI_n – поступление денежных средств за период, руб;

CO_n – поступление денежных средств за период, руб;

NCF – чистый поток денежных средств за расчетный период, руб.

Для того, чтобы оценивать денежный поток в положительных числах, в качестве поступления денежных средств принимается разность эксплуатационных затрат расчетного варианта и наименее экономичного.

Чистый денежный поток используется для определения многих критериев выгодности инвестиций. В данном расчете произведен расчет чистого дисконтированного дохода.

Чистый дисконтированный доход, в отличие от денежного потока, учитывает два важных значения – инвестиции и обесценивание капитала (инфляция). По смыслу представляет собой чистый денежный поток, приведенный к текущей стоимости, за вычетом инвестиций. Этот показатель является одним из важнейших критериев выбора инвестиционного проекта, и является характеристикой его эффективности. Для модели, в которой все инвестиции приходятся на начало проекта, применяется следующая формула

$$NPV = \sum_{i=1}^n \frac{NCF_i}{(1+r)^i} - Inv, \text{ руб}; \quad (5.2.10)$$

Где r – ставка дисконтирования, принимается равной ключевой ставке ЦБ РФ;

Inv – начальные инвестиции, руб;

NCF_i – чистый поток денежных средств за i период, руб.

Индекс доходности – ещё один экономический показатель, составляющий основу динамического анализа эффективности инвестиций. Он отражает окупаемость затраченных средств

$$PI = \sum_{i=1}^n \frac{NCF_i}{(1+r)^i} \div Inv, \quad (5.2.11)$$

Расчет экономических показателей эффективности инвестиций приведен в приложении Л.

На основании приложения Л, в таблице рассчитан индекс доходности.

Таблица 5.1 – Расчет индекса доходности

Вид топлива	Приток за счет снижения затрат	1+i	Индекс доходности
			PI
Э/кот 1-ст. тариф эл/эн	2008	1,075	0,50
Э/кот2-ст. тариф эл/эн	28230		7,06
Т/нас1-ст. тариф эл/эн	61736		2,08
Т/нас 2-ст. тариф эл/эн	70253		2,36

Выводы:

В разделе приведены теоретические основы расчета экономических показателей эффективности инвестиций. Для анализа эффективности вложения средств в энергосберегающие мероприятия применены методы статического и динамического анализа эффективности. Статический метод предусматривает расчет срока окупаемости, в динамическом рассчитываются потоки денежных средств и индекс доходности.

В результате сравнительного анализа пяти вариантов источников индивидуального теплоснабжения, самым экономически эффективным при заданных параметрах ставки дисконтирования, инфляции, тарифами на энергию оказался вариант отопления здания тепловым насосом с двухставочным тарифом на электроэнергию. Но несмотря на наибольший чистый дисконтированный доход теплового насоса, инвестиции в него намного менее рентабельны чем инвестиции в электрический котел. Стоит помнить, что анализ проводится в условиях сравнения с крайне неэффективным и дорогим жидкотопливным теплогенератором, и при сравнении с другими теплоисточниками результаты могут отличаться, однако значительная положительная разница в чистых дисконтированных доходах теплового насоса над электрическим котлом будет сохраняться и при сравнении этих двух теплоисточников покажет рентабельность инвестиций в замену котла.

Стоит учесть, что тепловой насос эксплуатируется на достаточно низком коэффициенте производительности. Улучшить экономическую привлекательность данного варианта теплоснабжения можно в большей степени за счет снижения стоимости теплового насоса, и в меньшей за счет увеличения эффективности работы при низких температурах. Для увеличения эффективности также возможно применение комбинированной схемы теплоснабжения с тепловым насосом на нужды горячего водоснабжения и электрическим котлом на нужды отопления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе были исследованы теоретические основы работы тепловых насосов, рассчитаны тепловые потери здания, дано экономическое обоснование на дополнительное утепление здания. Запроектированы системы отопления для соответствующих отопительных нагрузок: для утепления, согласно [7] – радиаторное, для дополнительно утепленного здания – система теплых полов. Произведены гидравлические расчеты каждой из систем. Подобраны отопительные приборы. Запроектированы системы общеобменных приточно-вытяжных вентиляций с теплоутилизацией. Предусмотрены вытяжки из санузлов с механическим побуждением. Для соответствующих нагрузок запроектирована соответствующая котельная: для более энергозатратного варианта предусмотрено отопление здания электрическим котлом, в менее энергозатратном варианте здание отапливается при помощи теплового насоса. Проекты индивидуальных теплоисточников соответствуют [6].

В выпускной квалификационной работе произведен анализ рынка тепловых насосов. Описаны существующие тенденции, как экономические, так и технические. Освещены объемы продаж, согласно ЕНРА. Приведен экономический обзор развития отрасли согласно [20]. Описаны тенденции развития рынка тепловых насосов в России.

Согласно запроектированным теплоисточникам, рассчитанным на разные отопительные нагрузки произведен статический и динамический анализ целесообразности инвестиций в энергоэффективный источник теплоты. Анализ показал, что тепловой насос за срок эксплуатации приносит больший ЧДД, чем электрический котел, но инвестиции менее рентабельны из-за его высокой стоимости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

Стандарты

1. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 2013-01-01. –М. : Стандартинформ, 2013. – 13 с.
2. ГОСТ 21.205-2016. Система проектной документации для строительства. Условные обозначения элементов трубопроводных систем зданий и сооружений. – Введ. 2017-04-01. –М. : Стандартинформ, 2016. – 23 с.
3. ГОСТ 21.602-2016. Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации систем отопления, вентиляции и кондиционирования. – Введ. 2017-07-01. –М. : Стандартинформ, 2016. – 31 с.
4. ГОСТ 2.105-95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. – Введ. 1996-07-01. –М. : Стандартинформ, 2005. – 31 с.
5. ГОСТ 7.1-2003. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления. – Введ. 1996-07-01. –М. : Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.
6. СП 41-104-2000. Проектирование автономных источников теплоснабжения. –М. : Госстрой России, 2000. – 22 с.
7. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. –М. : Минрегион России, 2012. – 100 с.
8. СП 55.13330.2016. Дома жилые одноквартирные. СНиП 31-02-2001. – Введ. 2017-04-21. –М. : Стандартинформ, 2016. – 41 с.
9. СП 60.13330.2012. СНиП 41-01-2003. Отопление вентиляция и кондиционирование воздуха. – Введ. 2013-01-01. –М. : Минрегион России, 2016. – 41 с.

10. СП 131.13330.2012. Строительная утеология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*. –М. : Минрегион России, 2012. – 113 с.

Статьи

11. Горшков, А.С. Об окупаемости инвестиций на утепление фасадов существующих зданий // Энергосбережение. 2014. № 4.

12. Горшков, А.С., Муравьев, П.А., Таракин, А.В. Повышение уровня теплоизоляции наружных стен малоэтажного дома // Энергосбережение. 2016. № 8.

13. Bearzi, V. Теплые полы. Теория и практика [перевод с итальянского Булекова, С.Н.] // АВОК. 2005. № 7.

Учебная литература и методические пособия

14. Сканави, А.Н. Отопление: учебник для студентов вузов обучающихся по направлению «Строительство», специальности 290700/ Л.М. Махов. – М.: АСВ, 2002. – 576 с. : ил.

15. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х ч. Ч. I. Отопление/ В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави и др.; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с. : ил.– (Справочник проектировщика)

16. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. – М.: Техносфера; Термокул, 2006. – 288 с.

17. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: Справочное пособие/ Г.И. Стомахина, Бобровицкий И.И., Малявина Е.Г., Плотникова Л.В. – М.: Пантори, 2003. – 308 с.: ил.

18. Штым А.С., Черненко В.П., Кобзарь А.В., Тарасова Е.В. Отопление и вентиляция жилых и общественных зданий: учебное пособие [Электронный ресурс]/отв.ред. А.С.Штым; Инженерная школа ДВФУ. – Электрон. дан. – Владивосток: Дальневост. федерал. ун-т, 2016. – [130 с.]. – 1 CD.

Электронные ресурсы

19. European heat pump association [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ehpa.org>

20. Global Market Insights, Inc. Air Source Heat Pump Market to exceed \$50bn by 2024: Press Release. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.gminsights.com/pressrelease/air-source-heat-pump-market>

ПРИЛОЖЕНИЕ А

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗДАНИЯ

Использованы климатические данные: Владивосток							
Температура наружного воздуха, зимой: -23°C				Относительная влажность зимой: 52 %			
Температура наружного воздуха, летом: 25°C				Относительная влажность летом: 80 %			
Максимальная скорость ветра за январь: 7,3				Средняя температура отопительного периода: -4,3°C			
Отопительный период в сутках : 198							
Этаж: 1 Отметка 0							
№	Помещение	Температура, °С	Тип	Потери теплоты		Теплопоступления, Вт	Расчетная тепловая нагрузка для теплогидравлич. расчета
				Дополнительные, Вт	Расчётные, Вт		
1001	Тамбур	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	444	0	445
1002	Прихожая	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	117	0	120
1003	Гараж	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	2100	0	2100
1004	Туалет	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	181	0	185
1005	Постирочная	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	494	0	495
1006	Техническое помещение	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	222	0	225
1007	Подсобное помещение	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	592	0	595
Итого по этажу:				0	4150	0	4165
Этаж: 2 Отметка 3,3							
№	Помещение	Температура, °С	Тип	Потери теплоты		Теплопоступления, Вт	Расчетная тепловая нагрузка для теплогидравлич. расчета
				Дополнительные, Вт	Расчётные, Вт		
2001	Общий коридор в квартирном доме	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	115	0	115
2002	Гостиная	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	2772	0	2775
2003	Кладовая	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	448	0	450
2004	Совмещенный санузел	25	Жилое, Лечебно-проф. и	0	364	0	365
2005	Кабинет	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	434	0	435
2006	Детская	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	680	0	680
2007	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	14	0	15
2008	Детская	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	522	0	525

Рисунок А.1 – Расчет тепловых потерь по СП 50.13330

ПРИЛОЖЕНИЕ А (продолжение)

2009	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	14	0	15
2010	Спальня	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	1411	0	1415
2011	Совмещенный санузел	25	Жилое, Лечебно-проф. и	0	387	0	390
2012	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	76	0	80
Итого по этажу:				0	7237	0	7260
Итого по зданию:				0	11387	0	11425
Отношение расчётной тепловой нагрузки к площади пола:					41 Вт/м²		

Рисунок А.2 – Расчет тепловых потерь по СП 50.13330

Этаж: 1		Отметка 0					
№	Помещение	Температура, °С	Тип	Потери теплоты		Теплопоступления, Вт	Расчетная тепловая нагрузка для теплогидравлич. расчета
				Дополнительные, Вт	Расчётные, Вт		
1001	Тамбур	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	311	0	315
1002	Прихожая	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	117	0	120
1003	Гараж	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	1985	0	1985
1004	Туалет	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	146	0	150
1005	Постирочная	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	463	0	465
1006	Техническое помещение	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	191	0	195
1007	Подсобное помещение	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	484	0	485
Итого по этажу:				0	3697	0	3715
Этаж: 2		Отметка 3,3					
№	Помещение	Температура, °С	Тип	Потери теплоты		Теплопоступления, Вт	Расчетная тепловая нагрузка для теплогидравлич. расчета
				Дополнительные, Вт	Расчётные, Вт		
2001	Общий коридор в квартирном доме	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	115	0	115
2002	Гостиная	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	2261	0	2265
2003	Кладовая	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	373	0	375
2004	Совмещенный санузел	25	Жилое, Лечебно-проф. и	0	283	0	285
2005	Кабинет	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	335	0	335
2006	Детская	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	553	0	555
2007	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	14	0	15
2008	Детская	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	420	0	420

Рисунок А.3 – Расчет тепловых по экономическому обоснованию толщины утеплителя

ПРИЛОЖЕНИЕ А (продолжение)

2009	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	14	0	15
2010	Спальня	21	Жилое, Лечебно-проф. и	0	1240	0	1240
2011	Совмещенный санузел	25	Жилое, Лечебно-проф. и	0	333	0	335
2012	Гардероб	18	Жилое, Лечебно-проф. и	0	76	0	80
Итого по этажу:				0	6017	0	6035
Итого по зданию:				0	9714	0	9750
Отношение расчётной тепловой нагрузки к площади пола:					35 Вт/м²		

Рисунок А.4 – Расчет тепловых по экономическому обоснованию толщины утеплителя

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

СРАВНЕНИЕ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Таблица Б.1 – Стоимость системы отопления с коллекторной разводкой

№ Поз	Артикул	Наименование	Производитель	Ед. изм	Кол-во	Цена за ед. изм	Стоимость
Коллекторная разводка							
1	КОЛЛЕКТОР С РЕГУЛИРУЮЩИМИ ВЕНТИЛЯМИ	VTc.560.NE.060502	Valtec	шт	2	2264	4528
2	КОЛЛЕКТОР С РЕГУЛИРУЮЩИМИ ВЕНТИЛЯМИ	VTc.560.NE.060503	Valtec	шт	2	1629	3258
3	КОЛЛЕКТОР С РЕГУЛИРУЮЩИМИ ВЕНТИЛЯМИ	VTc.560.NE.060504	Valtec	шт	6	1160	6960
4	Футорка 1"x1/2"	VTr.581.N.0604	Valtec	шт	4	121	484
5	Тройник с переходом на НР 1/2"	VTr.132.N.0004	Valtec	шт	4	111	444
6	Клапан отсекающий	VT.539.N.04	Valtec	шт	4	75	300
7	Воздухоотводчик автоматический	VT.502.NH.04	Valtec	шт	4	323	1292
8	Кран дренажный	VT.430.N.04	Valtec	шт	4	235	940
9	Кронштейны для коллекторов	VTc.130.N.0600	Valtec	шт	2	395	790
10	Кран шаровой VALTEC BASE с полусгоном	VT.227.N.06	Valtec	шт	4	916	3664
12	Pipe труба белая PN10, DN16x2	1088097	UPONOR	м	415	115,09	47762
13	Radi Pipe труба белая PN6, DN20x2.8 отрезок	1023083	UPONOR	м	7	262,98	1841
14	Radi Pipe труба белая PN6, DN25x2.3 отрезок	1001221	UPONOR	м	11	439,49	4834
15	Вентиль с преднастройкой AV6, Ду15 ,осевой	1183964	Oventrop	шт	17	1426	24245
16	Труба стальная, хромированная	1016951	Oventrop	шт	9	565	5082
17	Присоединительная насадка Duo	1182651	Oventrop	шт	17	4281	72769
18	UPONOR Q&E КОЛЬЦО красное DN16	1058010	UPONOR	шт	34	29,73	1011
19	UPONOR Q&E КОЛЬЦО синее DN16	1058013	UPONOR	шт	34	29,73	1011
20	UPONOR Q&E ШТУЦЕР С НР 16-G1/2"	1033435	UPONOR	шт	0	283,16	0
21	UPONOR VARIO PEX 16X2,0-G3/4"BP ЕВРОКОНУС	1065284	UPONOR	шт	51	441,08	22495
ИТОГО							203711

ПРИЛОЖЕНИЕ Б(продолжение)

Таблица Б.2 – Стоимость системы отопления с периметральной разводкой

Периметральная разводка							
1	Вентиль с преднастройкой AV6, Ду15 ,осевой	1183964	Oventrop	шт	17	1426	24245
2	Труба стальная, хромированная	1016951	Oventrop	шт	9	565	5082
3	Присоединительная насадка Duo	1182651	Oventrop	шт	17	4281	72769
4	UPONOR VARIO PEX 16X2,0-G3/4"BP ЕВРОКОНУС	1065284	UPONOR	шт	34	441,08	14997
5	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РАВНОПРОХОДНОЙ PPSU DN16-16-16	1008684	UPONOR	шт	6	263,52	1581
6	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 20-16-16	1008700	UPONOR	шт	6	356,54	2139
7	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 20-16-20	1008689	UPONOR	шт	10	356,54	3565
8	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 25-16-20 '25Ф	1008699	UPONOR	шт	2	604	1208
9	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 25-16-25 '25Ф	1008690	UPONOR	шт	2	604	1208
10	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 20-20-16 '40Ф	1008697	UPONOR	шт	2	356,54	713
11	UPONOR Q&E ПЕРЕХОДНИК PPSU 25-20 '40Ф	1008676	UPONOR	шт	2	357,59	715
12	UPONOR Q&E ТРОЙНИК РЕДУКЦИОННЫЙ PPSU 25-25-20 '25И	1001420	UPONOR	шт	2	604	1208
13	UPONOR Q&E ПЕРЕХОДНИК PPSU 32-25 '20И	1001240	UPONOR	шт	2	631	1262
14	UPONOR Q&E КОЛЬЦО красное DN16	1058010	UPONOR	шт	63	29,73	1873
15	UPONOR Q&E КОЛЬЦО синее DN16	1058013	UPONOR	шт	63	29,73	1873
16	UPONOR Q&E КОЛЬЦО красное DN20	1058010	UPONOR	шт	36	40,42	1455
17	UPONOR Q&E КОЛЬЦО синее DN20	1058013	UPONOR	шт	36	40,42	1455
18	UPONOR Q&E КОЛЬЦО красное DN25	1058010	UPONOR	шт	16	54,72	876
19	UPONOR Q&E КОЛЬЦО синее DN25	1058013	UPONOR	шт	16	54,72	876
20	UPONOR Q&E КОЛЬЦО белое DN32	1057456	UPONOR	шт	4	87,93	352
21	Pipe труба белая PN10, DN16x2	1088097	UPONOR	м	66,5	115,09	7654
22	Radi Pipe труба белая PN6, DN20x2.8 отрезок	1023083	UPONOR	м	81,9	262,98	21548
23	Radi Pipe труба белая PN6, DN25x2.3 отрезок	1001221	UPONOR	м	19,5	439,49	8576
24	Radi Pipe труба белая PN6, DN32x2.3 отрезок	1001221	UPONOR	м	16,9	468	7928
25	UPONOR Q&E ШТУЦЕР С НР 25-G1"	1033435	UPONOR	шт	2	283,16	566
26	UPONOR Q&E ШТУЦЕР С НР 32-G 1"	1033435	UPONOR	шт	2	283,16	566
27	MVT клапан балансировочный DN 25	003Z4083	Danfoss	шт	2	8268,84	16538
28	Запорный клапан MSV-S	003Z4013	Danfoss	шт	2	2923,36	5847
ИТОГО						208676	

ПРИЛОЖЕНИЕ В

РАСЧЕТ ТЕПЛОГО ПОЛА

VALTEC	ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ																																																	
<p><i>Гидравлический расчёт ведётся по следующим формулам:</i></p>																																																		
$\Delta p = \Delta p_{\text{лин}} + \Delta p_{\text{змс}}$ $\Delta p_{\text{лин}} = \lambda \frac{\rho v^2}{2d}$ $\Delta p_{\text{змс}} = \xi \frac{\rho v^2}{2}$ $\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[\frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg(3.7d_p / K_s)}{\lg Re_\phi - 1} \right]}{\lg(3.7d_p / K_s)}$ $Re_{\text{сп}} = \frac{500d_p}{K_s}$ $Re_\phi = \frac{d_p v}{\nu_i}$ $b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{\text{сп}}}$	<p><i>λ - коэффициент трения;</i></p> <p><i>Δp - общие потери давления, Па;</i></p> <p><i>$\Delta p_{\text{змс}}$ - потери давления на местные сопротивления, Па;</i></p> <p><i>$\Delta p_{\text{лин}}$ - линейные потери давления, Па;</i></p> <p><i>ρ - плотность транспортируемой среды, кг/м³;</i></p> <p><i>v - скорость потока, м/с;</i></p> <p><i>Re_ϕ - фактическое число Рейнольдса;</i></p> <p><i>$Re_{\text{кв}}$ - число Рейнольдса, соответствующее началу зоны квадратичной зависимости;</i></p> <p><i>ν_i - коэффициент кинематической вязкости, м²/с;</i></p> <p><i>K_s - коэффициент эквивалентной шероховатости, мм;</i></p> <p><i>b - число подобия режимов течения жидкости;</i></p> <p><i>d_p - внутренний диаметр трубопровода на расчетном участке, мм</i></p>																																																	
<p style="text-align: center;">Диплом Коттедж по ул. Яковья</p>																																																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%;"></td> </tr> <tr> <td>Изм.</td> <td>Колуч</td> <td>Нижк</td> <td>Поль</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Разработал</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Проверил</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Нач. отдела</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>ГИП</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>И. контроль</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>							Изм.	Колуч	Нижк	Поль	Дата		Разработал						Проверил						Нач. отдела						ГИП						И. контроль						<p>Расчёт водяных тёплых полов</p>	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33%;">Стадия</td> <td style="width: 33%;">Лист</td> <td style="width: 33%;">Листов</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">1</td> <td style="text-align: center;">4</td> </tr> </table>	Стадия	Лист	Листов		1	4
Изм.	Колуч	Нижк	Поль	Дата																																														
Разработал																																																		
Проверил																																																		
Нач. отдела																																																		
ГИП																																																		
И. контроль																																																		
Стадия	Лист	Листов																																																
	1	4																																																

Рисунок В.1 – Расчет теплого пола

ПРИЛОЖЕНИЕ В (продолжение)

VALTEC		Данные о петлях							
Помещение	Номер петли	Дл. brutto, м	Тепл. нагрузка, Вт	Расх. в петле, кг/с	Скор. в петле, м/с	Кол. соед, шт	Потери давл., Па	Номер колл.	
2.10 Санузел	10	32.000	209.461	0.005	0.045	0	215.413	2	
ИТОГО		32.000	209.461	0.005		0			
2.11 Гардероб	9	38.000	350.782	0.008	0.075	0	586.257	2	
ИТОГО		38.000	350.782	0.008		0			
2.2 Гостиная	20	75.400	504.524	0.012	0.108	0	2004.632	3	
2.2 Гостиная	21	75.400	504.524	0.012	0.108	0	2004.632	3	
2.2 Гостиная	22	75.400	504.524	0.012	0.108	0	2004.632	3	
2.2 Гостиная	23	39.500	264.306	0.006	0.056	0	374.288	3	
ИТОГО		265.700	1777.878	0.043		0			
2.3 Кладовая	19	46.000	455.001	0.011	0.097	0	1062.945	3	
ИТОГО		46.000	455.001	0.011		0			
2.4 Совмещенный санузел	18	35.900	234.989	0.006	0.050	0	288.083	3	
ИТОГО		35.900	234.989	0.006		0			
2.5 Кабинет	17	69.000	425.827	0.010	0.091	0	1405.261	3	
ИТОГО		69.000	425.827	0.010		0			
2.6 Детская	15	40.700	251.176	0.006	0.054	0	353.288	2	
2.6 Детская	16	45.300	279.565	0.007	0.060	0	464.883	2	
ИТОГО		86.000	530.741	0.013		0			
2.7 Гардероб	14	26.300	185.491	0.004	0.040	0	142.064	2	
ИТОГО		26.300	185.491	0.004		0			
2.8 Детская	13	56.600	349.302	0.008	0.075	0	862.147	2	
ИТОГО		56.600	349.302	0.008		0			
2.9 Спальня	11	55.700	343.748	0.008	0.073	0	803.348	2	
2.9 Спальня	12	59.700	368.433	0.009	0.079	0	958.342	2	
ИТОГО		115.400	712.181	0.017		0			
3 Гараж	1	72.500	795.043	0.019	0.170	0	4187.420	1	
3 Гараж	2	72.500	795.043	0.019	0.170	0	4187.420	1	
3 Гараж	3	72.500	795.043	0.019	0.170	0	4101.805	1	
ИТОГО		217.500	2385.128	0.057		0			
Расчёт водяных тёплых полов								Лист	
Изм.	Кол.уч	Лист	№зак.	Подп.	Дата			2	

Рисунок В.2 – Расчет теплого пола

ПРИЛОЖЕНИЕ В (продолжение)

VALTEC								
4 Туалет	4	14.500	82.539	0.002	0.018	0	24.341	1
ИТОГО		14.500	82.539	0.002		0		
5 Постирочная	5	55.000	460.849	0.011	0.098	0	1298.616	1
5 Постирочная	6	46.400	388.789	0.009	0.083	0	859.318	1
ИТОГО		101.400	849.639	0.020		0		
6 Техническое помеще...	7	65.300	547.154	0.013	0.117	0	2040.496	1
ИТОГО		65.300	547.154	0.013		0		
7 Котельная	8	44.000	368.679	0.009	0.079	0	706.922	1
ИТОГО		44.000	368.679	0.009		0		
ВСЕГО		1213.600	9464.791	0.227		0		
<i>Данные о коллекторах</i>								
Номер колл.	Ø колл., мм	Номер петли	Длина петли брутто, м	Тепл. нагрузка, Вт	Расход, кг/с	Скорость, м/с	Потери давления, Па	% откр. вентиля
1	20.00	1	72.500	795.043	0.019	0.170	4187.420	100.000
1	20.00	2	72.500	795.043	0.019	0.170	4187.420	100.000
1	20.00	3	72.500	795.043	0.019	0.170	4101.805	97.955
1	20.00	4	14.500	82.539	0.002	0.018	24.341	0.581
1	20.00	5	55.000	460.849	0.011	0.098	1298.616	31.012
1	20.00	6	46.400	388.789	0.009	0.083	859.318	20.521
1	20.00	7	65.300	547.154	0.013	0.117	2040.496	48.729
1	20.00	8	44.000	368.679	0.009	0.079	706.922	16.882
ИТОГО		8	442.700	4233.139	0.101	0.325	4344.698	
2	20.00	9	38.000	350.782	0.008	0.075	586.257	61.174
2	20.00	10	32.000	209.461	0.005	0.045	215.413	22.478
2	20.00	11	55.700	343.748	0.008	0.073	803.348	83.827
2	20.00	12	59.700	368.433	0.009	0.079	958.342	100.000
2	20.00	13	56.600	349.302	0.008	0.075	862.147	89.962
2	20.00	14	26.300	185.491	0.004	0.040	142.064	14.824
2	20.00	15	40.700	251.176	0.006	0.054	353.288	36.864
2	20.00	16	45.300	279.565	0.007	0.060	464.883	48.509
ИТОГО		8	354.300	2337.957	0.056	0.180	1006.317	
3	20.00	17	69.000	425.827	0.010	0.091	1405.261	70.101
3	20.00	18	35.900	234.989	0.006	0.050	288.083	14.371
3	20.00	19	46.000	455.001	0.011	0.097	1062.945	53.024
3	20.00	20	75.400	504.524	0.012	0.108	2004.632	100.000
3	20.00	21	75.400	504.524	0.012	0.108	2004.632	100.000
3	20.00	22	75.400	504.524	0.012	0.108	2004.632	100.000
Расчёт водяных тёплых полов								Лист
Изм.	Кол.уч.	Лист	№доку.	Подп.	Дата			3

Рисунок В.3 – Расчет теплого пола

ПРИЛОЖЕНИЕ В (продолжение)

VALTEC								
3	20.00	23	39.500	264.306	0.006	0.056	374.288	18.671
ИТОГО		7	416.600	2893.695	0.069	0.222	2078.125	
ВСЕГО		23	1213.60	9464.79	0.23			
Изм.	Кол-во	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Расчёт водяных тёплых полов		Лист
								4

Рисунок В.4 – Расчет теплого пола

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАДИАТОРНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Таблица Г.1 – Гидравлический расчет радиаторной системы отопления

№ уч	Q	dy	l	R	RI	Σζ	Рдин	ΔРуч	G	V	v	ΔТ	ΣР	б	Kvs	Kvs	Настр	
	Вт	мм	м	кПа/м	Па		Па	Па	кг/ч	л/с	м/с	°С	Па	%				
1 этаж														3525	0%	рад	колл	
К-3.1-3.1'-К'	1100	12	39,5	0,016	632	9,2	6,2	3239	47	0,013	0,11	20	3239	8%	0,30	2,12	3/3,5	
К-3.2-3.2'-К'	1100	12	31,5	0,016	504	18,4	6,2	3232	47	0,013	0,11	20	3232	8%	0,30	1,4	3/1,5	
К-4-4'-К'	350	12	9,5	0,010	95	18,4	0,6	3295	15	0,004	0,04	20	3295	7%	0,09	0,28	1/0,5	
К-5-5'-К'	550	12	18,9	0,010	189	18,4	1,6	3231	24	0,006	0,06	20	3231	8%	0,16	0,28	2/0,5	
К-6-6'-К'	450	12	12,8	0,010	128	18,4	1,0	3525	19	0,005	0,05	20	3525	0%	0,11	0,28	1/0,5	
К-7-7'-К'	615	12	17,1	0,010	171	18,4	1,9	3299	26	0,007	0,06	20	3299	6%	0,18	0,28	2/0,5	
2 этаж														3348	5%			
К.2-2.2.1-2.2.1'-К.2'	963	12	39,1	0,02	782	56,2	4,8	3288	41	0,011	0,10	20	3288	2%	0,28	2,12	3/3,5	
К.2-2.2.2-2.2.2'-К.2'	963	12	30,4	0,02	607	56,2	4,8	3262	41	0,011	0,10	20	3262	3%	0,27	1,4	3/1,5	
К.2-2.2.3-2.2.3'-К.2'	963	12	26,1	0,02	523	47,4	4,8	3136	41	0,011	0,10	20	3136	6%	0,27	1,4	3/1,5	
К.2-2.3-2.3'-К.2'	450	12	21,7	0,01	217	47,4	1,0	3070	19	0,005	0,05	20	3070	8%	0,12	0,6	2/1	
К.2-2.4-2.4'-К.2'	365	12	14,7	0,01	147	38,6	0,7	3088	16	0,004	0,04	20	3088	8%	0,10	0,28	2/0,5	
К.2-2.5-2.5'-К.2'	435	12	11,1	0,01	111	47,4	1,0	3103	19	0,005	0,04	20	3103	7%	0,12	0,28	2/0,5	
К.2-2.6-2.6'-К.2'	680	12	11,1	0,01	111	38,6	2,4	3040	29	0,008	0,07	20	3040	9%	0,18	0,6	2/1	
К.2-2.7-2.7'-К.2'	540	12	19,9	0,01	199	47,4	1,5	3120	23	0,006	0,06	20	3120	7%	0,14	0,6	2/1	
К.2-2.8.1-2.8.1'-К.2'	728	12	24,9	0,01	249	47,4	2,7	3128	31	0,008	0,07	20	3128	7%	0,19	1,4	2/1,5	
К.2-2.8.2-2.8.2'-К.2'	728	12	23,1	0,01	231	47,4	2,7	3110	31	0,008	0,07	20	3110	7%	0,19	1,4	2/1,5	
К.2-2.9-2.9'-К.2'	430	12	25,9	0,01	259	56,2	0,9	3348	18	0,005	0,04	20	3348	0%	0,11	0,28	2/0,5	
Магистраль																		
0-К-К'-0'	4165	20	6,2	0,05	310	24	11,5	582	179	0,048	0,15	20						
ВЕТКИ								3525					4107	2%				
0-К.2-К.2'-0'	7245	25	9,2	0,06	552	22	14,3	862	312	0,084	0,17	20						
ВЕТКИ								3348					4210	0%				
0-Т/ИСТ-0'	11410	25	5	0,8	4000	60	35,4	6125	491	0,132	0,27	20	10336					

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

I-d ДИАГРАММЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

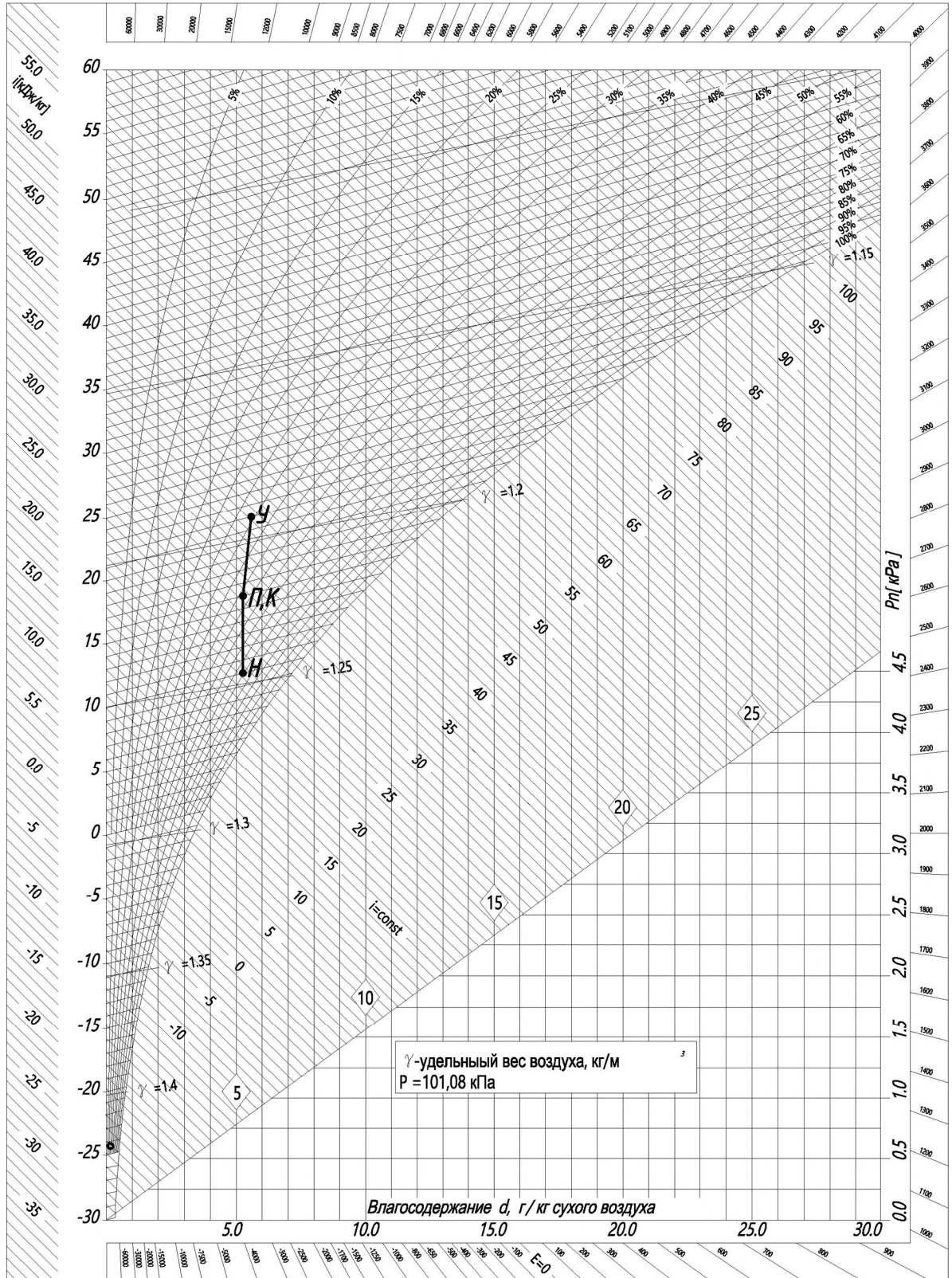


Рисунок Е.1 – I-d диаграмма влажного воздуха в переходный период

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (продолжение)

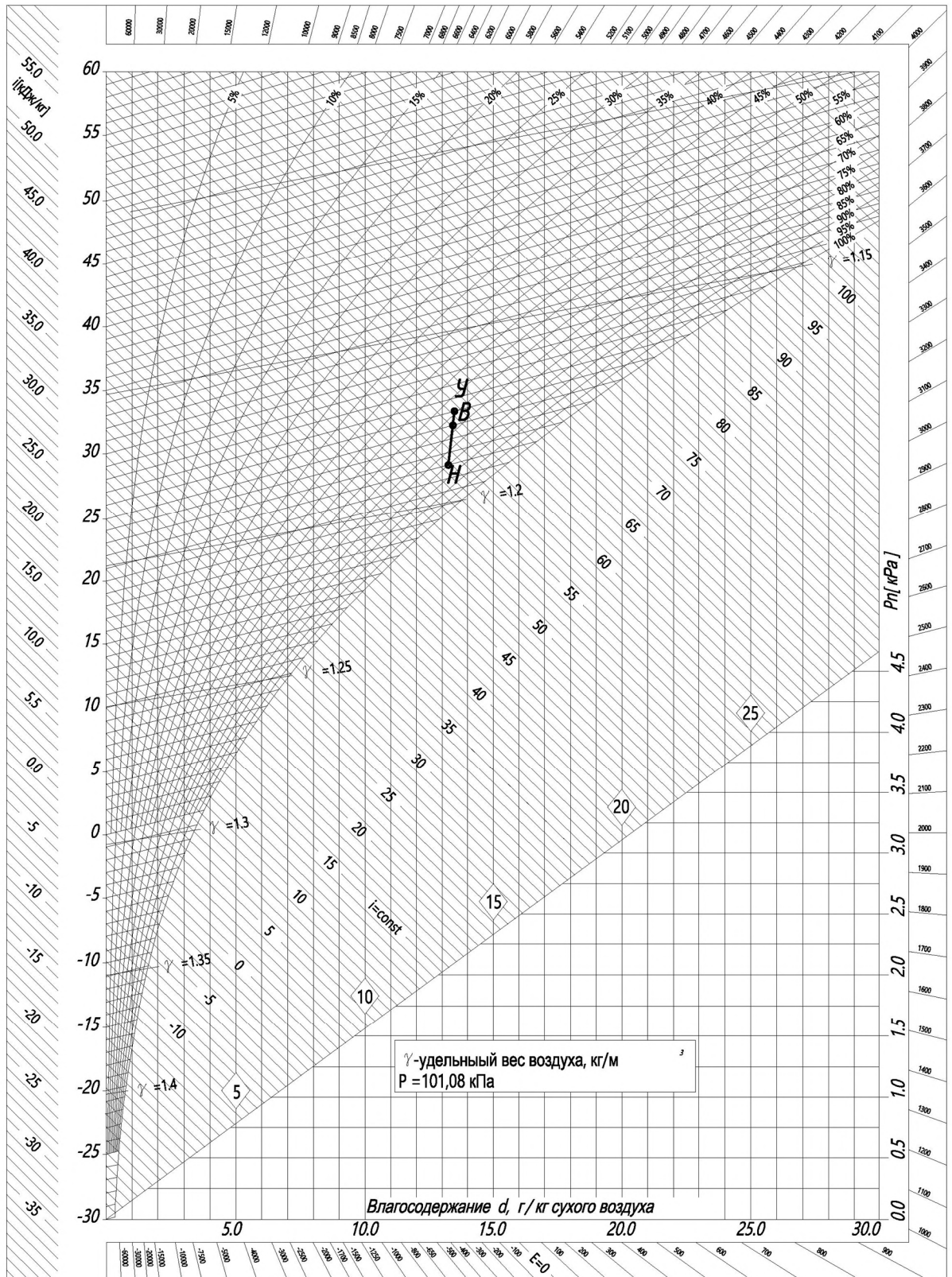


Рисунок Е.2 – I-d диаграмма влажного воздуха в теплый период

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (продолжение)

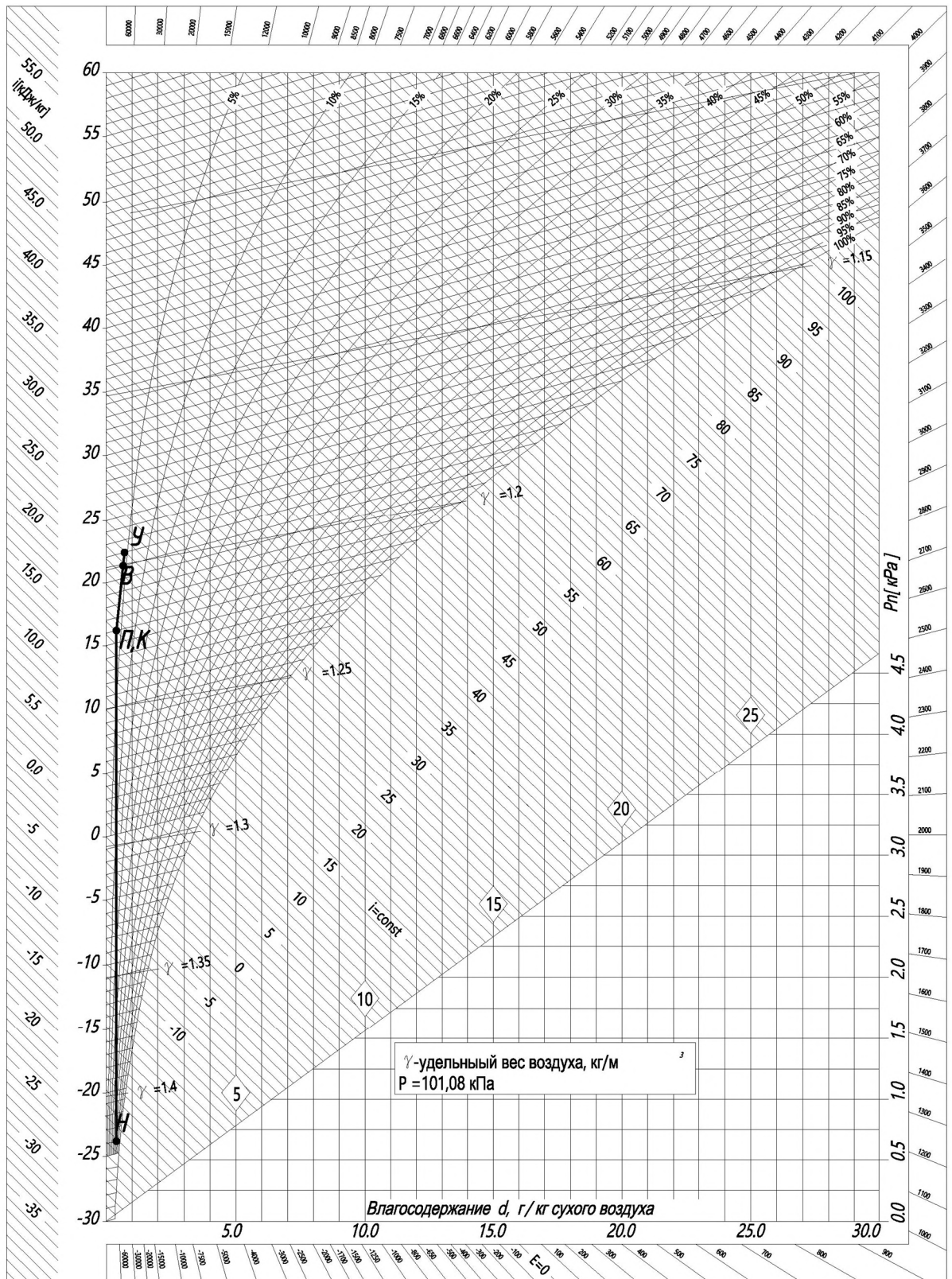


Рисунок Е.3 – I-d диаграмма влажного воздуха в холодный период

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Таблица Ж.1 – Аэродинамический расчет системы ПВ1

N участка	L, м ³ /ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	d _з , мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	β _ш	R*β _ш *l	z	R _д , Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Местные сопр-я	ΔP доп сопр.	ξ доп сопр.	Невязка	
Приток ПВ1 Магистраль																					
1-2	280	0,8		500	250	333	0,125	0,62	0,02	1,1	0,0	2,6	0,2	0,6	6,62		Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Внезапное изменение сечения z=0,40;		6		
2-3	560	3,1		500	250	333	0,125	1,24	0,07	1,1	0,2	0,8	0,9	0,7	0,99		Среднее отверстие z=0,80;				
3-4	840	0,8		500	250	333	0,125	1,87	0,15	1,1	0,1	0,8	2,1	1,7	1,80		Среднее отверстие z=0,80;				
4-5	1120	2,8		500	250	333	0,125	2,49	0,24	1,1	0,7	0,8	3,7	3,0	3,72	13	Среднее отверстие z=0,80;				3%
5-6	1210	2,6		500	250	333	0,125	2,69	0,28	1,1	0,8	0,8	4,3	3,5	4,28		Среднее отверстие z=0,80;				
6-7	1490	0,2		500	250	333	0,125	3,31	0,41	1,1	0,1	0,8	6,6	5,3	5,35		Среднее отверстие z=0,80;				

7-8	1665	0,4		500	250	333	0,125	3,70	0,50	1,1	0,2	0,8	8,2	6,6	6,79	30	Среднее отверстие $z=0,80$;				
8-9	1695	0,3		500	250	333	0,125	3,77	0,52	1,1	0,1	2,9	8,5	24,7	24,83		Среднее отверстие $z=0,80$; Колено с острыми кромками (1 шт) $z=2,1$;				
9-10	1725	11,4		500	250	333	0,125	3,83	0,53	1,1	6,7	1,73	8,8	15,3	21,95	76	Среднее отверстие $z=0,80$; Отвод прямоугольного сечения под 90 (2 шт) $z=0,21$; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) $z=0,51$;				
Приток ПВ1 Ответвление																					
А-Б	60	7,4	125			125	0,012	1,36	0,28	1,1	2,3	2,4	1,1	2,7	5,96		Первое боковое отверстие на притоке $z=2,2$; Конфузор $z=0,2$;		1		
Б-9	90	6,2	125			125	0,012	2,04	0,58	1,1	4,0	1,44	2,5	3,6	7,56	14	Отвод круглого сечения под 90 (3 шт) $z=0,33$; Внезапное изменение сечения $z=0,45$;				0%
Приток ПВ1 Ответвление																					
А'-Б'	165	3,9	110			110	0,010	4,82	3,24	1,1	13,9	1,09	14,0	15,2	30,13		Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) $z=0,33$; Отвод круглого сечения под 45 (2 шт) $z=0,18$; Внезапное изменение сечения $z=0,40$;		1		

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (продолжение)

Таблица Ж.2 – Аэродинамический расчет системы ПВ1

N участка	L, м ³ /ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	d _в , мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	β ш	R*βш* l	z	R _д , Па	Z, Па	P, Па	С _у мР, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔP доп. сопр.	ΔP _{реш.} ,	ξ доп. сопр.	Невязка
Вытяжка ПВ1 Магистраль																					
1-2	700	3,7		500	250	333	0,125	1,56	0,11	1,1	0,4	1,5	1,5	2,2	9,61		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5;		7		
2-3	720	2,5		500	250	333	0,125	1,60	0,11	1,1	0,3	0,1	1,5	0,2	0,46	10	Среднее отверстие z=0,10;				
3-4	1420	7,6		500	250	333	0,125	3,16	0,38	1,1	3,1	1,3	6,0	7,9	11,01	21	Среднее отверстие z=0,30; Отвод прямоугольного сечения под 90(2шт) z=0,51;				0%
4-5	1440	11,3		500	250	333	0,125	3,20	0,39	1,1	4,8	0,6	6,1	3,8	8,60	30	Среднее отверстие z=0,20; Отвод прямоугольного сечения под 90(2шт) z=0,21;				
Вытяжка ПВ1 Ответвления																					
7-6	10	1,5	100			100	0,008	0,35	0,03	1,1	0,1	1,8	0,1	0,1	1,19		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5; Отвод круглого сечения под 90(1 шт) z=0,33;		1		
6-5	20	12,1	100			100	0,008	0,71	0,12	1,1	1,6	2,7	0,3	0,8	19,39	21	Среднее отверстие z=0,30; Отвод круглого сечения под 90(6 шт) z=0,33; Внезапное изменение сечения z=0,45;	17			2%

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (продолжение)

Таблица Ж.3 – Аэродинамический расчет системы ПВ2

N участка	L, мЗ/ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	d _в , мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	β ш	R*βш *1	z	R _д , Па	Z, Па	P, Па	С _у мР, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔP доп. сопр.	ΔP _{реш.} , ,	ξ _{доп.} сопр.	Невязка
Приток ПВ2 Магистраль																					
1-2	165	3,2	200			200	0,031	1,46	0,18	1,1	0,6	2,6	1,3	3,3	9,95		Первое боковое отверстие на притоке z=2,2; Внезапное изменение сечения z=0,40;		6		
2-3	330	10,1	200			200	0,031	2,92	0,62	1,1	6,9	1,86	5,1	9,5	16,36		Среднее отверстие z=1,20; Отвод круглого сечения под 90 (2 шт) z=0,33;				
3-3	505	5,1	200			200	0,031	4,47	1,34	1,1	7,5	1,93	12,0	23,1	30,58		Среднее отверстие z=1,40; Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) z=0,33; Конфузор z=0,2;				
3-4	505	2,1	400			400	0,126	1,12	0,05	1,1	0,1	0,33	0,7	0,2	0,35	57	Отвод круглого сечения под 90 (1 шт) z=0,33;				

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (продолжение)

Таблица Ж.4 – Аэродинамический расчет системы ПВ2

N участка	L, м/ч	L, м	d, мм	a, мм	h, мм	d _в , мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	β ш	R*βш* l	z	P _д , Па	Z, Па	P, Па	C _у мР, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔP доп. сопр.	ΔP _{реш.}	ξ доп. сопр.	Невязка
Вытяжка ПВ1 Магистраль																					
1-2	165	3,7	125	500	250	333	0,01 2	3,73	0,51	1,1	2,1	1,5	8,4	12,6	21,63		Первое боковое отверстие на всасе z=1,5;		7		
2-3	330	2,5	200	500	250	333	0,03 1	2,92	0,33	1,1	0,9	0,3	5,1	1,5	2,44		Среднее отверстие z=0,30;				
3-4	380	7,6	200	500	250	333	0,03 1	3,36	0,42	1,1	3,5	1,0 3	6,8	7,0	10,47		Среднее отверстие z=0,10; Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,51; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (2 шт) z=0,21;				
4-5	410	11, 3	400	500	250	333	0,12 6	0,91	0,04	1,1	0,5	1,8 7	0,5	0,9	1,42		Среднее отверстие z=0,10; Отвод прямоугольного сечения под 90 (2 шт) z=0,51; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (3 шт) z=0,21; Диффузор z=0,12;				
5-6	430	0,2	400	500	250	333	0,12 6	0,95	0,04	1,1	0,0	0,1	0,5	0,1	0,06	36	Среднее отверстие z=0,10;				

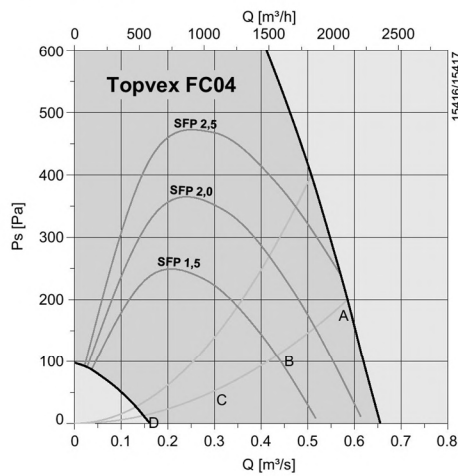
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

6 | Topvex FC

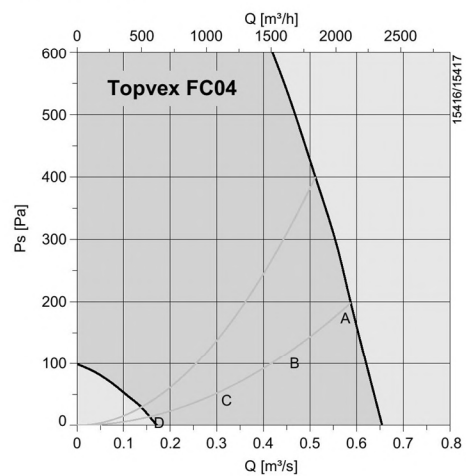
Supply

Topvex FC04



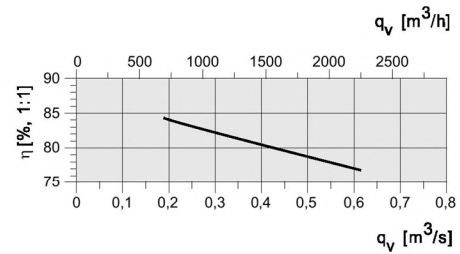
Extract

Topvex FC04



Supply

Sound power (L_{w}), dB(A) – Mid-frequency band, Hz										
	Step	Tot	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
A	10V	92	66	71	87	84	86	83	77	72
B	6,7V	85	58	67	81	77	78	75	68	65
C	4,8V	77	50	73	68	66	69	66	58	52
D	2,6V	58	45	49	50	51	53	48	39	28



Extract

Sound power (L_{w}), dB(A) – Mid-frequency band, Hz										
	Step	Tot	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
A	10V	69	60	62	66	60	56	49	42	34
B	6,7V	65	53	58	63	53	50	42	34	27
C	4,8V	60	47	59	48	43	41	34	24	22
D	2,6V	47	43	44	32	30	26	18	18	21

SFP = Specific Fan Power (kW/m³/s)

The SFP value stated applies to the complete unit.

Thermal efficiency

With air ratio 1:1 and according to EN308.

Sound data

The sound data tables indicate the sound power level L_{wA} , which should not be confused with the sound pressure level.

Surrounding

Sound power (L_{w}), dB(A) – Mid-frequency band, Hz										
	Step	Tot	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
A	10V	67	56	58	66	55	53	50	46	42
B	6,7V	65	45	54	65	48	46	43	38	35
C	4,8V	60	38	60	50	38	37	33	28	24
D	2,6V	41	36	37	33	23	21	17	19	21

Рисунок 3.1 – Характеристика установки Topvex

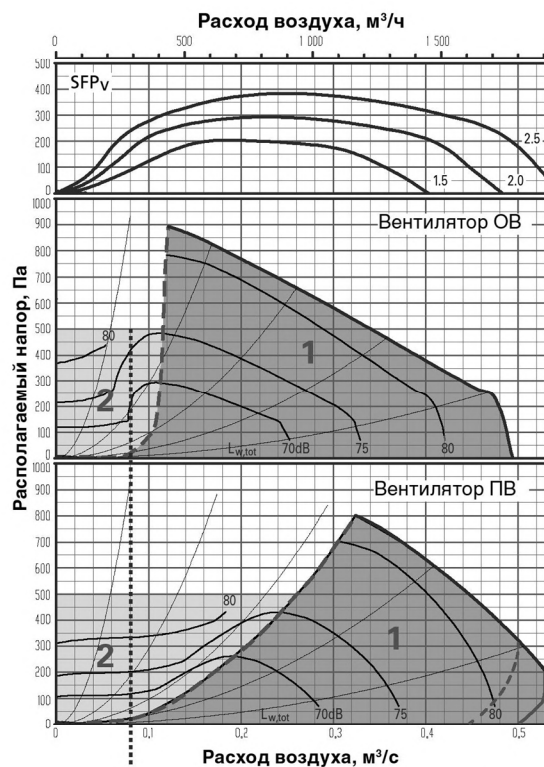
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 (продолжение)

GOLD LP

Swegon

Выбор значений

GOLD LP 05



Нижняя граница для агрегата, работающего с переменным расходом воздуха.

Для соответствия требованиям Ecodesign 2016/2018 средний расход приточного и отработанного воздуха не должен превышать указанные границы.

- Рекомендуемая рабочая зона.
- Допустимая рабочая зона при снижении агрегатом расхода воздуха. Нижняя ее граница показана на диаграмме черной пунктирной линией. При регулировании по давлению расход воздуха может быть снижен до нуля, что, однако, предусматривает наличие определенного статического перепада давления в воздуховоде (около 50 Па).
- Граница Ecodesign 2016
- - - Граница Ecodesign 2018

GOLD LP

Поправочные коэффициенты $K_{ок}$, дБ

Направление звука	Зона диаграммы	Октавная полоса, № / средняя частота, Гц							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
На канал выброса	1	-1	-8	-11	-7	-7	-6	-6	-11
	2	-3	-3	-5	-11	-11	-12	-15	-21
На канал забора*	1	-11	-14	-23	-13	-27	-39	-41	-41
	2	-8	-7	-12	-21	-31	-42	-42	-41
К внешней среде	1	-21	-26	-37	-39	-41	-39	-44	-54
	2	-23	-21	-31	-43	-45	-45	-53	-64

* Шумоглушение фильтров и утилизатора учтено.

Мин. и макс. объемы/расходы воздуха GOLD LP

Указанные значения расхода воздуха можно задать в ручном терминале агрегата. На практике граничные значения расхода воздуха определяются внешним перепадом давления.

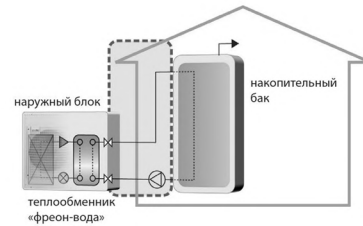
GOLD LP	Мин. расход		Макс. расход	
	м³/ч*	м³/с	м³/ч*	м³/с
05	300	0,08	1900	0,53

*) При наладке значение округляется до ближайшего шага.

Рисунок 3.2 – Характеристика установки GOLD LP

ПРИЛОЖЕНИЕ К ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

Системы «воздух-вода»
PUHZ-HW, PUHZ-W
со встроенным теплообменником
нагрев (охлаждение): 5,0–14,0 кВт



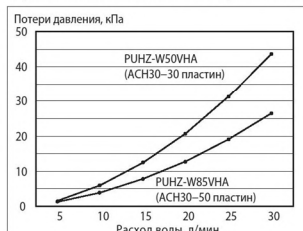
Описание

- Несложный монтаж, так как не требуется сборка контура хладагента.
- Вода в системе должна быть чистой, а величина pH — составлять 6,5–8,0. Следующие значения являются максимальными: кальций — 100 мг/л, хлор — 100 мг/л, железо/марганец — 0,5 мг/л. В инструкции по установке изложены дополнительные рекомендации относительно водяного контура.

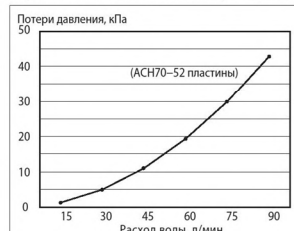
- Обязательно примите меры по предотвращению замерзания теплоносителя: изоляция водяного трубопровода, резервный циркуляционный насос, использование необходимой концентрации этиленгликоля вместо обычной воды.
- В наружном блоке нет циркуляционного насоса. Он приобретается самостоятельно у других производителей.
- Обязательным компонентом системы является контроллер PAC-IF062B-E.

Модель наружного блока	Серия POWER Inverter					
	PUHZ-W50VHA	PUHZ-W85VHA2	PUHZ-HW112YHA2	PUHZ-HW140VHA2 PUHZ-HW140YHA2		
Электропитание	1 фаза, 220 В, 50 Гц		3 фазы, 380 В, 50 Гц			
Автоматический выключатель	A	16	25	16		
Максимальный ток	A	13,0	23,0	13,0		
Габариты (ШxГxВ)	мм	950 x 360 x 740	950 x 360 x 943	1020 x 360 x 1350		
Вес	кг	64	77	148		
Хладагент (R410A)	кг	1,7	2,4	4,0		
Номинальный расход воды (нагрев)	л/мин	14,3	25,8	32,1		
Встроенный теплообменник ALFALAVAL		ACH30-30 (30 пластин)	ACH30-50 (50 пластин)	ACH70-52 (52 пластины)		
Мощность циркуляционного насоса ¹	кВт	0,01	0,03	0,01		
Потери давления (водяной контур)	кПа	12	20	6		
Уровень шума	дБ(A)	46	48	53		
Нагрев: воздух2/вода35	производительность	кВт	(мин. 1,50) ~ 5,00	(мин. 2,60) ~ 8,50	(мин. 3,40) ~ 11,20	(мин. 4,20) ~ 14,00
	энергоэффективность (COP)		3,13	2,95	3,11	3,11
	потребляемая мощность	кВт	1,60	2,88	3,60	4,50
Нагрев: воздух7/вода35	производительность	кВт	(мин. 1,50) ~ 5,00	(мин. 2,70) ~ 9,00	(мин. 3,40) ~ 11,20	(мин. 4,20) ~ 14,00
	энергоэффективность (COP)		4,10	3,85	4,42	4,25
	потребляемая мощность	кВт	1,22	2,34	2,53	3,29
	рабочий ток	A	5,4	10,3	4,0	14,4 / 5,0
коэффициент мощности	%	97	98	95	97 / 95	
Номинальный расход воды (охлаждение)	л/мин	12,9	21,5	28,7	35,8	
Мощность циркуляционного насоса ¹	кВт	0,01	0,02	0,01	0,02	
Потери давления (водяной контур)	кПа	10	15	5	7	
Уровень шума	дБ(A)	45	48	53	53	
Охлаждение: воздух35/вода7	производительность	кВт	4,50	7,50	10,00	12,50
	энергоэффективность (EER)		2,94	2,39	2,78	2,50
	потребляемая мощность	кВт	1,53	3,14	3,60	5,00
	рабочий ток	A	6,8	13,7	5,6	21,5 / 7,3
коэффициент мощности	%	97	98	95	97 / 95	
Охлаждение: воздух35/вода18	производительность	кВт	4,50	7,50	10,00	12,50
	энергоэффективность (EER)		4,13	3,87	4,10	3,60
	потребляемая мощность	кВт	1,09	1,94	2,44	3,47
Гарантированный диапазон наружных температур (нагрев) ²		-15 ~ +35°C	-20 ~ +35°C	-25 ~ +35°C	-25 ~ +35°C	
Гарантированный диапазон наружных температур (охлаждение)		-5 ~ +46°C (-15 ~ +46°C при установленной панели защиты от ветра PAC-SH63AG-E)				
Завод (страна)		MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION SHIZUOKA WORKS (Япония)	MITSUBISHI ELECTRIC UK LTD. AIR CONDITIONER PLANT (Великобритания)	MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION SHIZUOKA WORKS (Япония)		

Встроенный теплообменник PUHZ-W50VHA, PUHZ-W85VHA2



Встроенный теплообменник PUHZ-HW112, 140VHA / YHA2



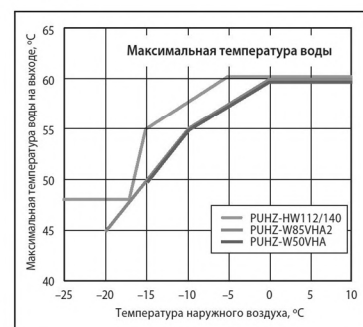
Номинальные условия

	нагрев: воздух2/вода35	нагрев: воздух7/вода35	охлаждение: воздух35/вода7	охлаждение: воздух35/вода18
наружного воздуха (D.B. / W.B.)	+2°C / +1°C	+7°C / +6°C	+35°C / +24°C	+35°C / +24°C
воды (вход/выход)	+30°C / +35°C	+30°C / +35°C	+12°C / +7°C	+23°C / +18°C



704

Рисунок К.1 – Характеристики теплового насоса Mitsubishi PUHZ



¹ Для вычисления значений энергоэффективности COP и потребляемой мощности системы использована указанная в таблице мощность циркуляционного насоса (согласно европейскому стандарту EN 14511).

² Рекомендуется устанавливать в поддон наружного блока электрический нагреватель (опция PAC-SE00RA-E — разъем для подключения нагревателя).

ПРИЛОЖЕНИЕ К (продолжение)

Технические характеристики

Tronic Heat 3000/3500									
Типоразмер котла (мощность)		4	6	9	12	15	18	24	
Теплопроизводительность	кВт	3,96	5,94	8,91	11,88	14,85	17,82	23,76	
Максимальный общий потребляемый ток	кВт	4,1	6,1	9,1	12,1	15,1	18,1	24,1	
Коэффициент полезного действия	%	99,7							
Подключение нагревательных стержней	шт. х кВт	3 х 1,3	3 х 2	3 х 3	3 х 4	3 х 3 + 3 х 2	6 х 3	6 х 4	
Количество ступеней мощности	–	3			6				
Сетевое напряжение	В ~	3 х 400/230 (-10/+6)							
Номинальный ток (при 3 х 400/230 В ~)	А	5,8	8,7	13,1	17,4	21,8	26,1	34,8	
Сетевое напряжение	В ~	230 (-10/+6)							
Номинальный ток (при 1 х 230 В ~)	А	17,4	26,1	39,2	52,2	–	–	–	
Степень электрической защиты	IP	IP40							
Максимально допустимое рабочее давление	бар	3							
Максимальная температура греющей воды	°С	85							
Расширительный бак *	л	7							
Подключение подающей/обратной линии	дюйм	G¾							
Масса котла без воды Heat 3000/3500	кг	18/24	18/24	18/24	18/24	22/28	22/28	22/28	
Ш х В х Г для Tronic Heat 3000	мм	330 х 712 х 193				416 х 712 х 193			
Ш х В х Г для Tronic Heat 3500	мм	330 х 712 х 273				416 х 712 х 300			
Артикул продукта	Heat 3000	7738502575	7738502576	7738502577	7738502578	7738502579	7738502580	7738502581	
Артикул продукта	Heat 3500	7738502582	7738502583	7738502584	7738502585	7738502586	7738502587	7738502588	

* Действительно только для котла Tronic Heat 3500

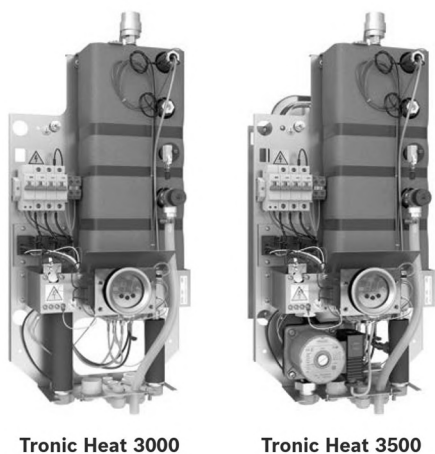


Рисунок К.2 – Характеристики электрического котла Bosch Tronic Heat

ПРИЛОЖЕНИЕ К (продолжение)

Рабочий диапазон, MAGNA3

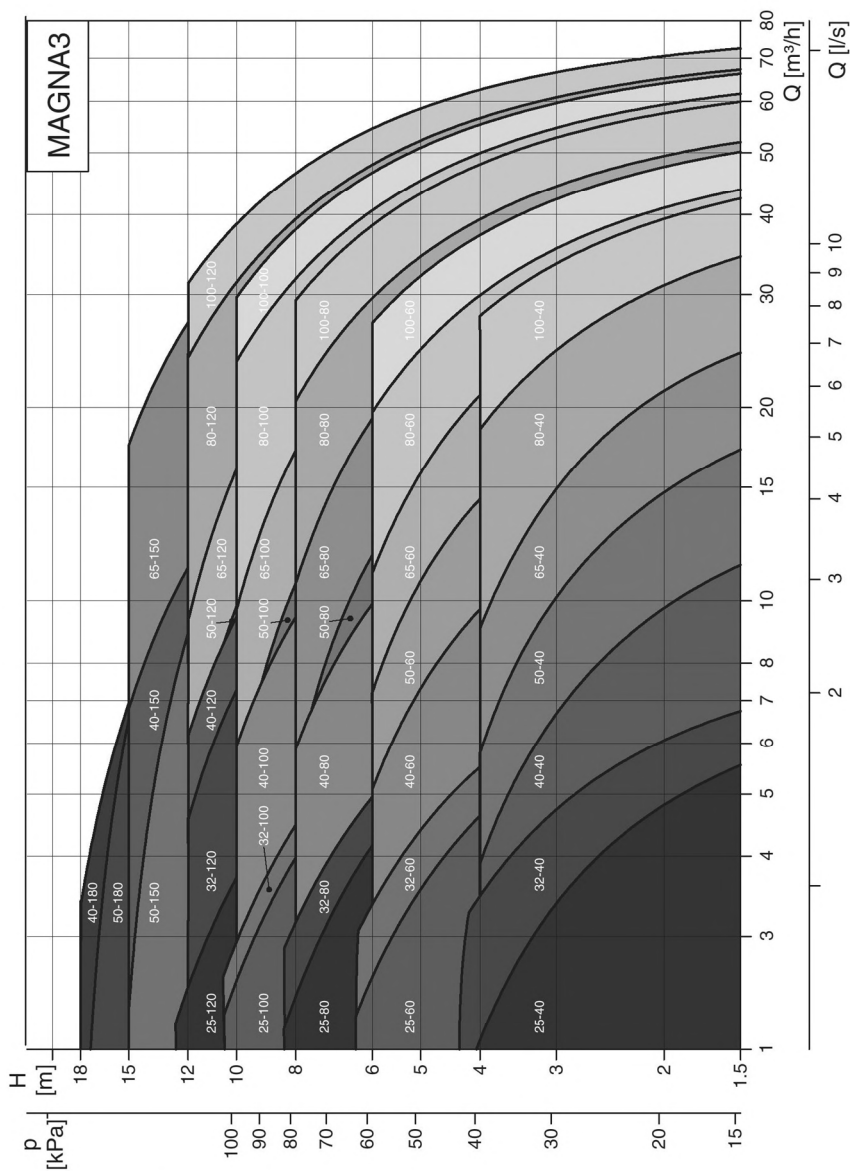


Рис. 4 Диапазон производительности MAGNA3

Примечание. MAGNA3 32-120 поставляется как с фланцем, так и с резьбой, но с различной производительностью.

Рисунок К.3 – Характеристики насоса Grundfos MAGNA3

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ

Таблица Л.1 – Расчет срока окупаемости

Вид топлива	Эффективность	Нагрузка, кВт	Эксплуатационные затраты	С _г	В _г	С _э	Стоимость эл/эн		С _э	С _т	ΣС _{эж}	Капитальные затраты	К, руб	Оборудование	ΣК, руб	Экономические показатели	ΔЭ, руб	r, %	i, %	Тдиск, лет
				руб/год	кг/год	руб/год		руб/год	руб/год	руб/год										
1-ст. тариф эл/эн	0,99	11,4		0	0	108570	3,54		2037	71	110679		40749	Bosch Heat Tronic 3000	40749		2008	10	7,5	6,7
2-ст. тариф эл/эн	0,99	11,4		0	0	82347	3,94	1,43	2037	71	84456		40749	Bosch Heat Tronic 3000	40749		28230	10	7,5	1,1
Дизельное топливо	0,91	10		111191	2473	0			1445	51	112686		28900	Navien LFA 13k	28900		0	10	7,5	
Дизельное топливо	0,91	10		111191	2473	0			1445	51	112686		28900	Navien LFA 13k	28900		0	10	7,5	
1-ст. тариф эл/эн	2,62	9,8		0	0	35267	3,54		15154	530	50951		303075	PUHZ-SHW112VHA	303075		61736	10	7,5	2,9
2-ст. тариф эл/эн	2,62	9,8		0	0	26749	3,94	1,43	15154	530	42433		303075	PUHZ-SHW112VHA	303075		70253	10	7,5	2,7

Таблица Л.2 – Расчет денежного потока

Вид топлива	Приток за счет снижения затрат	1+i	Денежный поток																				PV		
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20			
1-ст. тариф эл/эн	2008	1,075	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	40153	
2-ст. тариф эл/эн	28230		28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	28230	564601
1-ст. тариф эл/эн	61736		61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	61736	1234710
2-ст. тариф эл/эн	70253		70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	70253	1405066

ПРИЛОЖЕНИЕ Л (продолжение)

Таблица Л.3 – Расчет чистого денежного потока

Вид топлива	Приток за счет снижения затрат	1+i	Чистый дисконтированный доход																				NPV
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
1-ст. тариф эл/эн	2008	1,075	1868	1737	1616	1503	1398	1301	1210	1126	1047	974	906	843	784	729	679	631	587	546	508	473	-20282
2-ст. тариф эл/эн	28230		26261	24428	22724	21139	19664	18292	17016	15829	14724	13697	12741	11853	11026	10256	9541	8875	8256	7680	7144	6646	247042
1-ст. тариф эл/эн	61736		57428	53422	49695	46228	43002	40002	37211	34615	32200	29954	27864	25920	24112	22429	20865	19409	18055	16795	15623	14533	326287
2-ст. тариф эл/эн	70253		65352	60792	56551	52606	48936	45521	42346	39391	36643	34086	31708	29496	27438	25524	23743	22087	20546	19112	17779	16539	413122



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»
(ДФУ)

Инженерная школа

Кафедры инженерных систем зданий и сооружений

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ ВКР

на выпускную квалификационную работу студента(ки)

Шевякова Антона Владимировича

(фамилия, имя, отчество)

направление (специальность) 08.03.01 «Строительство» (теплогазоснабжение и вентиляция)

группа Б3431д

Руководитель ВКР

старший преподаватель Петр Сергеевич Почекунин

(ученая степень, ученое звание, и. о. фамилия)

На тему разработка проекта систем отопления и вентиляции индивидуального жилого дома в г. Владивосток

Дата защиты ВКР «27» июня 2018 г.

Выпускная квалификационная работа (ВКР) представлена пояснительной запиской на 58 страницах и графической части на 7 листах.

Целью ВКР является проектирование системы отопления и вентиляции индивидуального жилого дома в г. Владивосток.

ВКР включает в себя: аннотацию, введение, пять глав, заключение, список литературы из 20 наименований.

В первой главе приведена теория работы тепловых насосов, выполнен анализ эффективности работы воздушного теплового насоса в зависимости от температуры наружного воздуха.

Во второй главе выполнен теплотехнический расчет ограждающих конструкций в двух вариантах, 1 вариант - требования СП 50.13330, 2 вариант – требования ассоциации АВОК, также выполнен расчет тепловых потерь зданием для двух вариантов. Произведен тепловой и гидравлический расчет радиаторной системы отопления и системы отопления теплый пол.

В третьей главе выполнен расчет вредностей и требуемого воздухообмена для расчетных помещений (помещения гаража и кухни-столовой). произведен аэродинамический расчет системы вентиляции и подобрано основное оборудование

В пятой главе выполнен расчет экономической эффективности и срока окупаемости применения теплового насоса воздух-воздух в сравнении с электрическим котлом и жидкотопливным котлом на дизельном топливе.

Содержание проекта полностью соответствует заданию. Пояснительная записка оформлена с применением ЭВМ.

При написании выпускной квалификационной работы Шевяков Антон Владимирович показал умение решать поставленные задачи, работать с нормативной и научно-технической литературой, проявил самостоятельность и инициативу в принятии технических решений.

Данная выпускная квалификационная работа заслуживает оценки **“отлично”**, а студент Шевяков А.В. присвоения квалификации **бакалавр** по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Оригинальность текста ВКР составляет **94,94 %**.

Руководитель ВКР старший преподаватель
(уч. степень, уч. звание)


(подпись)

П.С. Почекушин
(п. о фамилия)

« 25 » . 06 2018 г.

