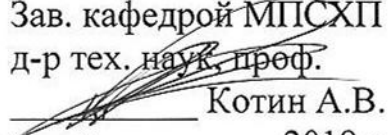


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. Н. П. ОГАРЁВА»

Институт механики и энергетики

Кафедра механизации переработки сельскохозяйственной продукции

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой МПСХП
д-р тех. наук, проф.

Котин А.В.
«__» _____ 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ МОЛОЧНОЙ ПРОДУКЦИИ В ОНО ОПХ «1 МАЯ» ГОРОДСКОГО ОКРУГА САРАНСК

Автор бакалаврской работы:



Н. И. Терехин

Обозначение бакалаврской работы: БР-02069964-35.03.06-12-19

Направление: 35.03.06 - Агроинженерия

Руководитель работы

докт. тех. наук, проф.

Нормоконтролер



А. В. Котин

Е. А. Радайкина

Саранск
2019

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. Н. П. ОГАРЁВА»

Институт механики и энергетики
Кафедра механизации переработки сельскохозяйственной продукции

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой МПСХП
д-р тех. наук, проф.

Котин А. В.

« 14 » января 2019 г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
(в форме бакалаврской работы)

Студент: Терехин Никита Игоревич

1 Тема: Совершенствование технологического оборудования для хранения молочной продукции в ОАО ОПХ «1 Мая» городского округа Саранск

Утверждена по МордГУ № 120-с от 14.01.2019 г.

2 Срок представления проекта к защите: 01.06.2019 г.

3 Исходные данные для проектирования: годовые бухгалтерские отчеты предприятия, результаты производственной практики, патентная и техническая литература.

4 Содержание пояснительной записки:

4.1 Технико-экономическое обоснование

4.2 Конструкторская часть

4.3 Автоматическое регулирование температурного режима камер холодильника

5 Перечень графического материала:

5.1 План холодильной камеры

5.2 Технологическая схема холодильной установки

6 Приложения

Руководитель работы:

А. В. Котин

Задание принял к исполнению: « 14 » января 2019 г.

Н. И. Терехин

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Количество листов	Примечание
1	A4	БР-02069964-35.03.06-12-19	<u>Документация текстовая</u> Пояснительная записка	96	
			<u>Документация графическая</u>		
2	A3	БР-02069964-35.03.06-12-19	План холодильной камеры	1	
3	A3	БР-02069964-35.03.06-12-19	Технологическая схема холо- дильной установки	1	
4	A3	БР-02069964-35.03.06-12-19	Конденсатор КТГ-40	1	
5	A3	МКЦС 067349.001	Решетка трубная	1	
6	A3	МКЦС 067342.003	Обечайка	1	
7	A3	МКЦС 752635.002	Перегородка	1	
8	A4	МКЦС 302665.004	Компенсатор	1	
9	A4	МКЦС 302631.005	Фланец	1	

					БР-02069964-35.03.06-12-19		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Терехин					
Провер.		Котин				3	96
И. контр.		Радайкина			ИМЭ 402 гр. д/о		
Утв.		Котин					

Совершенствование технологического оборудования для хранения молочной продукции в ОАО ОПХ «1 Мая» городского округа Саранск
Ведомость бакалаврской работы

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка содержит 96 листов, 19 рисунков, 11 таблиц, 27 формул, 10 источников использованной литературы.

РАЗРАБОТКА, ХРАНЕНИЕ, КАМЕРА, ОХЛАЖДЕНИЕ, МОЛОКО, АНАЛИЗ, РАСЧЕТ, ВНЕДРЕНИЕ, ЭФФЕКТИВНОСТЬ.

Объектом разработки является камера для хранения молока и продуктов его переработки в ОНО ОПХ «1 Мая» городского округа Саранск.

Цель работы - проектирование камеры для хранения молочных продуктов в ОНО ОПХ «1 Мая» городского округа Саранск.

В результате проведенной работы разработана камера для хранения молочных продуктов, отвечающая требованиям производства.

В настоящем проекте разработана холодильная камера, имеющая в своем составе камеру для хранения молока и молочных продуктов.

В работе проведен калорический расчет, тепловой и конструктивный расчет и подбор основных элементов технологической схемы.

В результате расчетов выбраны конденсаторы для камер охлаждения, навесные воздухоохладители и вспомогательное оборудование. Также, для оборотной системы водоснабжения градирни, подобран насос

Степень внедрения - учебная.

Разработанная конструкция камеры рекомендуется к внедрению на всех малых предприятиях молокоперерабатывающей промышленности.

Эффективность разработанной конструкции камеры определяется ее улучшенными технологическими показателями, низким потреблением энергоносителей и малыми затратами времени на техническое обслуживание и ремонт.

					БР-02069964-35.03.06-12-19			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Совершенствование технологического оборудования для хранения молочной продукции в ОНО ОПХ «1 Мая» городского округа Саранск Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Терехин					4	96
Провер.		Котин				ИМЭ 402 гр. д/о		
Н. контр.		Радайкина						
Утв.		Котин						

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 Технико-экономическое обоснование	7
1.1 Описание и анализ предприятия ОНО ОПХ «1 Мая»	7
1.2 Анализ способов охлаждения помещений	16
1.3 Системы охлаждения	21
1.4 Рабочие тела для холодильной установки	29
1.5 Технико-экономического обоснование	30
2 Конструкторская часть	37
2.1 Калорический расчет	37
2.2 Выбор расчетного режима. Расчет холодильного цикла	65
2.3 Тепловой расчет и выбор компрессора	69
2.4 Тепловой конструктивный расчет узла конденсации	75
2.5 Тепловой конструктивный расчет испарительной системы	84
2.6 Расчет выбора вспомогательного оборудования	86
2.7 Описание спроектированного варианта	89
3 Автоматическое регулирование температурного режима камер холодильника	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	95
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	96

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ВВЕДЕНИЕ

Последнее время наблюдается ускоренное развитие сети предприятий торговли и общественного питания, в частности, увеличение количества магазинов с прогрессивной формой торговли - самообслуживанием, создание крупных заготовочных фабрик по выпуску полуфабрикатов и продукции высокой степени готовности и централизованное снабжение ими предприятий общественного питания, расширение специализированных предприятий быстрого обслуживания.

В связи с этим резко возрастает потребность в холодильном оборудовании для кратковременного хранения и реализации пищевых продуктов, к нему предъявляются дополнительные требования, обусловленные внедрением индустриальных технологий прогрессивных форм товародвижения и реализации продукции.

Вместе с тем общий уровень развития холодильной техники в нашей стране отстает от современных требований и уровня, достигнутого в развитых странах. Периоды застоя и перестройки отразились и на состоянии холодильного хозяйства, которое нуждается в коренном переоборудовании, направленном на ускорение научно-технического прогресса в этой области.

В настоящем проекте разработана холодильная камера для хранения молочных продуктов.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1 Технико-экономическое обоснование

1.1 Описание и анализ предприятия ОНО ОПХ «1 Мая»

Федеральное государственное унитарное предприятие «1 Мая» (далее - Предприятие) является правопреемником Опытно-производственного хозяйства «1 Мая», Мордовской государственной республиканской сельскохозяйственной опытной станции, созданного в соответствии с приказом Минсельхоза РСФСР от 8 февраля 1979 г. № 180 в результате преобразования колхозов «1мая» и «17 парт-съезда» Кочкуровского района Мордовской АССР.

Согласно постановлению Совета Министров РСФСР от 17 января 1979 года № 38 Мордовская государственная республиканская сельскохозяйственная опытная станция с сетью опытно-производственных хозяйств передана из ведения Министерства сельского хозяйства РСФСР в непосредственное подчинение Отделения ВАСХНИЛ по Нечернозёмной зоне РСФСР.

Указом Президента Российской Федерации от 30 января 1992 г. № 84 «О Российской академии сельскохозяйственных наук» на базе Российской академии сельскохозяйственных наук и Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук создана единая Российская академия сельскохозяйственных наук, которой передано Предприятие.

В соответствии с Федеральным законом от 27 сентября 2013 г. № 253-ФЗ «О Российской академии наук, реорганизации государственных академий наук и внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» и распоряжением Правительства Российской Федерации от 30 декабря 2013 г. № 2591-р Предприятие передано в ведение Федерального агентства научных организаций (далее – ФАНО России).

Основные виды деятельности:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- организация и обеспечение выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ, предусмотренных тематическими планами Института;

- организация инновационной и внедренческой деятельности в области сельского хозяйства; обеспечение роста урожайности возделываемых сельскохозяйственных культур в зоне рискованного земледелия, продуктивности животных, увеличение производства продукции, снижение её себестоимости, повышение рентабельности производства; изучение, разработка и внедрение новых управленческих и организационных систем в сельскохозяйственную практику;

- разведение, выращивание и реализация животных;

- производство, переработка, хранение и реализация сельскохозяйственной продукции;

- производство и реализация элитных семян и зерновых культур.

Фирменное наименование Предприятия:

полное - федеральное государственное унитарное предприятие «1 Мая»;

сокращённое - ФГУП «1 Мая».

Предприятие является коммерческой организацией.

Предприятие является опытно-производственной (экспериментальной) базой Федерального государственного бюджетного научного учреждения Мордовского научно-исследовательского института сельского хозяйства Российской академии сельскохозяйственных наук (далее - Институт), а также иных учреждений, подведомственных ФАНО России, в соответствии с программой деятельности Предприятия и стратегией развития Предприятия.

Отрасль – сельское хозяйство.

Место нахождения (юридический, почтовый адрес) предприятия: Российская Федерация, 430905, Республика Мордовия, г. Саранск, с. Горяйновка, ул. Орлова, д. 5в.

Адрес электронной почты, контактный телефон:

fgup1maj@mail. ru (88342) 25-95-20; 25-95-11.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ИНН 1328028552; КПП 132801001; ОГРН 1021301118695.

Присвоенные коды статистики: Коды статистики: ОКПО – 05373255, ОКАТО - 89401907001, ОКТМО - 89701000106, ОКОГУ – 1330612, ОКФС – 12, ОКОПФ - 15241.

Штатная и фактическая численность по состоянию на 01.09.2018г: 125 единиц, фактическая численность 115 человек.

Наличие представительств и филиалов Предприятие не имеет.

Юридические лица, учредителем которых является организация – отсутствуют.

Должностные лица

- Врио директора Иванов Юрий Максимович, действующий на основании приказа ФАНО России от 13 июня 2017 г. № 513 п/о;

- главный бухгалтер – Ядрова Нина Владимировна, действующая на основании приказа Предприятия от 23 августа 2003 г. № 82.

Статус организации – ФГУП.

Размер уставного фонда Предприятия составляет 500 000 рублей.

Географическое расположение, характеристика климатических и почвенных условий.

Землепользование ФГУП «1 Мая» расположено в юго-восточной части Октябрьского района г. Саранска Республики Мордовия. Границы земельного массива предприятия объединяют 5 поселений: Грибоедово, Ивановка, Горяйновка, Танеевка, Напольная Тавла. Центральным населенным пунктом является с. Горяйновка. Расстояние до республиканского центра и ближайшей железнодорожной станции г. Саранска составляет 15 км.

По своему географическому положению территория хозяйства входит в зону лесостепи с умеренно-континентальным климатом. Характеризуется сравнительно жарким летом, морозной зимой и устойчивым снежным покровом. Среднегодовая температура воздуха составляет +3,70 С.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Наиболее холодным периодом зимы является обычно вторая половина января и первая половина февраля. Самая низкая температура воздуха в среднем за месяц $-12,10^{\circ}\text{C}$. Абсолютный минимум температуры воздуха достигает -42°C . Самый теплый месяц - июль, с температурой воздуха $+20^{\circ}\text{C}$. Максимальная температура воздуха в отдельные годы повышается до $35-37^{\circ}\text{C}$. Продолжительность теплового периода со среднесуточной температурой выше 0°C составляет 213 дней. Холодный период продолжается 152 дня. В целом территория относится к зоне неустойчивого увлажнения, для нее характерны как годы и сезоны с достаточным, иногда избыточным увлажнением, так и засушливым.

Вегетационный период растений начинается при температуре воздуха $+5^{\circ}\text{C}$ и продолжается 175-180 дней, что позволяет выращивать большое количество зерновых, зернобобовых, кормовых культур, а также многолетних трав. Начинается этот период с 16-18 апреля и заканчивается 10-13 октября. Активный рост большинства сельскохозяйственных культур начинается при высоких температурах ($+10^{\circ}\text{C}$ и выше). Продолжительность периода с температурой выше $+10^{\circ}\text{C}$ составляет 139 дней (с 6 мая-22 сентября), отклоняясь в отдельные годы от 120 до 160 дней. От продолжительности этого периода, обеспеченности его теплом и влагой зависит рост и развитие посевов, степень вызревания сельскохозяйственных культур и их урожайность.

Агроклиматические условия обязывают проводить полевые работы в сжатые сроки и на высоком агротехническом уровне. И хотя в целом агроклиматические условия хозяйства носят изменчивый характер, но в обычные годы являются достаточно благоприятными для выращивания зерновых культур.

По рельефу территория представляет собой слабоволнистую равнину. Господствующими элементами рельефа являются слабополосые склоны водораздела.

Гидрографическая сеть на территории землепользования представлена рекой Тавла, небольшой речкой Атемарка и ручьями по дну оврагов.

Естественная травянистая растительность сохранилась по склонам оврагов.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Почвы хозяйства представлены серыми, темно-серыми лесными расположенными на слабоволнистой равнине и черноземами различного механического состава занимающие равнины и пологие склоны.

Отсюда можно сделать вывод, что в целом местоположение предприятия, почвенно-климатические условия в хозяйстве благоприятны для развития сельскохозяйственного производства, характерного для данного региона.

Таблица 1.1. - Структура земельных угодий ФГУП «1Мая», га

Показатель	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2018 в % к 2016
Общая земельная площадь	6499	6499	6499	100
В т.ч. с-х угодья, из них:	6048	6048	6048	100
пашня	5190	5190	5190	100
сенокосы	45	45	45	100
пастбища	813	813	813	100
в т.ч. улучшенные пастбища	12	12	12	100
Лесные массивы	77	77	77	100
Древесно-кустарниковые растения	98	98	98	100
Пруды и водоемы	14	14	14	100
Приусадебные участки	37	37	37	100
Прочие земли	225	225	225	100
Удельный вес с.-х. угодий в общей площади, %	93,1	93,1	93,1	100
В том числе: пашня	79,9	79,9	79,9	100
пастбища	12,5	12,5	12,5	100
сенокосы	0,79	0,79	0,79	100

Таблица 1.2 - Основные показатели финансово-хозяйственной деятельности
ФГУП «1 Мая» 2016-2018 гг.

Показатели	Ед. изм.	2016 г.	2017 г.	2018 г.
Растениеводство				
Площадь посевов, всего	га	4400	4550	4550
в т.ч. зерновых культур	га	1950	1850	1950
Удельный вес посевов в площади пашни	%	85	88	88
Урожайность зерновых	ц/га	22,7	25,2	27,0
Производство				
зерна (бункерный вес)	т	4422	4663	5259
зерна (в весе ПД)	т	3944	4122	4788
Реализовано зерна - всего	т	2146	3290	3673
Произведено семян - всего	т	2334	2067	2195
Реализовано семян	т	727	1559	1201
Цена реализации 1ц зерна	руб.	1214	1246	1117
Внесено мин. удобрений	физ.в.т/ т д.в.	205/ 69,7	302/ 103	212/ 74,8
в т.ч. на 1 га посевов	кг д.в.	22	25,6	21,5
Производство				
сена	т	275	340	270
сенаж	т	4375	3700	6100
силос	т	4210	13350	4725
Заготовлено кормов	ц к.ед	35394	42450	35378
в т.ч. на 1 усл. гол.	ц к.ед	38,8	47,2	39
Себестоимость 1 ц продукции				
зерна	р.	860	893	789
сена	р.	80	156	97

сенажа	р.	82	99	89
силоса	р.	77	66	63
Выручка от реал-ии прод. раст-ва	тыс.р.	26051	41036	41025
в т.ч. зерно	тыс.р.	26046	41009	41025
Себестоимость рализ-ой прод. раст-ва	тыс.р.	19219	30367	32681
в т.ч. зерно	тыс.р.	19216	30367	32671
Прибыль (+), убыток (-) от реал-ии продукции растениеводства	тыс.р.	6832	10642	8344
в т.ч. зерно	тыс.р.	6830	10642	8354
Рентабельность от реализованной продукции растениеводства	%	36	35	26
в т.ч. зерно	%	36	35	26

Животноводство

Поголовье скота				
КРС	гол.	1212	1208	1222
в т.ч. коров	гол.	450	450	450
Производство				
молоко	т	3381	3435	3672
мясо КРС (в жив. в.) всего	т	126	133	131
Реализовано: молоко	т	3050	3265	3451
мясо КРС в жив. весе	т	108	123	112
Цена реализации 1ц по видам				
молоко	р.	1725	1741	1776
мяса КРС	р.	6419	7849	8135
Себестоимость 1 ц продукции				
молоко	р.	1345,5	1296,6	1316

привес КРС	р.	12190	11863	11956
Продуктивность				
надой на 1 фур. корову	кг	7513	7633	8160
среднесуточный привес КРС	гр	423	456	420
приплод телят - всего	гол.	477	451	452
выход телят на 100 коров	гол.	93	91	91
Падеж крупно-рогатого скота	гол.	-	1	-
Выручка от реал-ии прод. живот-ва	тыс.р.	59548	66486	70394
в т.ч. молоко	тыс.р.	52615	56833	61283
мясо КРС в жив. весе	тыс.р.	6933	9653	9111
Себестоимость реализованной продукции животноводства	тыс.р.	56560	60644	66268
в т.ч. молоко	тыс.р.	40217	42334	49525
мясо КРС в жив. весе	тыс.р.	14365	18310	16743
Прибыль (+), убыток (-) от реал-ии продукции живодноводства	тыс.р.	2988	5842	4126
в т.ч. молоко	тыс.р.	12398	14499	11758
мясо	тыс.р.	-7432	-8657	-7632
Рентабельность от реал-ии прод. жив-ва.	%	5	10	6
молоко		31	34	24
привес		-52	-47	-46
Экономические показатели				
Стоимость валовой продукции с/х	тыс.р.	117747	129975	132124
в т.ч. растениеводство	тыс.р.	45948	56529	49498
животноводство	тыс.р.	71799	73446	82626
Среднегодовая численность работников	чел	121	120	115
в т.ч.: занятых в с/х производстве	чел	120	120	115

Фонд заработной платы - всего	т/р.	21872	22656	24034
Среднемесячная зарплата 1 работника	р.	15063	15733	17416
Производительность труда на 1 чел.	т/р.	973	1083	1149
Стоимость основных средств	т/руб	82891	84646	80382
Наличие на конец года: тракторов	шт	19	19	19
зерноуборочных комбайнов	шт	7	7	7
грузовых автомобилей	шт	12	12	12
Нагрузка: на 1 трактор пашни	га	273	273	273
на 1 зерноубор. комбайн зерновых	га	278	278	278
Расход эл. энергии-всего	тыс/кВт	925		862
	т/р.	4469	4670	5404
Расход ГСМ	т/р.	10680	11744	10701
Расход з/частей	т/р.	5700	6200	5918
Финансовые показатели				
Выручка от реализации продукции и услуг	тыс.р.	89297	109190	114224
Себестоимость реал. пр-ции.	тыс.р.	78868	98404	101738
Финансовый результат от реализации с/х продукции и услуг	тыс.р.	10429	10786	12486
Финансовый результат-прибыль в целом от хозяйственной деятельности (по балансу)	тыс.р.	357	537	713
Рентабельность хозяйственной деятельности в целом (по балансу)	%	0,4	0,5	0,6
Рентабельность от реализации продукции и услуг	%	12	17	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БР-02069964-35.03.06-12-19

Лист

15

1.2 Анализ способов охлаждения помещений

Для поддержания в охлаждаемых помещениях требуемых параметров воздушной среды (температуры и относительной влажности) в них устанавливают теплообменные аппараты, представляющие собой составную часть холодильной машины. Эти теплообменные аппараты, называемые камерными приборами охлаждения, предназначены для отвода теплоты из охлаждаемых помещений и передачи ее охлаждающей среде, циркулирующей в приборах охлаждения.

Способы охлаждения в зависимости от вида охлаждающей среды подразделяются на два вида (рисунок 1.1): непосредственный способ охлаждения; способ охлаждения с помощью хладоносителя.

При непосредственном способе охлаждения теплота отводится из охлаждаемых помещений с помощью кипящего хладагента. Охлаждающие приборы располагаются непосредственно в помещениях и служат испарителями холодильной установки.

При охлаждении хладоносителем теплота отводится из охлаждаемых помещений с помощью промежуточной среды (хладоносителя), которая передает эту теплоту кипящему хладагенту, находящемуся в испарителе холодильной установки. В камерных приборах охлаждения хладоноситель нагревается за счет отвода теплоты из охлаждаемого помещения.

Способ охлаждения хладоносителем иногда называют рассольным из-за применения наиболее распространенных хладоносителей - водных растворов солей (растворов). Но это не всегда справедливо, так как для создания низких температур можно использовать органические соединения (например, этиленгликоль), а для температур выше 0 °С - воду.

Применение того или иного способа охлаждения обуславливается его технико-экономическими показателями, а также особенностями, влияющими на технологический процесс.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Во-первых, непосредственный способ охлаждения проще по технологическому оборудованию, так как в нем отсутствуют испаритель для охлаждения хладоносителя И и насос НР, обеспечивающий его циркуляцию (см. рисунок 1.1).

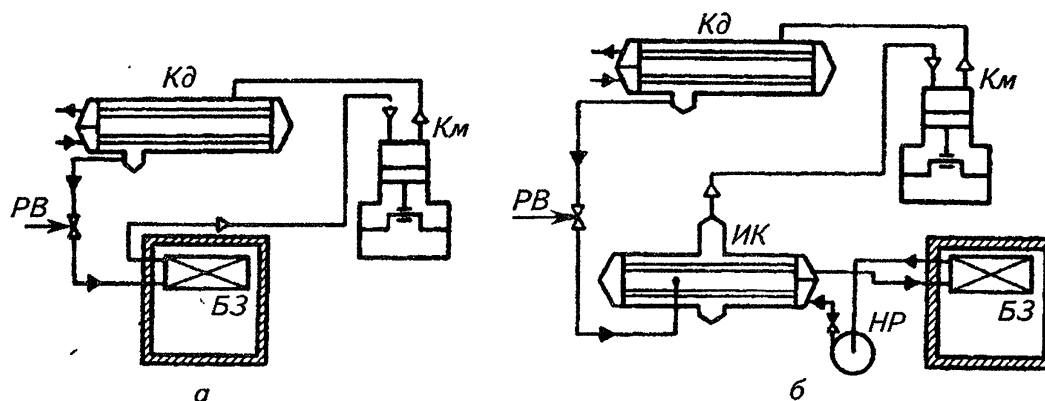


Рисунок 1.1 - Способы охлаждения помещений: а - непосредственный;
б - способ охлаждения хладоносителем

Вследствие этого для создания установки, в которой реализован непосредственный способ охлаждения, требуются меньшие первоначальные (капитальные) затраты по сравнению с затратами на установку с хладоносителем.

Кроме того, применяемые в настоящее время хладагенты не взаимодействуют с черными металлами, а большинство хладоносителей (вода, рассолы), несмотря на использование веществ, замедляющих коррозию, активны по отношению к металлам. Коррозия аппаратов и трубопроводов может существенно сократить долговечность системы с охлаждением хладоносителем.

Непосредственный способ охлаждения по сравнению со способом охлаждения хладоносителем связан с необходимостью меньших эксплуатационных затрат (расхода электроэнергии). Это объясняется, во-первых, тем, что при одинаковых температурах воздуха в камерах t_b непосредственный способ охлаждения осуществляют при более высоких температурах кипения

$$t_0 = t_в - (7 \dots 10), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.1)$$

При охлаждении хладоносителем появляется дополнительная разность температур между хладоносителем и кипящим хладагентом в испарителе (обычно в пределах 4...6 К), вызывающая понижение температуры кипения t_{02} ,

Поэтому

$$t_{02} = t_в - (11 \dots 16), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

так как

$$t_{02} = t_p - (4 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C}; t_p = t_в - (7 \dots 10) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1.3)$$

где t_p - средняя температура хладоносителя.

Во-вторых, при охлаждении хладоносителем расходуется электроэнергия на привод насоса НР, а также увеличивается тепловая нагрузка на компрессор, возникающая в результате превращения в теплоту работы насоса и подвода этой теплоты к компрессору.

Но непосредственному способу охлаждения присущ и ряд серьезных недостатков.

При нарушении плотности соединений в установке возникает опасность попадания хладагента в помещения, где работают люди. Особенно это опасно при использовании токсичных хладагентов (например, аммиака).

Недостатками непосредственного способа охлаждения долгое время были трудность распределения жидкого хладагента по приборам охлаждения в соответствии с тепловой нагрузкой при разветвленной системе охлаждения и сложность защиты компрессора от влажного хода. Это связано с тем, что хладагент должен подаваться в приборы охлаждения в соответствии с теплопритоками в помещения, которые изменяются во времени в широком диапазоне, и при ручном регулировании это трудоемкая задача. В результате может произойти переполнение

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

приборов охлаждения в одних помещениях и наблюдаться недостаток хладагента в приборах охлаждения других помещений. Переполнение же приборов охлаждения хладагентом служит причиной влажного хода компрессора и может вызвать гидравлический удар. К недостаткам системы непосредственного охлаждения относится также повышенная опасность пожара.

При автоматизации процесса регулирования подачи жидкого хладагента в приборы охлаждения это положение несколько упрощается.

В настоящее время применяют в основном холодильные установки с непосредственным охлаждением, так как они более экономичны по капитальным и эксплуатационным затратам и более долговечны.

Но способ охлаждения хладоносителем еще достаточно широко распространен. Его целесообразно применять в следующих случаях:

1. Когда непосредственный способ охлаждения не может быть использован по условиям техники безопасности для людей, находящихся в охлаждаемых помещениях.

2. При расположении охлаждаемых помещений на расстоянии более 300 м от холодильной установки, так как при непосредственном охлаждении возникают потери давления во всасывающем трубопроводе и компрессор работает с пониженным давлением всасывания. Возникают дополнительные утечки хладагента в соединениях трубопроводов.

3. Когда по условиям технологического процесса необходим непосредственный контакт между хладоносителем и охлаждаемой средой (например, между водой и воздухом в оросительной камере кондиционера).

4. Когда по условиям эксплуатации не удастся обеспечить достаточную плотность соединений труб (например, в судовых холодильных установках из-за качки и дифферента судна возникают вибрации и деформации корпуса).

5. Когда на температуру кипения при непосредственном охлаждении оказывает существенное влияние гидростатическое давление столба жидкого хладагента, например в колонках для замораживания грунта в метро. Причем это влияние

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

сказывается во фреоновых холодильных установках больше, чем в аммиачных.

6. Когда разветвленную систему при ее большой вместимости необходимо заполнить дорогостоящим хладагентом, например фреоном.

7. Когда утечки хладагента в трубах или аппаратах могут привести к ухудшению качества продукта, например в пластинчатых охладителях молока.

8. Когда резкое повышение тепловой нагрузки может привести к недопустимому повышению давления хладагента в аппарате, например при отводе теплоты химической реакции.

В зависимости от способа передачи теплоты от охлаждаемых тел хладагенту или хладоносителю различают два метода охлаждения: контактный и бесконтактный. Каждый метод может быть осуществлен при непосредственном охлаждении и при охлаждении хладоносителем.

При контактном методе охлаждения охлаждаемое тело погружают в холодную (при охлаждении хладагентом кипящую) жидкость или орошают ею. Для этих целей широко применяют жидкий азот. Контактное охлаждение в жидком азоте (-195,8 °С) характеризуется быстрой скоростью процесса, простотой технологии, возможностью организации непрерывного процесса.

Контактный метод охлаждения эффективен, так как он характеризуется высоким коэффициентом теплоотдачи. Однако контактный метод не всегда можно осуществить из-за возможности взаимодействия обеих сред или недопустимых изменений в охлаждаемом теле.

При бесконтактном охлаждении, которое технически осуществить проще, передача теплоты происходит через среду или среды, разделяющие охлаждаемое и охлаждающее тела. Интенсивность процесса теплообмена зависит от термического сопротивления разделяющих сред.

Одной из разновидностей бесконтактного охлаждения является метод, при котором охлаждаемый продукт отделен от охлаждающей жидкости теплопроводной твердой средой. Например, в охладителях молока пластинчатого типа охлаждаемое молоко передает теплоту охлаждающей жидкости (рассолу) через метал-

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

лическую стенку, во фризерах замораживание смеси мороженого осуществляют кипящим хладагентом также через металлическую среду. Для замораживания субпродуктов в блоках широко используют плиточные морозильные аппараты (роторные), в которых теплообмен между продуктом и охлаждающей средой (хладагентом, рассолом), находящейся в каналах металлических плит, происходит через стенку этих плит и упаковку блока.

Другая разновидность бесконтактного охлаждения - передача теплоты от охлаждаемых продуктов к теплообменным аппаратам (внутри которых циркулирует охлаждающая жидкость) через подвижную газообразную среду (чаще всего воздух). Теплота передается в результате конвективного теплообмена воздухом и с помощью лучистого (радиационного) теплообмена, а потому интенсивность в этом случае значительно ниже, так как коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности охлаждаемых продуктов существенно меньше, чем к охлаждающим жидкостям. Однако этот метод универсален, поскольку таким путем могут охлаждаться тела любой формы, а контакт охлаждаемых продуктов с воздухом практически никогда не бывает противопоказан. Например, таким методом пользуются во всех камерах хранения охлажденных и мороженых продуктов на холодильниках.

1.3 Системы охлаждения

Бесконтактное охлаждение в зависимости от способа организации воздухо-распределения в охлаждаемых помещениях и типа охлаждающих приборов подразделяется на три вида: батарейное (или тихое), воздушное и смешанное. В соответствии с этим различают батарейную, воздушную и смешанную системы охлаждения.

При циркуляции воздуха в охлаждаемом помещении и соприкосновении его с охлаждающими приборами происходит не только его охлаждение, но и осушение. Холодный и осушенный воздух опускается в нижнюю часть камеры и, со-

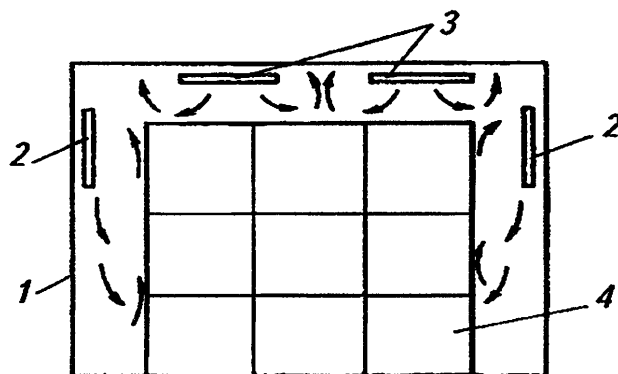
					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

прикасаясь с охлаждаемыми продуктами, отбирает от них теплоту и влагу, что приводит к потере массы обрабатываемых неупакованных продуктов, содержащих влагу.

При батарейной системе охлаждения в качестве приборов охлаждения используют батареи (потолочные и пристенные). При данной системе охлаждения возникает свободная конвекция воздуха из-за разностей плотностей воздуха у наружной поверхности приборов охлаждения и у поверхности охлаждаемых тел.

При расположении батарей у потолка или наружных стен происходит естественная циркуляция воздуха (рисунок 1.2). Так как у батарей воздух охлаждается и осушается, то он становится более плотным. У поверхности продуктов и стен он становится более теплым и влажным. Под влиянием этих двух факторов создается циркуляция воздуха. Скорость воздуха при батарейной системе охлаждения составляет 0,05...0,15 м/с.

При батарейной системе охлаждения из-за малой скорости движения воздуха возникает неравномерность распределения температуры и влажности воздуха по объему камеры. Например, у охлаждающих приборов температура может быть на 3...5 °С ниже, чем при удалении от них. Для обеспечения равномерного распределения параметров воздуха по объему помещения целесообразно применять батареи из гладких труб и размещать их по всей площади ограждений, через которые поступают максимальные теплопритоки. Но возникают трудности при оттаивании инея с поверхности батарей, уменьшается высота штабеля груза.



1 - камера; 2 - пристенные батареи; 3 - потолочные батареи; 4 - штабель продуктов

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Рисунок 1.2 - Циркуляция воздуха при батарейной системе охлаждения

На многих холодильниках широко распространены батареи из оребренных труб, которые размещают над грузовым проходом. Они более компактны, чем гладкотрубные. Использование оребренных труб позволяет в 2...2,5 раза сократить расход металла и в 3...4 раза снизить расход труб, а следовательно, на столько же уменьшить вместимость батарей по хладагенту.

Но в связи с тем, что значительные поверхности ограждений оказываются не защищенными от теплопритоков, возникает неравномерность распределения температуры по объему камеры. Наличие потолочных батарей в помещениях с положительными температурами воздуха приводит к таянию инея на поверхности батарей и стеканию талой воды на продукты. Поэтому нежелательно применять потолочные батареи в помещениях с $t > 0$ °С.

Так как объем хранения неупакованных продуктов достаточно велик, то разработаны системы охлаждения, позволяющие увеличить относительную влажность воздуха в охлаждаемых помещениях.

Одно из таких решений - использование теплозащитной рубашки с естественной или принудительной циркуляцией воздуха. В воздушных продухах (шириной 100... 150 мм) циркулирует воздух с помощью вентилятора, предварительно охлаждаясь во вне- камерных приборах охлаждения. При этом воздух отводит внешние теплопритоки через ограждения. Для отвода внутренних теплопритоков в камере расположены потолочные батареи небольшой теплообменной поверхности. Устройство теплозащитной рубашки связано с необходимостью увеличения капитальных затрат, уменьшает полезный грузовой объем камер, но все это может окупиться сокращением усушки продуктов.

Более гибкой и требующей меньших капитальных затрат оказалась система экранирования батарей ледяными экранами в камерах хранения неупакованных мороженных продуктов. Она чем-то напоминает теплозащитную рубашку, выполненную на действующем предприятии. Собирают экраны из деревянных рам, натягивая на них ткань. Экраны устанавливают на расстоянии 400 мм от батарей, и с

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

двух сторон на них намораживают слой льда 1...2 см. Благодаря сублимации льда в камере поддерживается высокая относительная влажность воздуха, которая значительно уменьшает усушку неупакованных продуктов. Периодически, по мере необходимости, на экранах восстанавливают слой льда. Чтобы защитить груз от усушки под влиянием теплопритока сверху, штабель покрывают тканью и намораживают лед толщиной 2...3 см. Кроме того, лед насыпают и под штабель для уменьшения влияния теплопритока через пол. Недостаток этой системы - большая трудоемкость при первичном намораживании льда и при его восстановлении.

Один из вариантов создания теплозащитной рубашки - панельная система охлаждения. Все ограждения камеры отделяются от внутреннего объема металлическими стенками с приваренными к ним змеевиками приборов охлаждения (панели). Между панелями и ограждениями создается воздушный продух шириной 200 мм. Таким образом, все внешние и внутренние теплопритоки будут отводиться панелями, а температура воздуха в камере близка к температуре кипения хладагента, отсюда относительная влажность воздуха в камере будет приближаться к 100 %. Но у этой системы есть существенные недостатки - большой расход металла на изготовление панелей, а также сложность удаления талой воды при оттаивании панелей со стороны воздушного продуха.

Системы воздушного охлаждения в настоящее время наиболее перспективны.

При воздушной системе охлаждения в камеру поступает воздух, охлажденный в приборах охлаждения - воздухоохладителях. Охлаждая камеру, воздух теплеется и увлажняется. Проходя через воздухоохладители (рисунок 1.3), он вновь охлаждается и осушается.

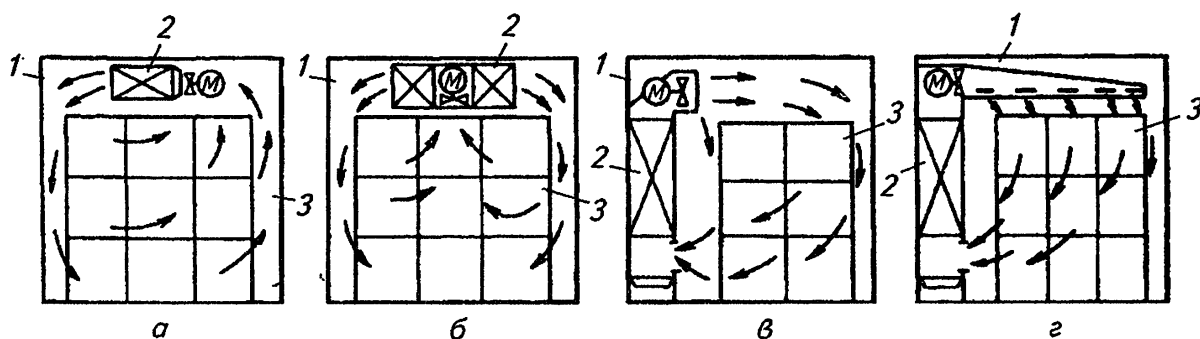
Воздухоохладители создают принудительную циркуляцию воздуха в камерах. Скорость воздуха может достигать 10 м/с. При такой скорости циркуляции воздух хорошо перемешивается, вследствие чего создается равномерность параметров воздушной среды по объему камеры.

Более высокие скорости движения воздуха интенсифицируют процесс теп-

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

лообмена как между охлаждаемым телом и воздухом, так и между воздухом и приборами охлаждения. Это объясняется тем, что коэффициент теплоотдачи при воздушной системе охлаждения возрастает в 3-4 раза. Вследствие этого сокращается продолжительность охлаждения продуктов.

Но с увеличением скорости движения воздуха интенсифицируется процесс испарения влаги с поверхности неупакованного продукта и возрастает конденсация ее на теплообменной поверхности воздухоохладителей. Поэтому при длительном хранении продуктов, с поверхности которых может испаряться влага, потери массы будут больше, чем при батарейной системе охлаждения.



1 - камера; 2 - воздухоохладитель; 3 - штабель продуктов

Рисунок 1.3 - Системы воздушного охлаждения помещений: а, б - использование подвесных воздухоохладителей; в, г - использование постаментных воздухоохладителей

При анализе воздушной и батарейной систем охлаждения следует учитывать, что главной статьей первоначальной стоимости камерного холодильного оборудования является стоимость труб приборов охлаждения. Потребность в трубах уменьшается пропорционально коэффициенту теплоотдачи, поэтому применение воздухоохладителей позволяет снизить расход труб в 3...4 раза по сравнению с расходом труб при батарейном охлаждении. Но при использовании воздухоохладителей расходуется электроэнергия на работу вентиляторов. Кроме того, эта энергия, превращаясь в теплоту, увеличивает тепловую нагрузку на компрессоры, что приводит к увеличению холодопроизводительности компрессоров и

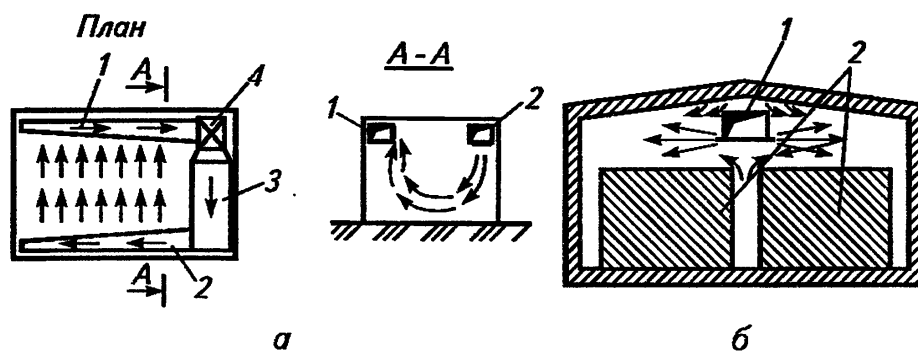
мощности их электродвигателей. В результате этого при воздушной системе возрастают эксплуатационные затраты.

Таким образом, к основным преимуществам воздушного охлаждения относятся:

- принудительная циркуляция воздуха, благодаря которой интенсифицируется теплообмен между ним и продуктом;
- возможность предварительного охлаждения и осушения наружного воздуха, подаваемого в камеры для вентиляции;
- равномерность распределения параметров по объему камеры; большая возможность, чем при батарейном охлаждении, регулирования температуры и влажности в камерах.

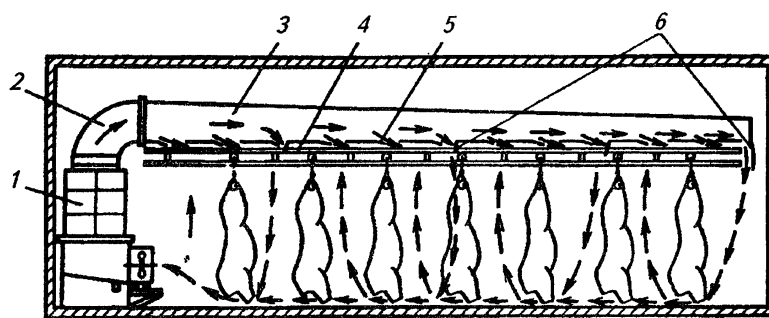
Воздушную систему охлаждения камер в настоящее время применяют в камерах холодильной обработки продуктов, а также в камерах хранения охлажденного и мороженого упакованного груза.

По способу подачи воздуха в охлаждаемые помещения различают канальную и бесканальную системы воздушного охлаждения. Канальные системы, в свою очередь, подразделяются на одноканальные и двухканальные.



а - двухканальная система: 1 - вытяжной канал; 2 - приточный канал; 3 - воздухоохладитель; 4 - вентилятор; б - одноканальная система: 1 - канал; 2 - штабели продуктов

Рисунок 1.4 - Системы воздушного охлаждения



1 - постаментный воздухоохладитель Я10-ФВП; 2 - коллектор; 3 - воздухоораспределитель; 4 - подвесной путь; 5 - приточная щель; 6 - отсекатели

Рисунок 1.5 - Камера холодильной обработки с постаментным воздухоохладителем

При двухканальной системе (рисунок 1.4, а) воздух из охлаждаемых камер по каналу 1 отсасывается вентилятором 4 и прогоняется через воздухоохладитель 3, в котором охлаждается и осушается, и по каналу 2 нагнетается обратно под потолком камеры.

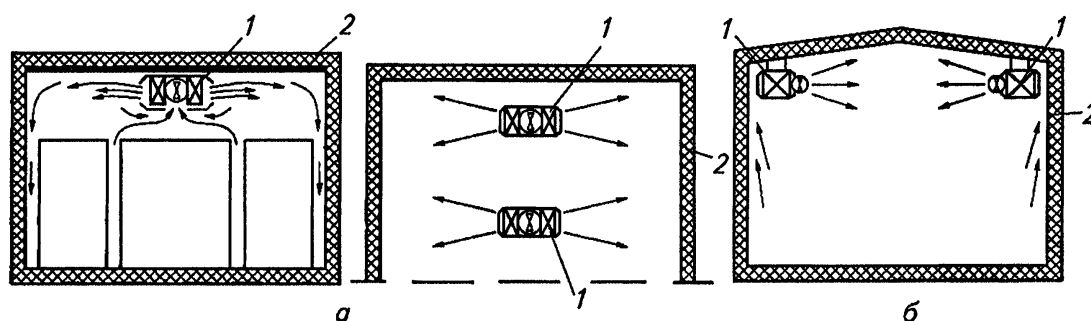
При одноканальной системе (рисунок 1.4, б) в камере находится только нагнетательный канал. Воздух всасывается через окно в корпусе воздухоохладителя, охлаждается и нагнетается по каналу, проложенному над грузовым проходом. Холодный воздух поступает в охлаждаемое помещение через круглые или щелевые сопла, создавая равномерную циркуляцию воздуха по всему объему камеры.

В канальных системах воздушного охлаждения обычно применяют постаментные воздухоохладители (рисунок 1.5).

При канальной системе охлаждения наблюдается большая скорость движения воздуха вблизи окон нагнетания, в большей же части помещения скорость движения воздуха незначительно выше скорости при естественной циркуляции. Каналы занимают часть объема помещения, ухудшают его использование, увеличивается расход металла на систему охлаждения, возрастает расход электроэнергии из-за необходимости преодоления аэродинамического сопротивления в каналах.

Широко применяют бесканальную систему охлаждения, которая лишена этих недостатков. При бесканальной системе часто используют подвесные потолочные воздухоохладители. Вентиляторы воздухоохладителей создают направленное движение воздуха в камере. Воздухоохладители размещаются под покрытием помещения и не занимают грузовой объем. В зависимости от размера камеры, типа и конструкции воздухоохладителя они могут размещаться у стены или в середине помещения по одному или по два на пролет (рисунок 1.6).

Кроме того, применяют бесканальную систему с сосредоточенной раздачей воздуха через насадки. В качестве насадок используют цилиндрические или конические суживающиеся сопла.



1 - воздухоохладитель; 2 - камера

Рисунок 1.6 - Схема охлаждения: а - с одним воздухоохладителем на пролет;
б - с двумя воздухоохладителями на пролет

При смешанной системе охлаждения в камерах холодильника в качестве приборов охлаждения используют батареи и воздухоохладители.

Такую систему применяют в камерах, предназначенных для хранения или мороженных, или охлажденных грузов.

По способу размещения основного холодильного оборудования системы охлаждения разделяются на системы централизованного и децентрализованного холодоснабжения.

При централизованной системе холодоснабжения проектируют машинное отделение, в котором размещается основное и вспомогательное холодильное обо-

рудование. Размещение вспомогательного оборудования в одном помещении облегчает его обслуживание в течение всего рабочего времени, что особенно важно для крупных аммиачных холодильных установок. Поэтому на холодильниках вместимостью более 1500 т с аммиачными холодильными установками целесообразно применять централизованное холодоснабжение.

К недостаткам централизованной системы холодоснабжения относятся:

- сравнительно большая площадь машинного отделения по отношению к площади всего холодильника;
- сложность и длительность монтажа холодильной установки;
- прокладка разветвленной сети трубопроводов;
- наличие большого количества запорной арматуры.

В последние годы широкое применение находит децентрализованная система холодоснабжения, которая позволяет сократить сроки монтажа холодильных установок, исключить необходимость в строительстве машинного отделения. Используют полностью автоматизированные фреоновые холодильные машины с высокой степенью заводской готовности. В основном устанавливают конденсаторы с воздушным охлаждением, поэтому нет необходимости в прокладке водяных трубопроводов, так как вода не используется.

1.4 Рабочие тела для холодильной установки

Поскольку рассматриваемый тип холодильной установки использует компрессор, относящийся к пароконденсационным, то рабочее тело, реализующее процесс получения низкотемпературного тепла в устройстве, должно совершать фазовый переход в расчётном диапазоне температур и давлений. Кроме этого рабочее тело – хладагент, должно отвечать некоторым другим теплофизическим, технологическим и экологическим требованиям.

Теплофизические свойства хладагента (фреона), такие, как r^* - теплота фазового перехода; h - энтальпия, v - удельный объем, P - давления в характерных

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

точках холодильного цикла, при заданных температурах испарения и конденсации, в значительной степени определяют конструкцию и габаритные размеры компрессора. Переносные свойства фреонов, такие, как c_p , c_v – изобарная и изохорная теплоемкости; λ - теплопроводность; ν - вязкость; ρ - плотность, в значительной степени определяют конструкцию и габаритные размеры теплообменного оборудования – конденсатора и испарителя.

Технологические характеристики хладагента влияют, например, на выбор смазочного масла для компрессора.

При современных экологических требованиях к технике, выбор хладагента определяется, в первую очередь, его воздействием на окружающую среду.

1.5 Технико-экономического обоснование

Разработку технико-экономического обоснование (ТЭО) начинаем с маркетинговых исследований. Это позволяет установить величины общего потенциала и общего объема рынка, развитие рынка (рост или сокращение), величины потенциала и объема сбыта, относящиеся непосредственно к проектируемому объекту. Анализируем внешнюю среду и факторы рынка, влияющие на проектируемый объект.

В ТЭО оцениваем объем закупок сырья, на основании численности населения и его структуры, рассчитаем совокупный денежный доход населения и его возможные затраты на покупку молочной продукции. Определяем потребность населения в цельномолочной продукции. Излишки производства молока в сырьевой зоне позволяют использовать молоко на масло, сыр, консервированные молочные продукты.

Расчеты представляем в виде таблиц 1.3, 1.4.

Минимальный размер оплаты труда (МРОТ) в 2019 г. составляет 11 280 рублей.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 1.3 - Расчет доходов населения и его затрат на молочную продукцию

Категория населения	Структура населения, %	Численность населения, чел.	Среднегодовой доход на 1 чел., р.	Общая сумма доходов, млн. р.	Возможные затраты на молочную продукцию, млн. р.
1. Дети	20	20000	0,7 МРОТ· 12= 46653,6	гр. 3·гр. 4= 933072000	
2. Пенсионеры	20	20000	46653,6	933072000	
3. Активная часть	55	55000	46653,6	2565948000	
4. Безработные	5	5000	1 МРОТ·12= 66648	333240000	
ИТОГО:	100	100000	206607	4765332000	До 20 % от гр. 5= 953066400

Примечание. Среднегодовой доход активного населения принимаем по статистическим данным, для пенсионеров – 40...50 % от дохода работающих.

Охлаждение молока ниже 0°C приводит к потере части молочного жира. Потому молоко следует хранить при температуре +2 °С.

Оптимальная температура хранения твердых сычужных сыров составляет – 4...0°C, относительная влажность воздуха в холодильной камере для хранения сыров должна составлять 85-90%. Творожные сыры можно хранить при температуре 0...+4°C. Такие температурные режимы позволяют замедлить биохимические процессы и сохранить структуру сычужных сыров. Необходимая влажность в холодильных камерах для хранения молочных изделий поддерживается за счет работы промышленных воздухоохладителей и системы приточно-вытяжной вентиляции. Важно настроить оборудование так, чтоб скорость циркуляции воздуха в холодильной камере составляла не более 0,4 м/с. при таких условиях хранения сыр не будет обветриваться или плесневеть, что позволяет уменьшить потери

массы и увеличить срок хранения сыра до полугода. Опытные технологи выбирают уровень влажности температуру в холодильной камере для хранения твердых сыров исходя из предполагаемых сроков реализации продукции и степени зрелости сыров. Самый большой срок хранения у плавленых и копченых сыров, такую продукцию можно хранить без потери вкусовых качеств больше года.

Хранение сливочного масла на предприятиях пищевой промышленности организовывается относительной влажности 80 %, а температура в холодильной камере устанавливается в зависимости необходимого срока хранения сливочного масла.

На промышленных предприятиях по переработке молока сливочное масло хранят в монолитах при температуре 0...5°C не более 72 часов, при сроке хранения до десяти дней температуру устанавливают на уровне 0...-12 °С, при хранении до пятнадцати дней температура хранения в холодильной камере понижается до —12...—18 °С. Фасованное масло всех видов оптимально хранить при температуре 2...—2 °С. Допускаются незначительные колебания температуры воздуха в холодильной камере для хранения сливочного масла в пределах ±1 °С. При разгрузке или загрузке камер допускается повышение температуры воздуха на 4°C.

Фасованное сливочное масло немедленно направляют в холодильную камеру с температурой не выше —18 °С, срок хранения сливочного масла исчисляются с момента фасовки. Температура фасованного масла при отгрузке из холодильных камер длительного хранения в точки продажи должна составлять не больше чем - 6 °С.

В холодильных камерах для длительного хранения масла следует уделить особое внимание системе приточно-вытяжной вентиляции, которая позволит поддерживать масло свежим длительное время, избегая обветривания и образования плесени. Важным условием является установка в морозильных камерах для хранения масла установка электронных контроллеров с функцией регулировки влажности.

ТЭО на строительство холодильной камеры включает в себя обоснование

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

выбора мощности проектируемой холодильной камеры.

Холодильная камера обеспечивают планомерное снабжение розничной торговой сети и предприятий общественного питания молочными продуктами.

Объем потребления зависит от численности «потребительского контингента» и норм потребления скоропортящихся продуктов.

«Потребительский контингент» - это количество населения, которое необходимо обеспечить продуктами, хранящимися на холодильниках. Молочные продукты предназначены для удовлетворения потребностей горожан, так как сельские жители получают скоропортящиеся продукты из собственных хозяйств.

Грузы на холодильную камеру поступают неравномерно, что зависит от сезонности местного производства (заготовок) и завоза.

Сезонность потребления менее резко выражена.

Размеры текущих запасов определяем исходя из месячного объема потребления по формуле

$$\begin{aligned} Q_m &= 6500 \text{ т}, \\ Q_{m.c} &= 1.6, \\ Z_{тек} &= \frac{Q_m}{Q_{m.c}} = \frac{6.5 \times 10^3}{1.6} = 4.063 \times 10^3 \text{ т}, \end{aligned} \quad (1.4)$$

где $Z_{тек}$ - месячный запас для текущего снабжения, т;

Q_m - потребление за счет местного производства, т;

$Q_{т.с}$ - оборот холодильника по операциям текущего снабжения, определяемый на основании средних сроков хранения скоропортящихся продуктов текущего снабжения.

Месячное поступление в сезонный запас

$$P_m = 3000 \text{ т},$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Z_{ав} = 2000 \text{ т,}$$

$$Q_{об} = 500 \text{ т,}$$

$$Z_{сез} = P_{м} + Z_{ав} - Q_{об} = 3 \times 10^3 + 2 \times 10^3 - 500 = 4.5 \times 10^3 \text{ т,} \quad (1.5)$$

где $Z_{сез}$ - месячное поступление в сезонный запас молочных продуктов, т;

$P_{м}$ - местное производство в определяемый период (месяц), т;

$Z_{ав}$ - завоз из других областей за месяц, т;

$Q_{об}$ - общий месячный объем потребления, т.

Размер сезонных запасов исчисляется нарастающим итогом (к запасам расчетного месяца прибавляют сезонные запасы месяца, предшествующего расчетному). Реализация продуктов из сезонного запаса начинается тогда, когда потребление их не обеспечивается местным производством.

Для периода реализации сезонных запасов определяют остатки их на конец каждого месяца.

Загрузка холодильника в течение года неравномерна, поэтому потребную холодильную емкость определяют по месяцу максимального хранения.

Молочные продукты хранятся в таре; при расчете необходимой распределительной емкости исключаем из общей массы массу тары, которая составляет 10-15% общей массы.

Нормы загрузки на кубометр емкости холодильника различны для отдельных видов продуктов, поэтому условную емкость холодильных камер определяют исходя из загрузки их мороженым мясом и установленных коэффициентов приведения (таблица 1.3).

Для сравнения холодильников по емкости введено понятие «условная емкость», под которой понимается емкость, заполненная мороженым мясом из расчета 0,35 т на 1 м³ грузового объема. При хранении в данном холодильнике (или камере) другого продукта емкость холодильника может оказаться больше или меньше условной. Так, сливочного масла в камере разместится вдвое больше, чем мяса. Для определения действительной емкости камер существуют нормы загруз-

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ки различными продуктами 1 м³ грузового объема. Чтобы облегчить пересчет условной емкости в действительную для данного продукта и обратно пользуются коэффициентами пересчета. Если известна условная емкость камеры, то для получения фактической, условную емкость необходимо разделить на коэффициент пересчета. Если же известна фактическая емкость по определенному грузу, то для получения условной, фактическую емкость умножают на соответствующий коэффициент.

Молочная продукция поставляется и хранится в специфической таре, которая не всегда позволяет получать высокие штабеля. Поэтому на предприятиях молочной промышленности действуют несколько другие нормы загрузки 1 м³ грузового объема, которые приведены в таблице 1.4 (в числителе - масса нетто, в знаменателе - масса брутто), а высоту штабеля выбирают в зависимости от способа укладки груза.

Стопроцентная загрузка холодильника в течение года практически невозможна, поэтому общую потребность в холодильной емкости корректируют коэффициентом 0,9, характеризующим ее использование.

Таким образом, общая потребность в холодильной емкости

$$\begin{aligned}
 K_{исп} &= 0.9, \\
 B &= 1, \\
 V &= 0.3 \cdot 3_{сез} = 0.3 \cdot 4.5 \times 10^3 = 1.35 \times 10^3 \text{ м}^3, \\
 W &= \frac{V \cdot B}{K_{исп}} = \frac{1.35 \times 10^3}{0.9} = 1.5 \times 10^3 \text{ м}^3,
 \end{aligned}
 \tag{1.6}$$

где W - общая потребность в холодильной емкости м³;

V - максимальная потребная емкость для единовременного хранения текущих и сезонных запасов, т;

B - коэффициент, учитывающий необходимую емкость для прочих запасов;

K_{исп} - коэффициент использования полезной емкости.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 1.4 - Нормы загрузки молочными продуктами 1 м³ грузового объема

Продукты	Норма загрузки грузового объема, т/м ³	Высота штабеля, м	Нагрузка на грузовую площадь, т/м ²	Коэффициент использования площади	Нагрузка на строительную площадь, т/м ²	Примечание
Молочные продукты в бутылках 0,5 л						
стопка 5 ящичков	0,22	1,22	0,29/0,72	0,70	0,20/0,51	-
пакет 30 ящичков	0,21	1,37	0,27/0,7	0,50	0,135/0,35	-
Молочные продукты в бумажных пакетах 0,5 л						
стопка 5 корзин	0,435	1,03	0,45/0,61	0,75	0,34/0,45	-
пакет 40 корзин	0,30	1,18	0,35/0,49	0,55	0,20/0,27	-
Сырково-творожные продукты (прямоугольные брикеты 0,1 кг)						
ящик деревянный	0,33	1,80	0,60/0,73	0,7	0,42/0,51	10 ящичков по высоте
пакет 35 ящичков	0,26	3,15	0,81/1,06	0,5	0,41/0,53	3 яруса
Сметана в кадках						
кадка диаметром 480, Н=620 мм	0,70	1,91	1,32/1,60	0,75	0,99/1,2	3 кадки по высоте
контейнер 8 кадок	0,35	4,06	1,41/1,91	0,65	0,92/1,24	3 яруса
Творог						
брикеты 0,5 кг в картонных ящиках	0,55	2,10	1,15/1,30	0,7	0,81 /0,91	10 ящичков по высоте
пакет 40 ящичков	0,47	4,8	2,25/2,63	0,7	1,57/1,84	4 яруса
брикеты массой 0,5 кг в деревянных ящиках	0,425	2,0	0,75/0,86	0,7	0,53/0,6	8 ящичков по высоте
пакет 25 ящичков	0,416	3,45	1,48/1,80	0,7	1,04/1,26	4 яруса

2 Конструкторская часть

2.1 Калорический расчет

Расчет теплопритоков в охлаждаемое помещение.

Расчет коэффициента теплопередачи.

Общий коэффициент теплопередачи многослойной ограждающей конструкции с последовательно расположенными слоями рассчитывают по формуле

$$k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \Sigma R + R_B) + R_{из}}, \quad (2.1)$$

где R_0 - общее сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции, $\text{м}^2/(\text{К}\cdot\text{Вт})$.

R_H - сопротивление теплопередаче соответственно с наружной или более теплой стороны охлаждения, $\text{м}^2/(\text{К}\cdot\text{Вт})$, $R_H = 1/\alpha_H$.

R_i - сопротивление теплопроводности i -того строительного слоя конструкции (кроме теплоизоляции), $\text{м}^2/(\text{К}\cdot\text{Вт})$.

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (2.2)$$

R_B - сопротивление теплоотдаче с внутренней стороны ограждения, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B}, \quad (2.3)$$

$R_{из}$ - сопротивление теплопроводности термоизоляционного слоя, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$R_i = \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}, \quad (2.4)$$

α_n, α_e - коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения Вт/(м²·К);

δ_l - толщина строительных слоев конструкции, м;

λ_l - коэффициент теплопроводности строительных слоев конструкции, Вт/(м²·К);

$\delta_{из}$ - толщина теплоизоляционного слоя, м;

$\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного слоя, Вт/(м²·К);

Расчетные значения коэффициентов теплопередачи выбирают из таблицы 8.1 [1].

Определение толщины теплоизоляционного слоя.

Чем больше значение коэффициента теплопередачи ограждения, тем больше теплоты будет проникать в охлаждаемый объем холодильника. Это приводит к необходимости в более мощной, а, следовательно, и более дорогой холодильной установке. Уменьшить теплоприток можно путем уменьшения k_0^{mp} , что достигается применением более эффективной теплоизоляции или увеличением ее толщины. Однако при этом возрастают затраты на теплоизоляцию. Поэтому при проектировании ограждающих конструкций холодильника целесообразно принимать такую теплоизоляцию и, следовательно, такое расчетное значение k_0^{mp} . Чтобы годовые первоначальные затраты были минимальными.

Значения k_0^{mp} для наружных стен и бесчердачных покрытий принимаются, например, из таблицы 8.2 [1], для внутренних стен и перегородок, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых и неотапливаемых, а также для обогреваемых полов на грунтах - из табл.8.3 [1], для перегородок между охлаждаемыми помещениями – из табл. 8.4 [1].

Зная k_0^{mp} , необходимую толщину теплоизоляционного слоя можно определить по формуле

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\delta_{uz}^{mp} = \lambda_{uz} \left[\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right] \quad (2.5)$$

После расчета толщины изоляционного слоя, в случае использования материалов с фиксированной толщиной, может оказаться, что расчетная величина не соответствует стандартной толщине выпускаемых плит. В таком случае необходимо принять толщину плит. Округление толщины изоляционного слоя производится в сторону увеличения с тем, чтобы действительное значение коэффициента теплоотдачи было не больше требуемого.

Если принятая толщина теплоизоляции отличается от расчетной более, чем на 10 %, то следует определить действительное значение коэффициента по формуле:

$$k_0^D = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_d} \right) + \frac{\delta_{uz}}{\lambda_{uz}}} \quad (2.6)$$

Условия невыпадения конденсата.

Если толщина теплоизоляции недостаточна, то температура поверхности ограждения со стороны помещения с более высокой температурой может опуститься ниже температуры точки росы воздуха в этом помещении $t_{т.р.}$ и на поверхности ограждения выпадет конденсат в виде росы или инея. Это приводит к переувлажнению ограждающих конструкций и их ускоренному разрушению. Поэтому при разности температур в смежных камерах свыше 10° С перегородки проверяют на выпадение конденсата. Таковую же проверку выполняют и для наружных стен и перекрытий в камерах с положительными температурами при расчетной зимней температуре наружного воздуха. Температуру внутренней поверхности ограждающей конструкции определяют по формуле

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\tau_B = t_B \frac{t_B - t_H}{R_o \varphi_B} \quad (2.7)$$

Для того, чтобы не произошло выпадение конденсата, должно соблюдаться условие: $\tau_B > t_{m.p.}$

Температуру точки росы воздуха определяют по I – d диаграмме при расчетных значениях t_B и φ_B воздуха в помещении с более высокой температурой.

Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения и определение тепловой нагрузки для подбора камерного оборудования и компрессоров

Определение расчетной тепловой нагрузки для подбора камерного оборудования

Для поддержания заданной температуры в камере холодильника необходимо, чтобы все теплопритоки отводились камерным оборудованием - воздухоохладителями (рис. 2.1).

При определении этой нагрузки учитывают следующие теплопритоки: через ограждающие конструкции помещения Q_1 ; от молочных продуктов Q_2 ; с наружным воздухом при вентиляции помещений Q_3 ; от различных источников при эксплуатации камер Q_4 .

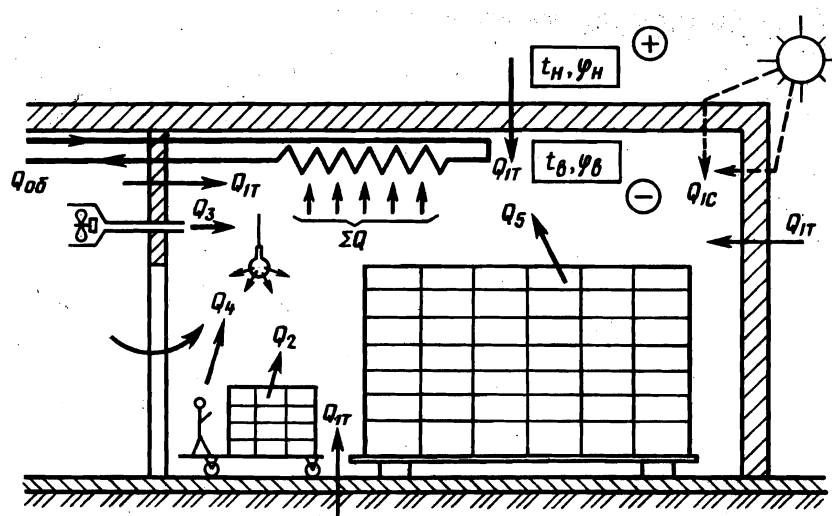


Рисунок 2.1 - Схема теплопритоков в охлаждаемое помещение

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

Каждый из этих видов теплопритоков, как правило, непрерывно изменяется, причем их максимальные значения не совпадают по времени. Поэтому для точного определения величины максимума результирующего теплопритока в камеру и времени его наступления необходимо построить графики изменения каждого из теплопритоков в течение длительного периода (летне-осенний период, в течение года) и произвести их сложение. Однако такой метод достаточно сложен. Поэтому в практике дипломного проектирования пользуемся методикой расчета, при которой все теплопритоки считаются постоянными во времени и приходящимися на летний период года.

Нагрузку на камерное оборудование определяют как сумму всех теплопритоков в данную камеру, так как камерное оборудование должно обеспечить отвод теплоты при самых неблагоприятных условиях.

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_{об}, \quad (2.8)$$

Теплопритоки через ограждающие конструкции.

Теплопритоки через ограждающие конструкции Q_1 определяют как сумму теплопритоков (через стены, перегородки, перекрытия или покрытия, через полы, заглубленные стены подвальных помещений), вызванных наличием разности температур снаружи ограждения и внутри охлаждаемого помещения $Q_{1т}$, а также теплопритоков в результате воздействия солнечной радиации $Q_{1с}$ через покрытия и наружные стены:

$$Q_1 = Q_{1т} + Q_{1с}, \quad (2.9)$$

Теплопритоки через стены, перегородки, перекрытия или покрытия $Q_{1т}$ (в кВт) рассчитывают по формуле

$$Q_{1т} = k_d F \theta \cdot 10^3 = k_d F (t_n - t_b) \cdot 10^{-3}, \quad (2.10)$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, определяемый при расчете толщины изоляционного слоя по формуле, Вт/(м²·К);

F - расчетная площадь поверхностей ограждения, м²;

Θ - расчетная разность температур (температурный напор), °С;

t_n - расчетная температура воздуха с наружной стороны ограждения, °С;

t_b - расчетная температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, °С.

При расчете площади поверхности стен и перегородок длину наружных стен неугловых помещений определяют как расстояние между осями внутренних стен; угловых помещений - как расстояние от наружной поверхности наружных стен до оси внутренних. Длину внутренних стен определяют как расстояние между внутренней поверхностью наружных стен и осью внутренних, а высоту стен - как расстояние от уровня чистого пола данного этажа до уровня чистого пола вышележащего этажа или до верха засыпки покрытия. Площадь потолка и пола определяют как произведение длины камеры на ширину, которые измеряются между осями внутренних стен или от внутренней поверхности наружных стен до оси внутренних.

С достаточной степенью точности все размеры помещений в плане можно определить между координационными осями (т. е. без учета толщины стен). При этом погрешность при определении площади ограждающих конструкций по сравнению с более точным методом, указанным выше, не превысит 5%. Линейные размеры принимают с округлением до 0,1 м, а площадь - с округлением до 0,1 м². Температура t_b задана.

При расчете теплопритоков через наружные ограждения температуру наружного воздуха t_n принимают по приложению 1 [1]. При расчете теплопритоков через внутренние ограждения (стены и перегородки), отделяющие одно помещение от другого, температура которого известна, вместо температуры наружного воздуха принимают температуру данного помещения.

При расчете теплопритоков через внутренние ограждения, выходящие в не охлаждаемые помещения (коридоры, вестибюли, тамбуры), температурный напор

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

θ принимают как часть расчетной разности температур для наружных стен: $0,7 (t_n - t_b)$, если эти помещения сообщаются с наружным воздухом, и $0,6 (t_n - t_b)$, если не сообщаются.

Теплоприток через пол (в кВт), расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства, определяют по формуле

$$Q_{1г} = k_d F (t_r - t_b) \cdot 10^{-3}, \quad (2.11)$$

где k_d - коэффициент теплопередачи конструкции пола;

t_r - средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта (при электрообогреве грунта принимают $t_r = 1^\circ\text{C}$, при обогреве горячим воздухом, проходящим по каналам в шанцевом полу, $t_r = 3^\circ\text{C}$).

Теплоприток от солнечной радиации через наружные стены и покрытия холодильников $Q_{1с}$ (в кВт) определяют по формуле

$$Q_{1с} = k_A F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.12)$$

где k_A - действительный коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F - площадь поверхности ограждения, облучаемой солнцем, м^2 ;

Δt_c - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации в летнее время, $^\circ\text{C}$.

Количество теплоты от солнечной радиации зависит от зоны расположения холодильника (географической широты), характера поверхности и ориентации ее по сторонам горизонта.

Для плоской кровли избыточная разность температур зависит только от тона окраски и не зависит от ориентации и широты. Для плоских кровель без окраски (темных) избыточную разность температур принимают $17,7^\circ\text{C}$, с окраской светлых тонов $14,9^\circ\text{C}$. Для шатровых кровель избыточную разность температур (в $^\circ\text{C}$) принимают в зависимости от географической широты: для южной зоны 15,

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

средней 10, северной 5.

Для наружных стен избыточную разность температур можно принять по таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Избыточная разность температур

Стена	Избыточная разность температур (в °С) при ориентации по сторонам горизонта									
	Ю		ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С	
	Географическая широта									
	40°	50°	60°	от 40° до 60°						
Бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6	0
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3	0
Побеленная известью или покрытая светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
Покрытая штукатуркой с окраской^ темные тона	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9	0
Облицованная белыми глазурованными плитками	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2	0

При расчете учитывают теплоту солнечной радиации, проникающую через кровлю и одну из стен либо с наибольшей поверхностью, либо неблагоприятно ориентированную.

Как уже было отмечено, теплопритоки рассчитывают для каждой камеры. Но следует иметь в виду, что ограждения имеют разную конструкцию и различные коэффициенты теплопередачи, размеры, температуры снаружи ограждений. Поэтому необходимо вести расчет по каждому ограждению отдельно.

По каждой камере определяют суммарный теплоприток через ограждения, который затем заносят в сводную таблицу. При определении теплопритоков через внутренние ограждения может оказаться, что часть теплопритоков имеет отрицательный знак, т. е. теплота из рассчитываемой камеры уходит в соседнюю с более

низкой температурой. Такие теплопритоки не учитывают.

Теплопритоки от грузов при холодильной обработке.

При холодильной обработке продуктов (охлаждении, замораживании и до-мороживании) каждый килограмм продукта выделяет теплоту в количестве $q = \Delta i$ кДж/кг. Кроме того, если происходит холодильная обработка продуктов в таре, то необходимо добавить теплоту, выделяющуюся при ее охлаждении.

Теплоприток $Q_{2пр}$ (в кВт) при охлаждении и домороживании продуктов в камерах хранения определяют по формуле

$$Q_{2пр} = M_{пр} \Delta i \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \quad (2.13)$$

где $M_{пр}$ - суточное поступление продуктов, т/сут;

Δi - разность удельных энтальпий продуктов, соответствующих начальной и конечной температурам продукта (кДж/кг), значения которых принимают по приложению 10 [1].

При этом предполагают, что продукты поступают в камеру равномерно в течение суток, а продукт за 24 ч успевает охладиться до температуры в камере. Начальная температура продуктов задана.

Суточное поступление продуктов в камеры хранения распределительных и производственных холодильников составляет 8% вместимости камер, если она менее 200 т и 6% - камер большей вместимости. В холодильниках, предназначенных для хранения фруктов, суточное поступление принимают равным 10% вместимости камер.

Теплоприток от продуктов $Q_{2пр}$ (в кВт) при холодильной обработке в камерах охлаждения и замораживания периодического действия определяют по формуле

$$Q_{2пр} = 1,3 M_{пр} \Delta i \frac{10^3}{\tau_{обр} \cdot 3600}, \quad (2.14)$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где 1,3 - коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки;

$M_{пр}$ - суточное поступление продукта в камеру, т/сут;

Δi - разность удельных энтальпии продукта до и после обработки, кДж/кг;

$\tau_{обр}$ - продолжительность холодильной обработки, ч/сут.

Теплоприток от тары $Q_{2т}$ (в кВт)

$$Q_{2тар} = M_{т}c_{т}(t_1 - t_2) \frac{10^3}{24 \cdot 3600} \quad (2.15)$$

где $M_{т}$ - суточное поступление тары, принимаемое пропорционально суточному поступлению продукта, т/сут;

$c_{т}$ - удельная теплоемкость тары, кДж/(кг·К);

t_1 и t_2 - начальная и конечная температуры тары (принимаются равными начальной и конечной температурам продукта), °С.

Масса тары составляет от 10 до 20% массы груза.

Удельную теплоемкость тары [в кДж/(кг·К)] принимают в зависимости от ее материала: для деревянной и картонной тары $c_{т} = 2,3$, металлической $c_{т} = 0,5$, а стеклянной $c_{т} = 0,8$.

Эксплуатационные теплопритоки.

Эти теплопритоки возникают вследствие освещения камер, пребывания в них людей, работы электродвигателей и открывания дверей. Теплопритоки определяют от каждого источника тепловыделений отдельно.

Теплоприток от освещения q_1 (в кВт) рассчитывают по формуле

$$q_1 = AF \cdot 10^3, \quad (2.16)$$

где A - теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на 1 м² площади пола, Вт/м²;

F - площадь камеры, м².

С учетом коэффициента одновременности включения можно принимать для

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

складских помещений (камер хранения) $A = 2,3 \text{ Вт/м}^2$, для камер холодильной обработки, экспедиций, загрузочно-разгрузочной $A = 4,7 \text{ Вт/м}^2$.

Теплоприток от пребывания людей q_2 (в кВт):

$$q_2 = 0,35n, \quad (2.17)$$

где 0,35 - тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, кВт;
 n - число людей, работающих в данном помещении.

Число людей, работающих в помещении, принимают в зависимости от площади камеры: при площади камеры до 200 м^2 - 2 - 3 человека; при площади камеры больше 200 м^2 - 3 - 4 человека.

Теплоприток от работающих электродвигателей q_3 (в кВт) при расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении определяют по формуле

$$q_3 = N_3, \quad (2.18)$$

где N_3 - суммарная мощность электродвигателей, кВт.

В предварительных расчетах мощность устанавливаемых электродвигателей (в кВт) можно ориентировочно принимать по данным, приведенным ниже:

Камеры хранения	2 - 4
охлаждения и универсальные	3 - 8
замораживания	8-16

Чем больше камера, тем больше мощность установленных электродвигателей. При расположении электродвигателей вне охлаждаемого помещения следует учесть КПД электродвигателя $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$:

$$q_3 = N_3 \eta_3, \quad (2.19)$$

Теплоприток при открывании дверей q_4 (в кВт) рассчитывают по формуле

$$q_3 = KF \cdot 10^{-3}, \quad (2.20)$$

где K - удельный приток теплоты от открывания дверей, Вт/м² (табл. 9.2 [1]);

F - площадь камеры, м².

Эксплуатационные теплопритоки определяются, как сумма теплопритоков (в Вт) отдельных видов:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \quad (2.21)$$

При расчете предприятий торговли и общественного питания можно принимать следующие значения эксплуатационных теплопритоков (в Вт/м²): камеры хранения молочно-жировых продуктов - 11,6 Вт/м².

Расчет.

Выполним калорический расчет холодильных камер согласно исходным данным.

Исходные данные:

- общий объем холодильника 1500 м³;

- холодильник имеет две камеры:

Камера 1 - хранение молочных продуктов;

Камера 2 - хранение мороженого и сливочного масла.

Выбор расчетного температурного режима.

Расчет холодильника произведем для города Саранск.

Расчетные параметры наружного воздуха:

- среднегодовая температура 0⁰ С, следовательно, город расположен в северной климатической зоне

- расчетная летняя температура +31⁰С

Расчетные параметры внутреннего воздуха и продуктов:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Камера 1: расчетная температура +2 °С;
расчетная относительная влажность 80 %;
температура поступающих продуктов +8 °С.

Камера 2: расчетная температура -18 °С;
расчетная относительная влажность 90 %;
температура поступающих продуктов -12 °С.

Температуру воздуха смежных неохлаждаемых помещений принимаем: +20 °С для северной зоны; для тамбуров и коридоров соответственно 14, 12 и 10 °С.

Расчет площадей камер, объёмно-планировочные и строительные решения холодильника.

Общая площадь камер холодильника:

$$V_{\text{общ}} = 1500 \text{ м}^3,$$

$$H = 3.5 \text{ м},$$

$$F_{\text{общ}} = \frac{V_{\text{общ}}}{H} = \frac{1.5 \times 10^3}{3.5} = 429 \text{ м}^2.$$

Площади камер:

Камера 1:

$$F_1 = \frac{F_{\text{общ}}}{2} = \frac{429}{2} = 214 \text{ м}^2.$$

Камера 2:

$$F_2 = F_{\text{общ}} - F_1 = 429 - 214 = 215 \text{ м}^2.$$

Схема холодильника приведена на рисунке 2.2.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

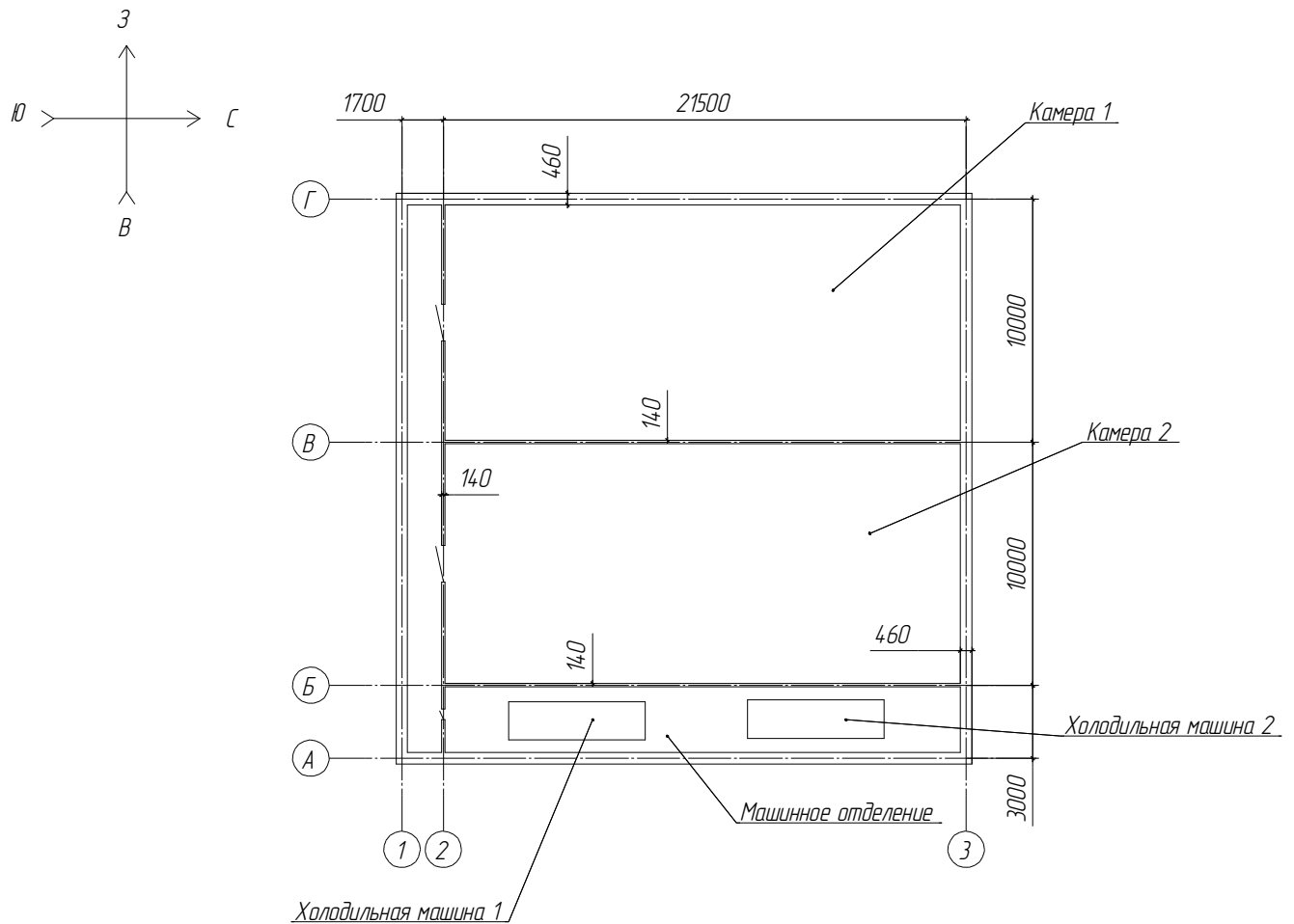


Рисунок 2.2 - Схема холодильника

Нормы загрузки холодильных камер (g_F):

Камера 1 - 300 кг/м^2 ;

Камера 2 - 200 кг/м^2 .

Емкость камер холодильника продовольственного магазина при заданной площади определим по формуле

$$G_1 = F_1 \cdot g_{F1} = 214 \cdot 300 = 64200 \text{ кг,}$$

$$G_2 = F_2 \cdot g_{F2} = 215 \cdot 200 = 43000 \text{ кг,}$$

$$G = G_1 + G_2 = 64200 + 43000 = 107200 \text{ кг.}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Принимаем, что вход в охлаждаемые камеры осуществляется из коридора, ширина которого 1,7 м. Высоту камер от уровня чистого пола до выступающих частей конструкций перекрытия принимаем равной 3,5 м. Двери охлаждаемых камер должны быть теплоизолированными, с плотными резиновыми притворами и прижимными затворами. Открываются двери в сторону выхода из камеры. Ширина дверей 1,5 м.

Площадь машинного отделения примем равной 15 % от площади камер

$$F_{мо} = 0.15 \cdot F_{общ} = 0.15 \cdot 429 = 64, \text{ м}^2.$$

Высоту машинного отделения примем равной 3,7 м.

Выбор строительных конструкций холодильника. Определение толщины теплоизоляционного слоя ограждающих конструкций

Наружные стены изготовлены из кирпича. Здание выполнено по бескаркасной схеме. Покрытие бесчердачного типа.

Состав кровли принимаем по рис.6.6, в ([1], стр. 27). Конструкцию пола камеры 2 принимаем по рис. 6.7, в ([1], стр. 28) с электрообогревом и засыпным теплоизоляционным материалом. Конструкцию пола камеры 1 принимаем по рис.6.7, д ([1], стр. 28) с засыпкой теплоизоляционным материалом по периметру наружных стен камеры.

В качестве теплоизоляционного материала наружных стен будем использовать пенопласт полистирольный ПСБ-С.

Наружная стена.

Камера 2.

Состав стены показан в табл. 2.2. Температура воздуха в камере $t_{в} - 18^{\circ}\text{C}$, охлаждение в камере осуществляется воздухоохладителями при принудительной циркуляции воздуха.

Требуемое значение коэффициента теплопередачи:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		51

$$k_o^{mp} = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}) \quad ([1], \text{табл. 8.2, стр. 48}).$$

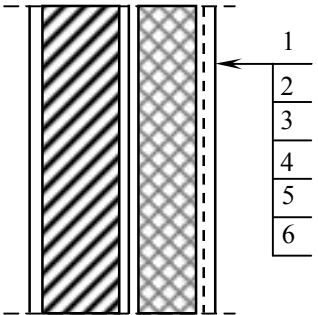
Коэффициент теплоотдачи принимаем по табл. 8.1 ([1], стр. 47): $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ $\alpha_v = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.

Определяем термическое сопротивление отдельных слоев строительной конструкции:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

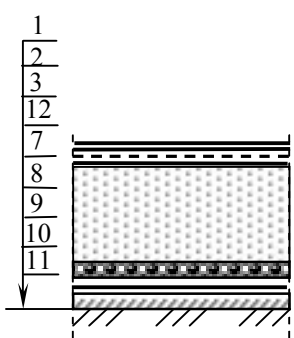
Коэффициенты теплопроводности материалов этих слоев принимаем по прил. 3 ([1], стр. 209). Результаты вычислений заносим в табл. 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты теплотехнического расчета наружной стены

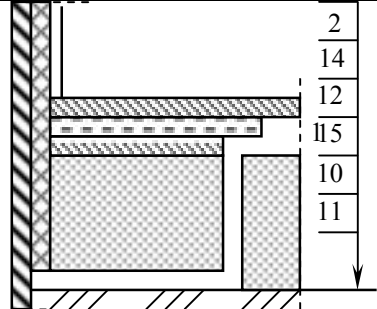
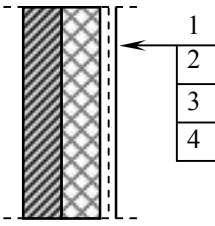
Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина, м	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Тепловое сопротивление $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² ·К/Вт
1	2	3	4	5	6
	1	Штукатурка сложным раствором по металлической сетке	0,020	0,98	0,020
	2	Теплоизоляция из пенопласта полистирольного ПСБ-С		0,05	
	3	Пароизоляция - 2 слоя гидроизола на битумной мастике	0,004	0,30	0,013
	4	Штукатурка цементно-песчанная	0,020	0,93	0,022
	5	Кладка кирпичная на цементном растворе	0,380	0,81	0,469
	6	Штукатурка сложным раствором	0,020	0,93	0,022
			$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,546$		

<p>Покрытие охлаждаемых камер</p> 	1	Защитный слой из гравия, утопленного в антисептированную битумную мастику	0,007	0,17	0,041
	2	4 слоя гидроизола на горячей битумной мастике	0,008	0,30	0,026
	3	Холодная битумная грунтовка	0,006	0,18	0,033
	4	Цементно – песчаная стяжка	0,030	0,95	0,031
	5	Керамзитовый гравий	0,1	0,13	0,769
	6	Железобетонные пустотелые покрытия	0,220	2,04	0,107
	7	Холодная битумная грунтовка	0,006	0,18	0,033
	8	Теплоизоляция из пенопласта полистирольного ПСБ-С		0,05	
	9	Штукатурка цементно-известковым раствором	0,020	0,93	0,021

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 1,061$$

<p>Полы охлаждаемых камер (Камера 2)</p> 	1	Монолитное бетонное покрытие М300	0,045	1,86	0,024
	2	Подстилающий слой - армированный бетон	0,08	1,86	0,043
	3	Слой пергамина с промазкой швов битумной мастикой	0,001	0,15	не учит.
	12	Керамзитовый гравий	0,1	0,13	0,053
	7	Плита М200 с электронагревателями	0,006	1,86	0,033
	8	Слой битумной мастики посыпанной песком	0,004	0,18	0,013
	9	2 слоя гидроизола на горячей битумной мастике	0,004	0,30	0,013
	10	Бетонная подготовка М100	0,1	1,86	0,053
	11	Грунт основания	-	-	-

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,12$$

 <p>Полы охлаждаемых камер (Камера 1)</p>	1	Монолитное бетонное покрытие М300	0,045	1,86	0,024
	2	Подстилающий слой - армированный бетон	0,08	1,86	0,043
	14	Керамзитобетонная стяжка	0,08	0,79	0,101
	12	Керамзитовый гравий		0,13	
	15	Насыпной грунт	0,2	1,16	0,172
	10	Бетонная подготовка М100	0,1	1,86	0,053
	11	Грунт основания	-	-	-
			$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0.393$		
<p>Внутренняя перегородка</p> 	1	Штукатурка сложным раствором по металлической сетке	0,020	0,98	0,020
	2	Теплоизоляция из пенопласта полистирольного ПСБ-С		0,05	
	3	Пароизоляция - 2 слоя гидроизола на битумной мастике	0,004	0,30	0,013
	4	Железобетонная плита	0,08	1,86	0,043
			$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0.076$		

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,546$$

Требуемая толщина теплоизоляционного слоя определим по формуле 8.2 ([3], стр.49):

$$\delta_{из}^{mp} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k_o^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} \right) \right]$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		54

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,33} - \left(\frac{1}{23} + 0,546 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,116 \text{ м}$$

Принимаем толщину теплоизоляционного слоя 125 мм (один слой 100 мм и один слой 25 мм). Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой более чем на 10 мм, по формуле 8.3 ([1], стр.49) определим действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_o^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right) + \frac{\delta_{из.д}}{\lambda_{из}}}$$

где $\delta_{из.д}$ - принятая толщина теплоизоляционного слоя, м.

$$k_o^{\partial} = \frac{1}{0,714 + \frac{0,125}{0,05}} = 0,31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Камера 1.

Состав стены принимаем такой же, как в камере 2. Температура воздуха в камере $t_{в} = +2 \text{ }^{\circ}\text{С}$, охлаждение в камере осуществляется воздухоохладителями при принудительной циркуляции воздуха.

Требуемое значение коэффициента теплопередачи:

$$k_o^{mp} = 0,55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Требуемая толщина теплоизоляционного слоя:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,55} - \left(\frac{1}{23} + 0,546 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,053 \text{ м}$$

Принимаем толщину теплоизоляционного слоя 50 мм.

$$k_o^{\partial} = k_o^{mp} = 0,55 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Покрытие охлаждаемых камер.

Конструкция и состав покрытия изображены в таблице 2.2 [1].

Камера 2.

Требуемый коэффициент теплопередачи покрытия согласно таблице 8.2.

[1]:

$$k_o^{mp} = 0,30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи для внутренней поверхности согласно таблице

8.1. [1] принимаем равным $\alpha_в = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.

Суммарное термическое сопротивление слоев принятой конструкции покрытия:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 1,061 \quad (\text{см. таблицу 2.2}).$$

Требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,3} - \left(\frac{1}{23} + 1,061 + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,102 \text{ м}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Принимаем толщину теплоизоляционного слоя 100 мм.

$$k_o^{\partial} = k_o^{mp} = 0,30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Камера 1.

Требуемый коэффициент теплопередачи покрытия согласно таблице 8.2 [1]:

$$k_o^{mp} = 0,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Требуемая толщина теплоизоляционного слоя:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,46} - \left(\frac{1}{23} + 1,061 + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,046 \text{ м}.$$

Принимаем толщину теплоизоляционного слоя 50 мм.

$$k_o^{\partial} = k_o^{mp} = 0,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

Полы охлаждаемых помещений.

Конструкция и состав полов изображены в таблице 2.2.

Камера 2.

Требуемый коэффициент теплопередачи пола для камеры 2 ($t_B = -18^{\circ} \text{C}$) согласно таблице 8.3 ([1], стр. 48):

$$k_o^{mp} = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}).$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Коэффициент теплопередачи поверхности пола примем равным:

$$\alpha_v = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

В расчете учитываем только слои, лежащие выше бетонной подготовки с нагревательными устройствами.

Термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции) согласно таблице 2.2:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,12$$

Требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,13 \left[\frac{1}{0,25} - \left(\frac{1}{6} + 0,12 \right) \right] = 0,482 \text{ м,}$$

$$k_o^{\delta} = k_o^{mp} = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Камера 1.

Требуемый коэффициент теплопередачи пола для камеры 1 ($t_b = +2^0 \text{ C}$) согласно таблице 8.3 ([1], стр. 48):

$$k_o^{mp} = 0,41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи поверхности пола примем равным:

$$\alpha_v = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Термическое сопротивление слоев конструкции согласно таблице 2.1:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,393$$

Требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,13 \left[\frac{1}{0,41} - \left(\frac{1}{6} + 0,393 \right) \right] = 0,244 м$$

$$k_o^{\partial} = k_o^{mp} = 0,41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Внутренние стены.

Камера 1.

Принимаем, что стена между охлаждаемыми помещениями и грузовым коридором выполнена такой же, как и наружная стена.

Требуемый коэффициент теплопередачи

$$k_o^{mp} = 0,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Требуемая толщина изоляции для внутренней стены:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,46} - \left(\frac{1}{8} + 0,546 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,069 м$$

Принимаем теплоизоляционный слой толщиной 75 мм (один слой 50 мм и один слой 25 мм).

Действительное значение коэффициента теплопередачи:

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$k_o^{\partial} = \frac{1}{0,796 + \frac{0,075}{0,05}} = 0,43 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Внутренние перегородки.

Камеры 1 и 2.

$$k_o^{mp} = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Требуемая толщина теплоизоляционного слоя:

$$\delta_{из}^{mp} = 0,05 \left[\frac{1}{0,3} - \left(\frac{1}{8} + 0,076 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,150 \text{ м}$$

Принимаем теплоизоляционный слой толщиной 150 мм (один слой 100 мм и один слой 50 мм).

$$k_o^{\partial} = k_o^{mp} = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Так как разность температур в смежных камерах более 10°C , то необходимо провести проверку на выпадение конденсата на поверхности перегородки в камере с более высокой температурой (в камере 1).

По диаграмме $i-d$ влажность воздуха устанавливаем, что при $t_B = +2^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_B = 85\%$ $t_{Т.Р.} = -1^{\circ}\text{C}$.

$$\tau_g = 2 - \frac{2+15}{\frac{1}{0,3} \times 8} = 0,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Так как температура внутренней поверхности перегородки $t_{в} = 0.5^{\circ}\text{C}$ выше температуры точки росы $t_{т.р.} = -1^{\circ}\text{C}$, выпадение конденсата не произойдет. Следовательно, толщина теплоизоляционного слоя принята правильно.

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в табл. 2.3.

Таблица 2.3 - Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций

Ограждения	$t_{в}$, °C	$\alpha_{н}$, Вт/(м²·К)	$\alpha_{в}$, Вт/(м²·К)	$R_{н}$, м²·К/Вт	$R_{в}$, м²·К/Вт	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м²·К/Вт	Толщина теплоизоляционного слоя, мм		Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	
							$\delta_{мп}$ <i>из</i>	δ_{∂} <i>из</i>	$k_{о}^{мп}$	$k_{о}^{\partial}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Наружная стена Камера 2 Камера 1	-15	23	8	0,43	0,125	0,546	116	125	0,33	0,31
	+2	23	8	0,43	0,125	0,546	53	50	0,55	0,55
Покрытие охлаждаемых камер Камера 2 Камера 1	-15	23	7	0,43	0,142	1,061	102	100	0,30	0,30
	+2	23	7	0,43	0,142	1,061	46	50	0,46	0,46
Полы охлаждаемых камер Камера 2 Камера 1	-15	-	6	-	0,16	0,12	482	482	0,25	0,25
	+2/0	-	6	-	0,16	0,393	244	244	0,41	0,41
Внутренние стены камер смежных с коридором	+2/0	8	8	0,125	0,125	0,546	69	75	0,46	0,43
Перегородки между охлаждаемыми камерами Камеры 1-2	+2/ -15	8	8	0,125	0,125	0,076	150	150	0,3	0,3

Расчет теплопритоков.

Общие данные.

$$A = 10 \text{ м,}$$

$$B = 21.5 \text{ м,}$$

$$F_{нар} = A \cdot H = 10 \cdot 3.5 = 35 \text{ м}^2,$$

$$F_{нар.кам1} = F_{нар} + B \cdot H = 35 + 21.5 \cdot 3.5 = 110 \text{ м}^2,$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		61

$$F_{\text{покр}} = A \cdot B = 10 \cdot 21.5 = 215 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{пол}} = A \cdot B = 10 \cdot 21.5 = 215 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{вн}} = A \cdot H = 10 \cdot 3.5 = 35 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{пер}} = B \cdot H = 21.5 \cdot 3.5 = 75 \text{ м}^2,$$

$$t_{\text{в1}} = 2 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{в2}} = -18 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{н}} = 31 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_2 = 3 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{с.покр}} = 14.9 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{с.нар}} = 13.2 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{кор}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Камера 1.

Теплопритоки через ограждающие конструкции.

$$Q_{1\text{т.нар1}} = k_{\text{д.нар1}} \cdot F_{\text{нар.кам1}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в1}}) = 0.55 \cdot 110 \cdot (31 - 2) = 1754.5 \text{ Вт},$$

$$Q_{1\text{т.покр1}} = k_{\text{д.покр1}} \cdot F_{\text{покр}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в1}}) = 0.46 \cdot 215 \cdot (31 - 2) = 2868.1 \text{ Вт},$$

$$Q_{1\text{т.пол1}} = k_{\text{д.пол1}} \cdot F_{\text{пол}} \cdot (t_2 - t_{\text{в1}}) = 0.25 \cdot 215 \cdot (3 - 2) = 53.7 \text{ Вт},$$

$$Q_{1\text{т.вн1}} = k_{\text{д.вн1}} \cdot F_{\text{вн}} \cdot (t_{\text{кор}} - t_{\text{в1}}) = 0.43 \cdot 35 \cdot (10 - 2) = 120 \text{ Вт},$$

$$\begin{aligned} Q_{1\text{т.1}} &= Q_{1\text{т.нар1}} + Q_{1\text{т.покр1}} + Q_{1\text{т.пол1}} + Q_{1\text{т.вн1}} \\ &= 1754.5 + 2868.1 + 53.7 + 120 = 4796.3 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

$$Q_{1\text{с.покр1}} = k_{\text{д.покр1}} \cdot F_{\text{покр}} \cdot \Delta t_{\text{с.покр}} = 0.46 \cdot 215 \cdot 14.9 = 1473.6 \text{ Вт},$$

$$Q_{1\text{с.нар1}} = k_{\text{д.нар1}} \cdot F_{\text{нар.кам1}} \cdot \Delta t_{\text{с.нар}} = 0.55 \cdot 110 \cdot 13.2 = 798.6 \text{ Вт},$$

$$Q_{1\text{с1}} = Q_{1\text{с.покр1}} + Q_{1\text{с.нар1}} = 1473.6 + 798.6 = 2272.2 \text{ Вт},$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Q_{1.1} = Q_{1m.1} + Q_{1c1} = 4796.3 + 2272.2 = 7068.5 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки от грузов при холодильной обработке.

$$M_{np1} = 0.8 \cdot G_1 = 0.8 \cdot 64200 = 51360 \text{ кг,}$$

$$\Delta i_{np1} = (351 - 327) = 24 \text{ Дж/(кг·К),}$$

$$Q_{2np1} = \frac{M_{np1} \cdot \Delta i_{np1}}{24 \cdot 3600} = \frac{51360 \cdot 24}{24 \cdot 3600} = 14.267 \text{ Вт,}$$

$$M_{m1} = 0.01 \cdot M_{np1} = 0.01 \cdot 51360 = 514 \text{ кг,}$$

$$c_{m1} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ Дж/(кг·К),}$$

$$t_{1m1} = 8 \text{ °C,}$$

$$Q_{2mp1} = M_{m1} \cdot c_{m1} \cdot (t_{1m1} - t_{e1}) = 514 \cdot 2.3 \cdot 10^{-3} \cdot (8 - 2) = 7.093 \text{ Вт,}$$

$$Q_{2.1} = Q_{2np1} + Q_{2mp1} = 14.267 + 7.093 = 21.36 \text{ Вт.}$$

Эксплуатационные теплопритоки.

$$q_4 = 11.6 \text{ Вт/м}^2,$$

$$Q_{4.1} = q_4 \cdot F_1 = 11.6 \cdot 214 = 2482.4 \text{ Вт.}$$

Общие теплопритоки в камеру 1.

$$Q_{об1} = Q_{1.1} + Q_{2.1} + Q_{4.1} = 7068.5 + 21.36 + 2482.4 = 9572.26 \text{ Вт.}$$

Камера 2.

Теплопритоки через ограждающие конструкции.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Q_{1m.нар2} = k_{д.нар2} \cdot F_{нар} \cdot (t_n - t_{г2}) = 0.55 \cdot 35 \cdot (31 - -18) = 943.25 \text{ Вт},$$

$$Q_{1m.покр2} = k_{д.покр2} \cdot F_{покр} \cdot (t_n - t_{г2}) = 0.3 \cdot 215 \cdot (31 - -18) = 3160.5 \text{ Вт},$$

$$Q_{1m.пол2} = k_{д.пол2} \cdot F_{пол} \cdot (t_2 - t_{г2}) = 0.41 \cdot 215 \cdot (3 - -18) = 1851 \text{ Вт},$$

$$F_{вн2} = F_{вн} + F_{пер} = 35 + 75 = 110 \text{ м}^2,$$

$$Q_{1m.вн2} = k_{д.вн2} \cdot F_{вн2} \cdot (t_{кор} - t_{г2}) = 0.43 \cdot 110 \cdot (10 - -18) = 1324 \text{ Вт},$$

$$Q_{1m.пер2} = k_{д.пер1-2} \cdot F_{пер} \cdot (t_{г1} - t_{г2}) = 0.3 \cdot 75 \cdot (2 - -18) = 450 \text{ Вт},$$

$$\begin{aligned} Q_{1m.2} &= Q_{1m.нар2} + Q_{1m.покр2} + Q_{1m.пол2} + Q_{1m.вн2} + Q_{1m.пер2} \\ &= 943.25 + 3160.5 + 1851 + 1324 + 450 = 7728.75 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

$$Q_{1с.покр2} = k_{д.покр2} \cdot F_{покр} \cdot \Delta t_{с.покр} = 0.3 \cdot 215 \cdot 14.9 = 961.05 \text{ Вт},$$

$$Q_{1с.нар2} = k_{д.нар2} \cdot F_{нар} \cdot \Delta t_{с.нар} = 0.55 \cdot 35 \cdot 13.2 = 254.1 \text{ Вт},$$

$$Q_{1с2} = Q_{1с.покр2} + Q_{1с.нар2} = 961.05 + 254.1 = 1215.1 \text{ Вт},$$

$$Q_{1.2} = Q_{1m.2} + Q_{1с2} = 7728.7 + 1215.1 = 8943.8 \text{ Вт},$$

Теплопритоки от грузов при холодильной обработке.

$$M_{np2} = 0.8 \cdot G_2 = 0.8 \cdot 43000 = 34400 \text{ кг},$$

$$\Delta i_{np2} = (17.6 - 3.80) = 13.8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$Q_{2np2} = \frac{M_{np2} \cdot \Delta i_{np2}}{24 \cdot 3600} = \frac{34400 \cdot 13.8}{24 \cdot 3600} = 5.4944 \text{ Вт},$$

$$M_{m2} = 0.01 \cdot M_{np2} = 0.01 \cdot 34400 = 344 \text{ кг},$$

$$c_{m2} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$t_{1m2} = -12 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$Q_{2mp2} = M_{m2} \cdot c_{m2} \cdot (t_{1m2} - t_{г2}) = 344 \cdot 2.3 \cdot 10^{-3} \cdot (-12 - -18) = 4.747 \text{ Вт},$$

$$Q_{2.2} = Q_{2np2} + Q_{2mp2} = 5.4944 + 4.747 = 10.24 \text{ Вт}.$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		64

Эксплуатационные теплопритоки.

$$q_4 = 11.6 \text{ Вт/м}^2,$$

$$Q_{4.2} = q_4 \cdot F_2 = 11.6 \cdot 215 = 2494 \text{ Вт.}$$

Общие теплопритоки в камеру 1.

$$Q_{об2} = Q_{1.2} + Q_{2.2} + Q_{4.2} = 8943.8 + 10.24 + 2494 = 11448 \text{ Вт.}$$

2.2 Выбор расчетного режима. Расчет холодильного цикла

Расчеты проводим согласно [1], стр. 74-75.

Принимаем, что охлаждение камер осуществляется двумя холодильными машинами, имеющими одинаковые структурные схемы.

Составляем структурную схему холодильной установки (рисунок 2.3). Для этого принимаем, что охлаждение камер будет осуществляться одноступенчатой холодильной машиной с охлаждением конденсатора водой из оборотной системы.

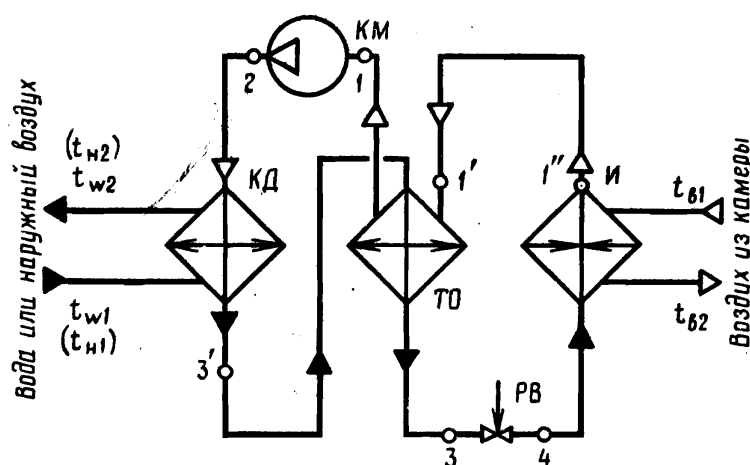


Рисунок 2.3 - Расчетная схема хладоновой холодильной машины с регенеративным теплообменником

									Лист
									65
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

БР-02069964-35.03.06-12-19

Выбираем расчетные режимы установок.

Температура кипения R22.

Для камеры 1

$$t_{o1} = t_{e1} - 15 = 2 - 15 = -13 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для камеры 2

$$t_{o2} = t_{e2} - 15 = -18 - 15 = -33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуру воды, поступающей на конденсатор, принимаем на 6 °С выше температуры воздуха по смоченному термометру, которую определяем с помощью $i - d$ - диаграммы влажного воздуха. Для условий Саранска она равна $t_{\text{нм}}=20$ °С, следовательно

$$t_{w1} = t_{\text{н.м}} + 6 = 20 + 6 = 26 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Перегрев паров в испарителе и трубопроводе принимаем равным 5 °С, а в теплообменнике - 20 °С.

Принимаем, что подогрев воды в конденсаторе $\Delta t_w = 4^\circ\text{C}$, поэтому температура конденсации

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + 3 = 26 + 4 + 3 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Цикл изменения состояния R22 в холодильном цикле для камеры 1 приведен на рисунке 2.4.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

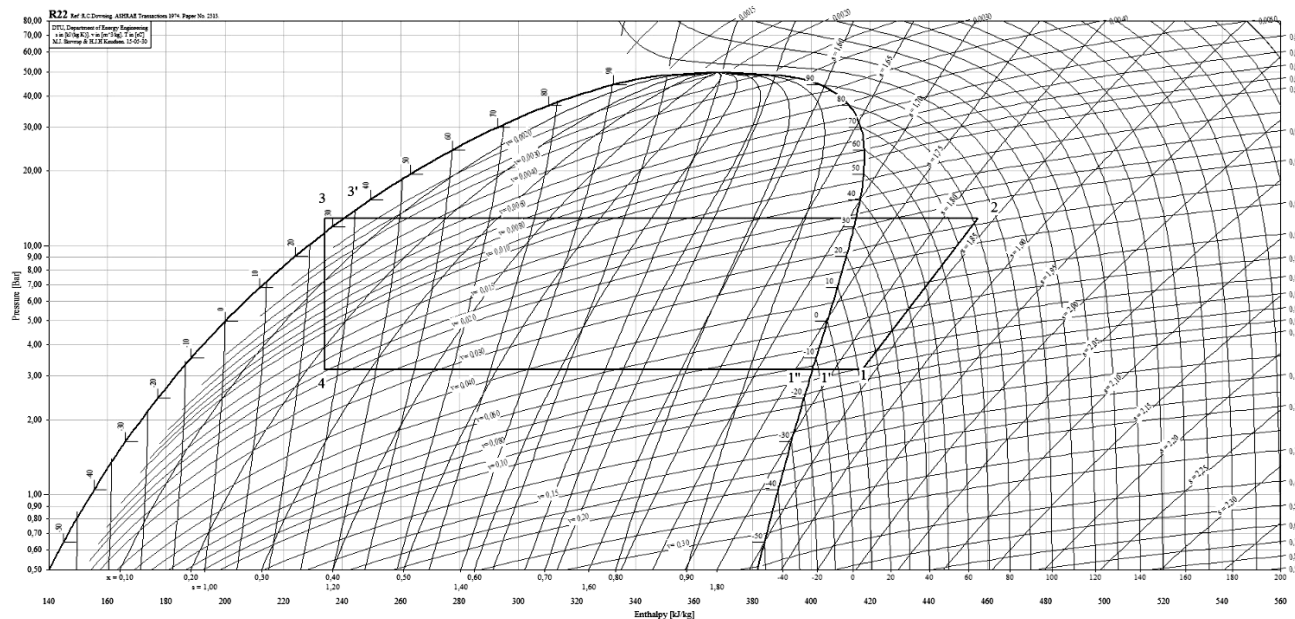


Рисунок 2.4 - Цикл изменения состояния R22 в холодильном цикле для камеры 1

Значения параметров в характерных точках цикла для камеры 1 приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Значения параметров в характерных точках цикла для камеры 1

Точка	Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объ- ем, м ³ /кг	Энтальпия, кДж/кг
1''	-13	0,318	0,07213	400,36
1'	-8	0,318	0,07389	403,64
1	12	0,318	0,081343	417,317
2	82	1,288	0,023613	456,769
3'	33	1,288	0,00329	240,95
3	28	1,288	-	234,14
4	-13	0,318	0,01923	234,14

Цикл изменения состояния R22 в холодильном цикле для камеры 2 приведен на рисунке 2.5.

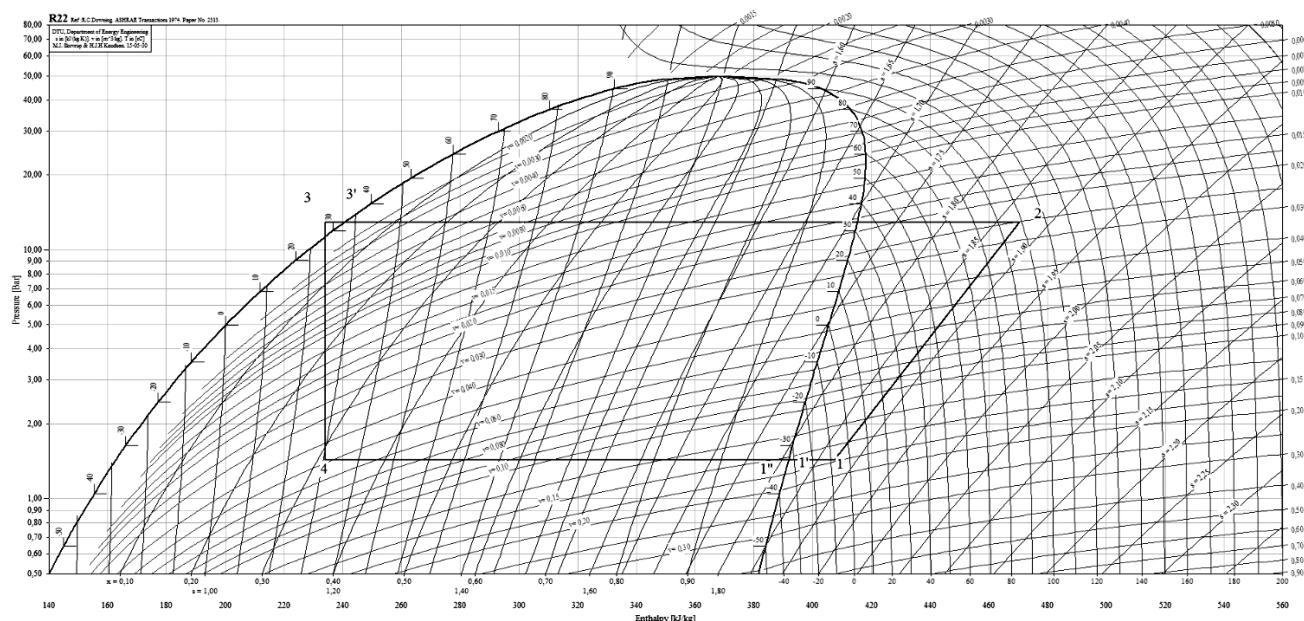


Рисунок 2.5 - Цикл изменения состояния R22 в холодильном цикле для камеры 2

Значения параметров в характерных точках цикла для камеры 2 приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 - Значения параметров в характерных точках цикла для камеры 2

Точка	Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объем, м ³ /кг	Энтальпия, кДж/кг
1''	-33	0,144	0,15484	391,91
1'	-28	0,144	0,15623	395,19
1	-8	0,144	0,171693	407,452
2	98	1,288	0,025207	470,303
3'	33	1,288	0,00329	240,95
3	28	1,288	-	234,14
4	-33	0,144	0,05172	234,14

2.3 Тепловой расчет и выбор компрессора

Требуемая холодопроизводительность для подбора компрессоров определяется по формулам ([1], стр. 62)

$$Q_{0T1} = k_1 \cdot Q_{об1} \cdot 10^{-3} = 1.05 \cdot 9572.26 \cdot 10^{-3} = 10.1 \text{ кВт},$$

$$Q_{0T2} = k_2 \cdot Q_{об2} \cdot 10^{-3} = 1.07 \cdot 11448 \cdot 10^{-3} = 12.2 \text{ кВт},$$

где k_1, k_2 – коэффициенты, учитывающие потери в трубопроводах и аппаратах холодильных установок ([1], стр. 62).

Дальнейшие расчеты проводим согласно [1], стр. 75-77.

Камера 1.

Удельная массовая холодопроизводительность R22

$$q_0 = i_{1''} - i_4 = 400.36 - 234.14 = 166.2 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа сжатия в компрессоре

$$l_m = i_2 - i_1 = 456.769 - 417.317 = 39.45 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_k = i_2 - i_{3'} = 456.769 - 240.95 = 215.8 \text{ кДж/кг}.$$

Требуемый массовый расход хладагента

$$M_m = \frac{Q_{0T1}}{q_0} = \frac{10.1}{166.2} = 0.0608 \text{ кг/с}.$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_m = \frac{M_m \cdot v_1}{\lambda} = \frac{0.0608 \cdot 0.08191}{0.85} = 0.00586 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Значение $\lambda = 0,85$ принято по графику рисунке 11.2 [1] при $\frac{P_k}{P_0} = 4.05$ для сальниковых компрессоров ($C = 4,5\%$).

По значению $V_{\tau} = 0,0058 \text{ м}^3/\text{с}$ из таблице 12.1 [1] выбираем холодильную машину 1МКВ6-1-2. Объемная производительность компрессора 2ФВБС-6 (компрессор для работы на хладоне, вертикальный, одноступенчатый, бессальниковый) $V_{\text{км}} = 0,0086 \text{ м}^3/\text{с}$.

Характеристика хладоновой холодильной машины с непосредственным охлаждением камер, а также агрегатов и камерного оборудования, входящих в комплект машины приведена в таблице 2.6.

Таблица 2.6 - Характеристика хладоновой холодильной машины с непосредственным охлаждением камер, а также агрегатов и камерного оборудования, входящих в комплект машины

Хладоновая холодильная машина для охлаждения воздуха	Марка	1МКВ6-1-2
	Исполнение	Раздельное
	Холодопроизводительность, кВт	10,1
Компрессор	Марка	2ФУБС9
	Теоретическая объемная производительность, л/с	8,6
	Потребляемая мощность, кВт	4,2
Площадь поверхности теплообмена, м ²	Конденсатор	35
	Воздухоохладители	3×18,5
Количество заряженного хладагента, кг		15
Количество заряженного масла, кг		4
Габаритные размеры агрегата, мм		910×620×600
Масса, кг		460

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Коэффициент рабочего времени компрессора

$$b = \frac{V_m}{V_{км}} = \frac{0.00586}{0.0086} = 0.7$$

следовательно, машина подобрана правильно.

Действительный массовый расход

$$M_{км} = \frac{\lambda \cdot V_{км}}{v_l} = \frac{0.85 \cdot 0.0086}{0.08191} = 0.0892 \text{ кг/с.}$$

Действительная холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0,d} = M_{км} \cdot q_0 = 0.0892 \cdot 166.2 = 14.8 \text{ кВт.}$$

Мощность привода компрессора

$$N_m = l_m \cdot M_{км} = 39.45 \cdot 0.0892 = 3.5 \text{ кВт,}$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{3.5}{0.7} = 5 \text{ кВт,}$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{5}{0.9} = 5.6 \text{ кВт,}$$

$$N_{э} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} = \frac{5.6}{0.85} = 6.6 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле

$$Q_k = M_{км} \cdot q_k = 0.0892 \cdot 215.8 = 19.2 \text{ кВт.}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Действительная нагрузка на конденсатор

$$Q_{к.д} = Q_{0.д} + N_i = 14.8 + 5 = 19.8 \text{ кВт.}$$

Камера 2.

Удельная массовая холодопроизводительность R22

$$q_0 = i_{1''} - i_4 = 391.91 - 234.14 = 157.8 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа сжатия в компрессоре

$$l_m = i_2 - i_1 = 470.303 - 407.452 = 62.85 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_k = i_2 - i_{3'} = 470.303 - 240.95 = 229.4 \text{ кДж/кг.}$$

Требуемый массовый расход хладагента

$$M_m = \frac{Q_{от2}}{q_0} = \frac{12.2}{157.8} = 0.0773 \text{ кг/с.}$$

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_m = \frac{M_m \cdot v_1}{\lambda} = \frac{0.0773 \cdot 0.17169}{0.75} = 0.0177 \text{ м}^3/\text{с.}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Значение $\lambda = 0,75$ принято по графику рис. 11.2 [1] при $\frac{P_k}{P_0} = 8,94$ для сальниковых компрессоров ($C = 4,5\%$).

По значению $V_T = 0,0177 \text{ м}^3/\text{с}$ из таблице 12.1 [1] выбираем холодильную машину 2МКВ18-1-2. Объемная производительность компрессора 2ФУБС-18, входящего в комплект этой машины, $V_{км} = 0,0229 \text{ м}^3/\text{с}$.

Характеристика хладоновой холодильной машины с непосредственным охлаждением камер, а также агрегатов и камерного оборудования, входящих в комплект машины приведена в таблице 2.7.

Таблица 2.7 - Характеристика хладоновой холодильной машины с непосредственным охлаждением камер, а также агрегатов и камерного оборудования, входящих в комплект машины

Хладоновая холодильная машина для охлаждения воздуха	Марка	2МКВ18-1-2
	Исполнение	В виде моноблока
	Холодопроизводительность, Вт	22,6
Компрессор	Марка	2ФУБС-18
	Теоретическая объемная производительность, л/с	22,9
	Потребляемая мощность, кВт	18,5
Площадь поверхности теплообмена, м^2	Конденсатор	72
	Воздухоохладители	205
Количество заряженного хладагента, кг		40
Количество заряженного масла, кг		10
Габаритные размеры агрегата, мм		1885×1720×1800
Масса, кг		1400

Коэффициент рабочего времени компрессора

$$b = \frac{V_m}{V_{км}} = \frac{0.0177}{0.0229} = 0.8$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

БР-02069964-35.03.06-12-19

следовательно, машина подобрана правильно.

Действительный массовый расход

$$M_{км} = \frac{\lambda \cdot V_{км}}{v_1} = \frac{0.75 \cdot 0.0229}{0.17169} = 0.1 \text{ кг/с.}$$

Действительная холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0.d} = M_{км} \cdot q_0 = 0.1 \cdot 157.8 = 15.8 \text{ кВт.}$$

Мощность привода компрессора

$$N_m = l_m \cdot M_{км} = 62.85 \cdot 0.1 = 6.3 \text{ кВт,}$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{6.3}{0.7} = 9 \text{ кВт,}$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{9}{0.9} = 10 \text{ кВт,}$$

$$N_{э} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} = \frac{10}{0.85} = 12 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле

$$Q_k = M_{км} \cdot q_k = 0.1 \cdot 229.4 = 22.9 \text{ кВт.}$$

Действительная нагрузка на конденсатор

$$Q_{к.d} = Q_{0.d} + N_i = 15.8 + 9 = 24.8 \text{ кВт.}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

2.4 Тепловой конструктивный расчет узла конденсации

Расчет конденсатора [9] стр. 316-320.

Расчет проведем для конденсатора второй камеры. Выбираем горизонтальный кожухотрубчатый конденсатор.

Массовый расход воды через конденсатор

$$G_w = \frac{Q_{к.д}}{c_w \cdot \Delta t_w} = \frac{24.8}{4.183 \cdot 4} = 1.48 \text{ кг/с,}$$

где c_w – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

Δt_w - подогрев воды в конденсаторе $\Delta t_w = 4^\circ\text{C}$ (см. подраздел 2.2).

В качестве поверхности теплопередачи выбираем шахматный пучок (рисунок 2.6) из медных труб со стандартным наружным оребрением: внутренний диаметр $d_{вн} = 0,0132$ м; диаметры окружности выступов и впадин соответственно $d_b = 0,021$ м и $d_0 = 0,0165$ м; шаг ребер $u = 0,002$ м; площади наружной и внутренней поверхностей 1 м длины трубы соответственно $F'_н = 0,149$ м² и $F'_{вн} = 0,0415$ м², коэффициент оребрения $\beta = F'_н / F'_{вн} = 3,6$.

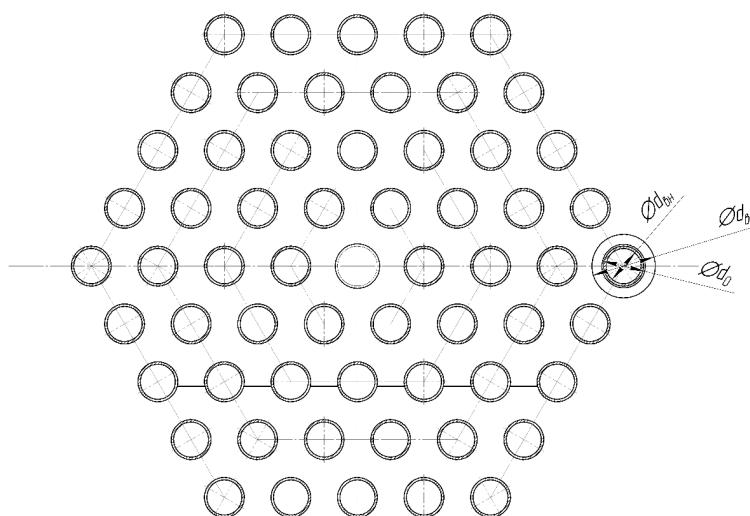


Рисунок 2.6 – Пояснения к расчету

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		75

Приняв скорость воды в аппарате $w = 1,9$ м/с, определяем число труб в одном ходе

$$n_1 = \frac{4G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot w} = \frac{4 \cdot 1.48}{\pi \cdot 998.2 \cdot 0.0132^2 \cdot 1.9} = 6$$

Уточняем скорость воды

$$w = \frac{4G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n_1} = \frac{4 \cdot 1.48}{\pi \cdot 998.2 \cdot 0.0132^2 \cdot 6} = 1.8 \text{ м/с.}$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды определяем критерии Рейнольдса и Нуссельта

$$Re_w = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_w} = \frac{1.8 \cdot 0.01}{1.01 \cdot 10^{-6}} = 23618$$

$$Nu_w = 0.021 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.43} = 0.02 \cdot 23618^{0.8} \cdot 7.03^{0.43} = 153.1$$

где ν_w , Pr_w – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$ и число Прандтля воды, соответственно.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{вн}}} = \frac{153.1 \cdot 0.597}{0.0132} = 6924 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где λ_w – теплопроводность воды, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Ориентировочное значение плотности теплового потока

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		76

$$A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \delta_i / \lambda_i} = \frac{1}{\frac{1}{6924} + 2.6 \cdot 10^{-4}} = 2473$$

$$q' = 0.7 \cdot A \cdot \Theta_m = 0.7 \cdot 2473 \cdot 4 = 6924 \text{ Вт/м}^2,$$

где A – эмпирический коэффициент,

Θ_m – температурный напор, °С.

Число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника (рисунок 2.7)

$$S = 1.3 \cdot d_n = 1.3 \cdot 0.021 = 0.027 \text{ м,}$$

$$m = 0.75 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{к.д} \cdot 10^3}{q' \cdot S \cdot d_{вн} \cdot (l/D)}} = 0.75 \cdot \sqrt[3]{\frac{24.8 \cdot 10^3}{7039 \cdot 0.027 \cdot 0.0132 \cdot 8}} = 8$$

$$m = 9, \quad n_8 = \frac{m}{2} = \frac{9}{2} = 4, \quad n_6 = 5.$$

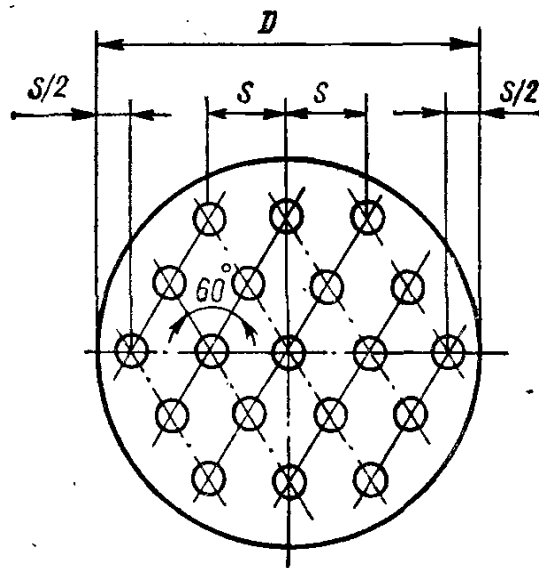


Рисунок 2.7 - Размещение труб в трубной решетке

Предварительные вычисления для определения удельного теплового потока со стороны R22

$$F'_в = \frac{\pi (d_n^2 - d_0^2)}{2u \cdot \cos \alpha / 2} = \frac{\pi \cdot (0.021^2 - 0.0165^2)}{2 \cdot 0.002 \cdot 0.95372} = 0.139 \text{ м}^2,$$

$$F'_з = F'_н - F'_в = 0.149 - 0.139 = 0.01 \text{ м}^2,$$

$$h'_p = \frac{0.25\pi \cdot (d_n^2 - d_0^2)}{d_n} = 0.0063 \text{ м},$$

$$\begin{aligned} \psi_p &= 1.3 \cdot \frac{F'_в}{F'_н} \cdot E^{0.75} \cdot \frac{d_0}{h'_p} + \frac{F'_з}{F'_н} \\ &= 1.3 \cdot \frac{0.139}{0.149} \cdot 1^{0.75} \cdot \frac{0.0165}{0.0063} + \frac{0.01}{0.149} = 3.24 \end{aligned}$$

Коэффициент в уравнении для определения удельного теплового потока со стороны R22

$$\begin{aligned} B &= 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{q_k \cdot \rho_{R22}^2 \cdot \lambda_{R22}^3 \cdot g}{\mu_{R22} \cdot d_0}} \cdot \left(\frac{n_b}{2}\right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \psi_p \\ &= 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{229.4 \cdot 1390^2 \cdot 0.0691^3 \cdot 9.81}{2.57 \cdot 10^{-4} \cdot 0.0165}} \cdot \left(\frac{5}{2}\right)^{-0.167} \cdot 3.6 \cdot 3.24 = 5496 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}/\text{К}^{-0.25}, \end{aligned}$$

где ρ_{R22} , μ_{R22} , λ_{R22} - плотность, кг/м³; динамическая вязкость, Па·с; теплопроводность, Вт/(м·К) R22, соответственно;

n_b - число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника (см. рисунок 2.6).

Для нахождения $q_{вн}$, решим графически при заданных значениях Θ_a , совместно уравнения

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БР-02069964-35.03.06-12-19					78

$$q_w(\Theta_a) = A \cdot (\Theta_m - \Theta_a),$$

$$q_a(\Theta_a) = B \cdot \Theta_a^{0.75},$$

где Θ_m – ориентировочный температурный напор, Θ_a – изменяемый в пределах от 0,5 до 2 температурный напор.

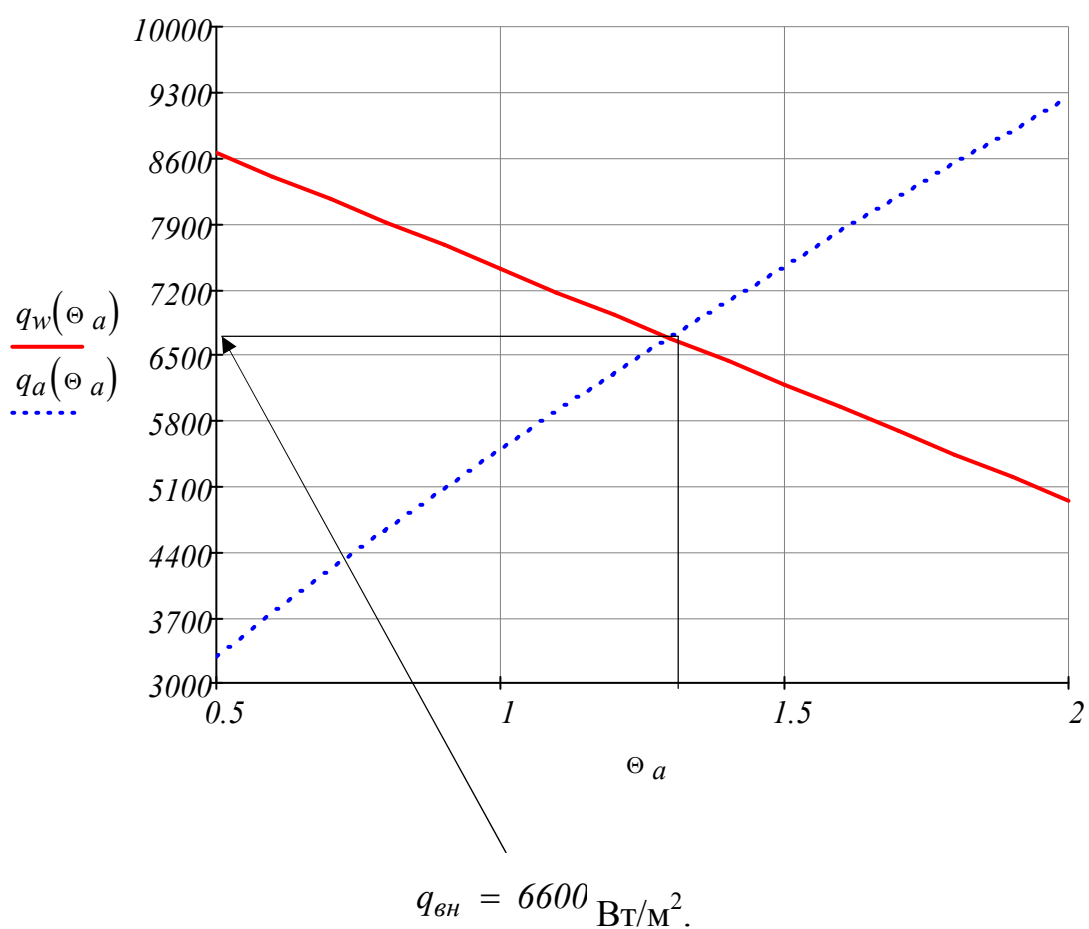


Рисунок 2.8 – Графоаналитическое определение плотности теплового потока

Общее число труб в аппарате

$$n = 0.75 \cdot m^2 + 0.25 = 0.75 \cdot 9^2 + 0.25 = 61,$$

						Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БР-02069964-35.03.06-12-19	

число ходов в аппарате по воде

$$z = \frac{n}{n_1} = \frac{61}{6} = 10$$

$$n = z \cdot n_1 = 10 \cdot 6 = 60$$

Для того чтобы использовать часть аппарата под ресивер, освобождаем трубный пучок от трех нижних рядов. Число исключенных труб

$$n_{иск} = i \cdot \frac{m+1}{2} + 1 + (i-1) = 3 \cdot \frac{9+1}{2} + 1 + (3-1) = 18$$

Число оставшихся труб

$$n_{ост} = n - n_{иск} = 60 - 18 = 42$$

Диаметр трубной решетки

$$D = m \cdot S = 9 \cdot 0.027 = 0.243 \text{ м.}$$

Для изготовления кожуха аппарата выбираем трубу с внутренним диаметром 273 мм и толщиной стенки 9 мм.

Площадь внутренней поверхности теплопередачи

$$F_{вн} = \frac{(Q_{к.д} \cdot 10^3)}{q_{вн}} = \frac{24.8 \cdot 10^3}{6600} = 3.76 \text{ м}^2.$$

Длина одной трубы в аппарате

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$l = \frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n} = \frac{3.76}{\pi \cdot 0.0132 \cdot 60} = 1.5 \text{ м.}$$

Отношение $l/D = 1,5/0,243 = 6,2$. Это приемлемо, так как для современных аппаратов средние значения l/D лежат в пределах 4-8.

Общий вид конденсатора приведен на рисунке 2.9.

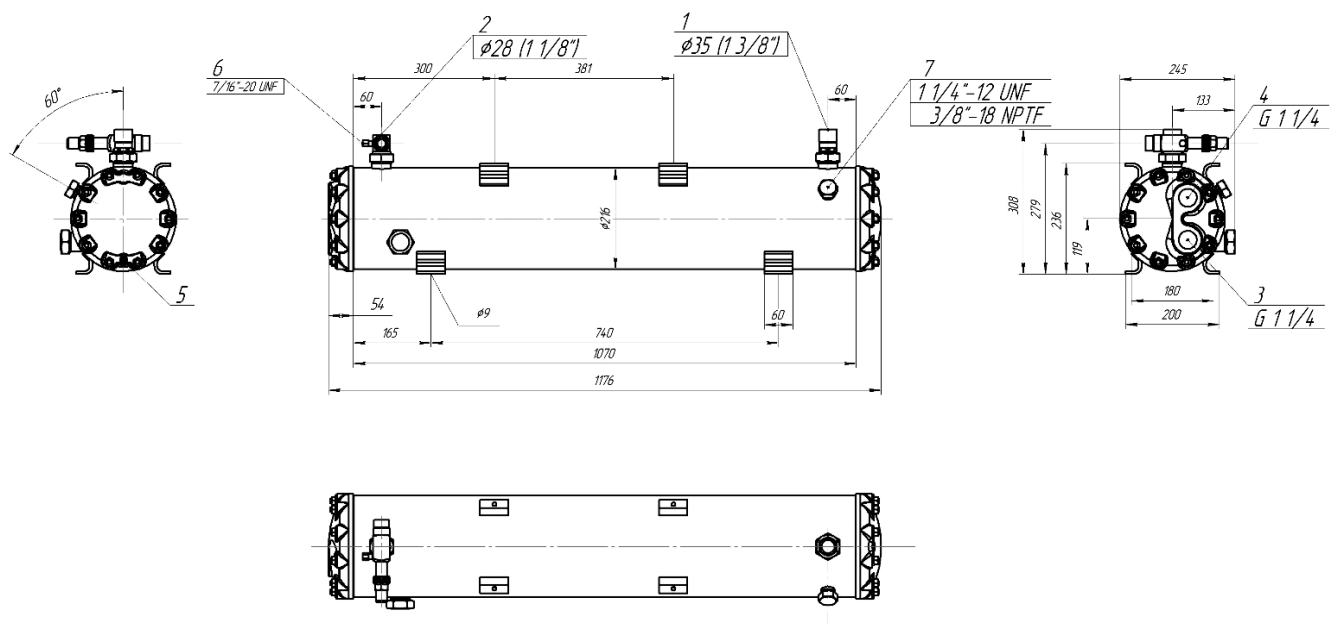


Рисунок 2.9 – Конденсатор KX110

Аналогичный расчет для 1 камеры дал следующие результаты

$$q_{вн} = 6500 \text{ Вт/м}^2,$$

$$D = m \cdot S = 9 \cdot 0.027 = 0.243 \text{ м,}$$

$$F_{вн} = \frac{(Q_{к.д} \cdot 10^3)}{q_{вн}} = \frac{19.8 \cdot 10^3}{6500} = 3.05 \text{ м}^2,$$

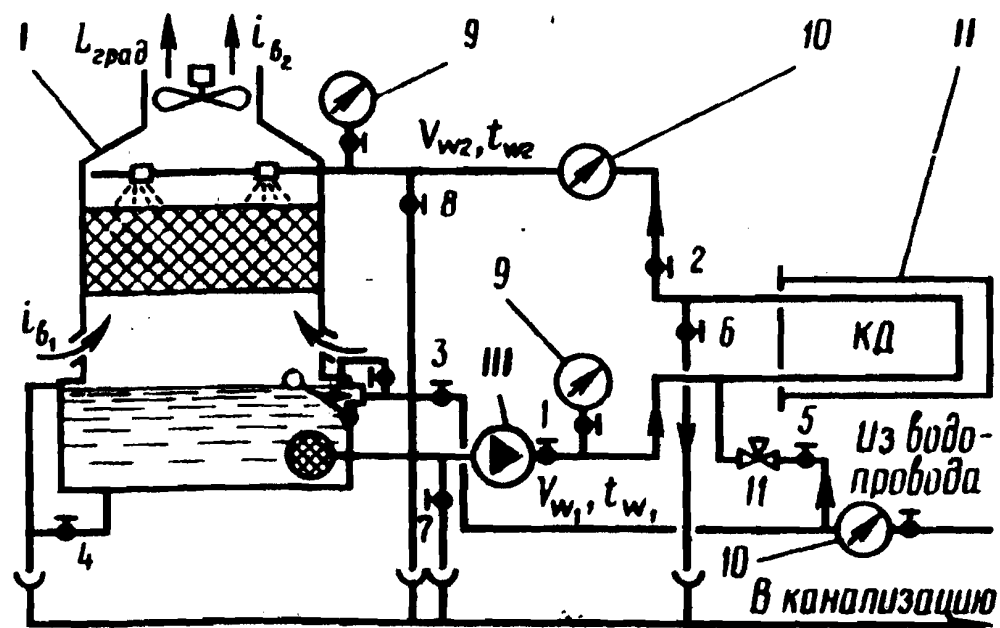
					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		81

$$l = \frac{F_{вн}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot n} = \frac{3.05}{\pi \cdot 0.0132 \cdot 60} = 1.2 \text{ м,}$$

$$\frac{l}{D} = \frac{1.2}{0.243} = 4.9$$

Соответственно, для 1 камеры выбираем конденсатор 273КП-4-Б5/13,2-1,2-1-У-И по ТУ 3612-023-00220302-01, где: 273 - диаметр кожуха, мм; КП – горизонтальный конденсатор с плавающей головкой; 4 - давление в кожухе, МПа; Б5 - материал исполнения (трубная решетка и трубы – медь); 13,2 - диаметр теплообменных труб, мм; 1,2 - длина труб, мм; 1 - одноходовой; У - климатическое исполнение; И - с деталями для крепления изоляции.

Схема обратного водоснабжения с применением градирни приведена на рисунке 2.10.



I - градирня; II - конденсатор холодильной машины; III - центробежный насос;

1-8 - запорные вентили; 9 - манометр; 10 - расходомер

Рисунок 2.10 - Схема обратного водоснабжения с применением градирни

										Лист
										82
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БР-02069964-35.03.06-12-19					

Суммарная тепловая нагрузка на конденсаторы камер 1 и 2 $Q_k=44,6$ кВт.

Суммарный расход воды на конденсаторы камер 1 и 2 ([2], стр. 316)

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_k}{\Delta t_w \cdot c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}} = \frac{44.6}{4 \cdot 4.182 \cdot 1000} = 0.00267 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³.

Тепловая нагрузка на градирню ([1], стр. 149)

$$Q_{\text{гр}} = 1.03 \cdot Q_k = 1.03 \cdot 44.6 = 45.9 \text{ кВт.}$$

Требуемая площадь поперечного сечения градирни ([1], стр. 148)

$$F_{\text{п.сеч}} = \frac{Q_{\text{гр}}}{q_F} = \frac{45.9}{35} = 1.31 \text{ м}^2,$$

где q_F – удельная тепловая нагрузка на 1 м² поперечного сечения насадки в градирни, кВт/м².

По $F_{\text{п.сеч}}$ по таблице 15.1 [1], стр. 159, выбираем вентиляционную градирню ГПВ-80.

Задаемся коэффициентом эффективности градирни $\eta_{\text{гр}}=0,4$.

Температура воды на выходе из градирни ([1], стр. 148)

$$t_{\text{wl}} = t_{\text{н.м}} + \Delta t_w \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{гр}}} - 1 \right) = 20 + 4 \cdot \left(\frac{1}{0.4} - 1 \right) = 26 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Количество форсунок

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$n_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{g_{\phi}} = \frac{0.00267}{1.4 \cdot 10^{-3}} = 2$$

где g_{ϕ} – объемный расход через одну форсунку, м³/с.

2.5 Тепловой конструктивный расчет испарительной системы

Испарители по камерам распределим в соответствии с тепловыми нагрузками.

Требуемая площадь теплопередающей поверхности ([3], стр. 99):

$$F_{II} = \frac{Q_{OB}}{k_{II} \times \Theta_T},$$

где $Q_{об}$ - тепловая нагрузка на камерное оборудование, равная сумме теплопритоков в данную камеру, Вт;

$k_{и}$ - расчетный коэффициент теплопередачи камерного оборудования, Вт/(м²·К);

Θ_T - расчетная разность температур между воздухом и хладагентом (температурный напор), °С.

Камера 1.

Расчетные значения $k_{и}$ и Θ_T , согласно [3], стр. 192

$$k_{и} = 14 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

$$\Theta_m = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тогда

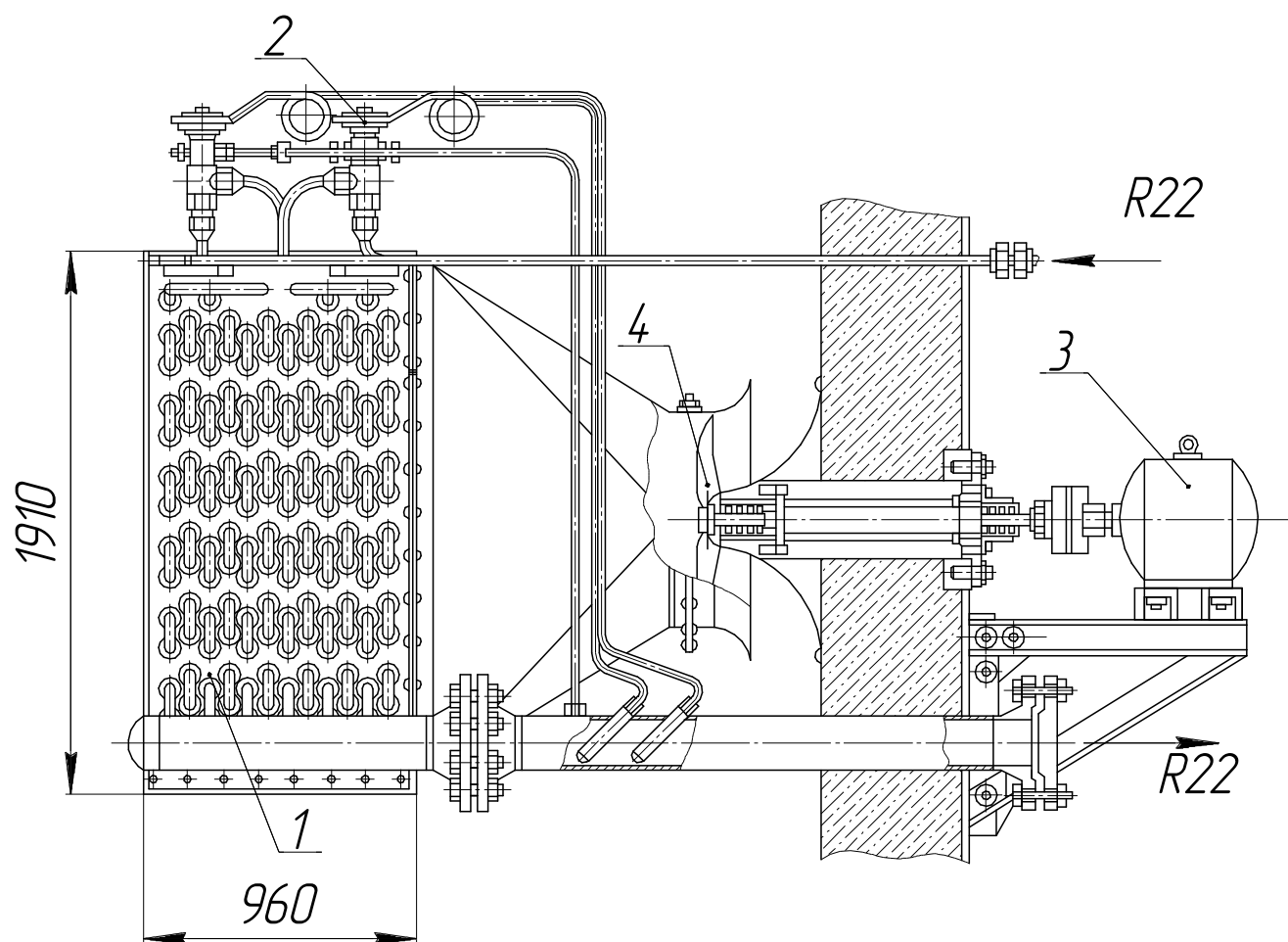
$$F_{u1} = \frac{Q_{об1}}{k_{и} \cdot \Theta_m} = \frac{9551.61}{14 \cdot 14} = 48.73 \leq 3 \cdot 18.5 = 55.5 \text{ м}^2.$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Объёмный расход воздуха [3], стр. 192

$$V_{\text{воз}} = \frac{\frac{Q_{\text{обл}}}{3}}{\rho_{\text{воз}} \cdot (i_{\text{воз1}} - i_{\text{воз2}}) \cdot 10^3} = \frac{\frac{9551.61}{3}}{1.27 \cdot (0.5 - -2.5) \cdot 10^3} = 0.836 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выбираем навесные воздухоохладители НВОЛ-1-80 с площадью поверхности охлаждения 20 м². Общий вид охладителя приведен на рисунке 2.11.



1 – испаритель X160, 2 - терморегулирующий вентиль, 3 - электродвигатель,
4 - вентилятор

Рисунок 2.11 - Воздухоохладитель сухой фреоновый НВОЛ-1-80

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БР-02069964-35.03.06-12-19				

Камера 2.

$$k_u = 10.7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\Theta_m = 10 \text{ }^\circ\text{С}.$$

$$F_{u2} = \frac{Q_{об2}}{k_u \cdot \Theta_m} = \frac{11438.3}{10.7 \cdot 10} = 106.9 \leq 205 \text{ м}^2,$$

$$V_{воз} = \frac{\frac{Q_{об2}}{3}}{\rho_{воз} \cdot (i_{воз1} - i_{воз2}) \cdot 10^3} = \frac{\frac{11438.3}{3}}{1.43 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^3} = 1.33 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Выбираем 5 навесных воздухоохладителей НВОЛ-1-80.

2.6 Расчет выбора вспомогательного оборудования

Расчет и подбор трубопроводов

Расчет диаметров трубопроводов холодильного контура между компрессором и испарителем.

Определим диаметр трубопровода между компрессором и испарителем для первой камеры.

Количество пара, образующееся в испарителе

$$G_{a1} = \frac{Q_{0T1}}{i_1 - i_4} = \frac{10}{407.452 - 234.14} = 0.0577 \text{ кг/с},$$

где Q_{0T1} – холодопроизводительность первой холодильной установки, кВт;

i_1, i_4 – энтальпии на входе и выходе в испаритель, кДж/кг.

Объем пара, движущегося на этом участке

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						86
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$V_{a1} = G_{a1} \cdot v_1 = 0.0577 \cdot 0.17169 = 0.0099 \text{ м}^3/\text{с},$$

где v_1 – удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Допустимая скорость пара во всасывающем трубопроводе $w=10$ м/с [9].

Внутренний диаметр трубы

$$d_{вн1} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{a1}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0099}{\pi \cdot 10}} = 0.0355 \text{ м.}$$

Выбираем трубу $57 \times 3,5$ мм, тогда $d_{вн}=0,05$ м, а фактическая скорость

$$w = \frac{4 \cdot V_{a1}}{\pi \cdot d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 0.0099}{\pi \cdot 0.05^2} = 5.04 \text{ м/с.}$$

Расчет и подбор водяного насоса.

Расчет и подбор водяного насоса проведем по главе 16 ([3], стр. 150)

Площадь поперечного сечения трубы:

$$f_{mp} = \frac{V_g}{w} = \frac{0.00267}{0.8} = 0.00334 \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр круглой трубы:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_g}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00267}{\pi \cdot 0.8}} = 0.065 \text{ м.}$$

Ближайшее стандартное значение $0,0508$ м (2``).

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Уточняем скорость движения воды в трубопроводе:

$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0508^2}{4} = 0.00203 \text{ м}^2,$$

$$w = \frac{V_в}{f_{mp}} = \frac{0.00267}{0.00203} = 1.3 \text{ м/с.}$$

Рассчитываем число Рейнольдса:

$$Re_в = \frac{\rho_в \cdot w \cdot d_{вн}}{\mu_в} = \frac{1000 \cdot 1.3 \cdot 0.0508}{0.8} = 83$$

Определяем коэффициент трения:

$$\lambda_{mp} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re_в} \right)^{0.25} = 0.11 \cdot \left(\frac{0.06}{0.0508} + \frac{64}{83} \right)^{0.25} = 0.13002$$

Потери давления от трения на участке длиной 5 м:

$$\Delta p_{mp} = \frac{\lambda_{mp} \cdot \rho_в \cdot w^2}{d_{вн}} \cdot l \cdot 10^{-3} = \frac{0.13002 \cdot 1000 \cdot 1.3^2}{0.0508} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 10.81 \text{ кПа.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$Z = \sum \zeta_m \cdot \frac{\rho_в \cdot w^2}{2} \cdot 10^{-3} = 52.4 \cdot \frac{1000 \cdot 1.3^2}{2} \cdot 10^{-3} = 44.28 \text{ кПа.}$$

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						88
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Общие потери давления в циркуляционном кольце:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + Z = 10.81 + 44.28 = 55.09 \text{ кПа.}$$

Расчетный напор:

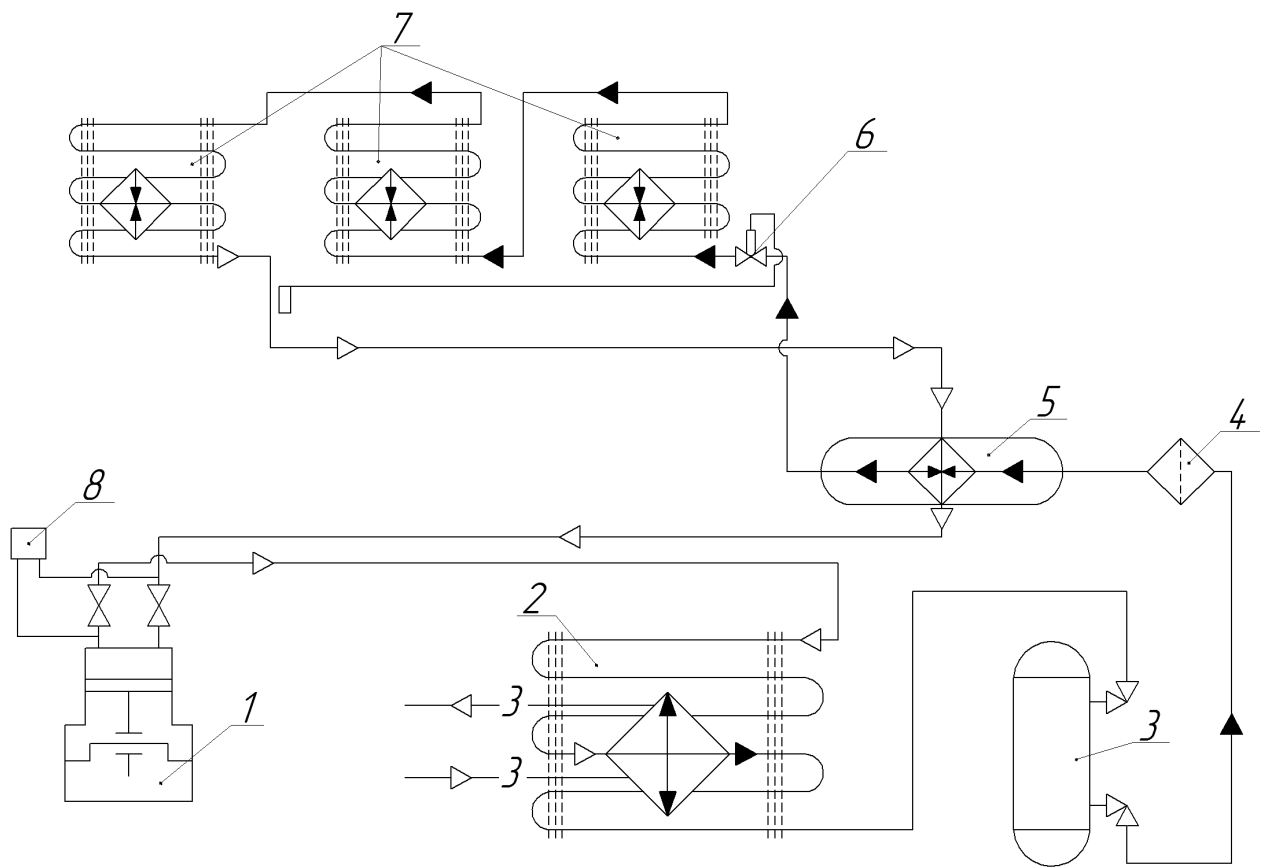
$$H = \frac{\Delta p \cdot 10^3}{\rho \cdot g} = \frac{55.09 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9.81} = 5.6 \text{ м.}$$

Подбор насоса производим по таблице 16.7 ([3], стр. 158). Подача в л/с – 2,67. Из имеющихся насосов типа К наиболее близким по требуемым параметрам является насос марки К8/18б при частоте вращения вала $48,33 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин) с подачей 3 л/с.

2.7 Описание спроектированного варианта

Разработанная схема холодильной установки непосредственного охлаждения, работающая на R22 представлена на рисунке 2.12. Холодильная машина состоит из компрессорно-конденсаторного агрегата, испарителей и пускозащитной арматуры. Из компрессора 1 пар поступает в конденсатор воздушного охлаждения 2. Сконденсированный хладагент собирается в ресивере 3, откуда через фильтр-осушитель 4, теплообменник 5 и терморегулирующие вентили 6 жидкий хладон поступает в испарители 7. Образующийся в испарителях пар через теплообменник 5 отсасывается компрессором. Постоянное давление, соответственно и постоянная температура кипения в испарителе, а также защита от повышенного давления в конденсаторе обеспечиваются с помощью реле низкого и реле высокого давления 8. Заданная температура воздуха в грузовом помещении поддерживается путем периодического пуска и остановки компрессора.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



Условные обозначения:

- ▶— — R22 жидкость;
- ▷— — R22 пар;
- 3— — вода

Рисунок 2.12 - Схема холодильной установки на R22 с воздухоохладителями непосредственного охлаждения

3 Автоматическое регулирование температурного режима камер холодильника

Проектируемая холодильная камера с точки зрения автоматического регулирования температурного режима представляют собой объект, обладающий большой инерционностью: тепловая емкость камеры, а, следовательно, и температура ее при кратковременных изменениях внешних и внутренних теплопритоков меняются очень медленно.

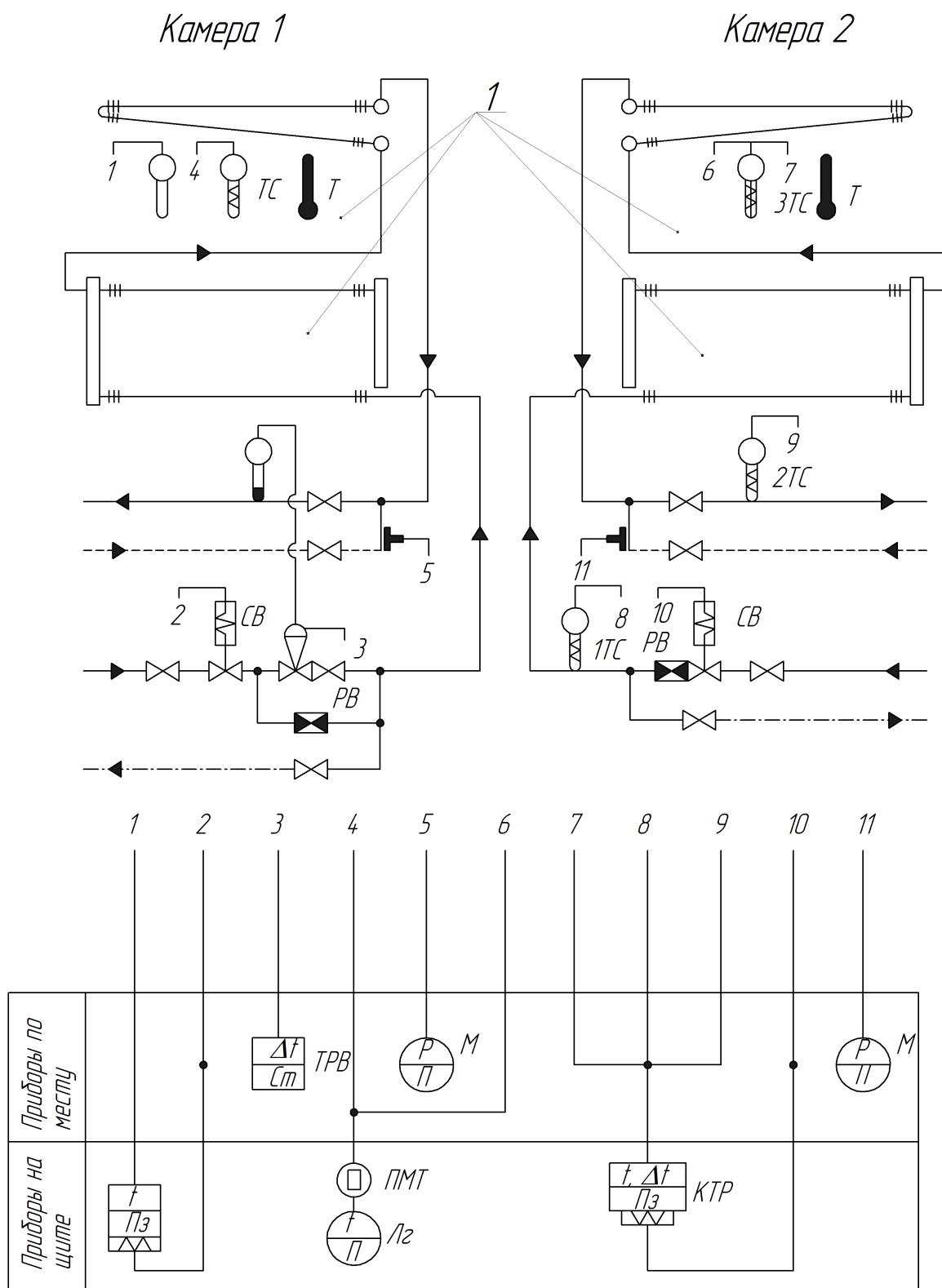
Для автоматического регулирования температуры воздуха в камерах применяем двухпозиционные регуляторы с малым дифференциалом (0,5-1,0 °С). Также предусматриваем схему локального регулирования с помощью индивидуальных реле температуры для каждой камеры, а именно полупроводниковые реле температуры типа ПТР-2.

Датчики регуляторов температуры устанавливаются в точках с условной средней температурой воздуха, т.е. стенах камеры в центральном проходе на две трети высоты от пола и ограждаем от механических повреждений. Вторичные приборы регуляторов температуры размещаются на центральном щите автоматики (ЦЩА) холодильной установки.

Принятое проектное решение предусматривает камеры с охлаждением воздухоохладителями с безнасосной подачей. Эти камеры оборудуются навесными воздухоохладителями. Поддерживать температуру воздуха в этих камерах с требуемой точностью (0,5...1,5° С в зависимости от назначения камеры) затруднительно вследствие того, что тепло отводится естественной конвекцией (частично лучеиспусканием) и в камерах образуются застойные зоны. Неравномерность температуры в камерах может достигать 2...6° С.

Схема автоматизации камер при безнасосной подаче жидкого хладагента R-22 показана на рисунке 3.1. Заполнение воздухоохладителей хладагентом регулируется терморегулирующим вентилем ТРВ (камера 1).

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



1 - воздухоохладитель

Рисунок 3.1 - Принципиальная схема автоматизации регулирования температурного режима камер холодильника с безнасосной подачей

ТРВ являются регуляторами прямого действия. На мембрану ТРВ, которая перемещает регулирующий клапан, действуют две силы: давление в термочувствительной системе, которая с помощью термобаллона воспринимает температуру отсасываемых из воздухоохладителей паров $t_0^п$, и давление кипения жидкого R-22, соответствующее температуре кипения $t_0^ж$. Клапан регулятора перемещается силой, зависящей от перегрева пара $\Delta t = t_0^п - t_0^ж$.

При недостаточной подаче жидкого хладагента в воздухоохладители перегрев пара увеличивается, клапан ТРВ открывается больше, и подача жидкости увеличивается, при уменьшении перегрева подача жидкости уменьшается. Перегрев можно регулировать в пределах от 1,5 до 10° С. Дросселирование жидкости осуществляется в клапане ТРВ. При неисправности ТРВ и его отключении регулировать подачу жидкости можно вручную при помощи регулирующего вентиля РВ.

Регулирование выполняется при помощи реле температуры РТ и соленоидного вентиля СВ. При повышении температуры воздуха в камере РТ включает СВ на трубопроводе подачи хладагента в воздухоохладители. Если температура опускается ниже заданного предела, РТ отключает СВ, и он закрывается. Перед соленоидным вентилем устанавливают фильтр и запорный вентиль для его осмотра и ремонта.

Для дистанционного измерения температуры с центрального щита автоматики ЦЩА в камере устанавливают термометр сопротивления ТС (ТСМ-ХП), который работает в комплексе с многоточечным переключателем ПМТ и логометром Лг. При применении многоточечных регуляторов температуры дополнительная установка ТС для дистанционного измерения температуры не требуется, так как оно осуществляется в точках регулирования по тем же каналам и одним датчиком. Местное (контрольное) измерение температуры выполняют при помощи технического стеклянного термометра Т для складских помещений, который устанавливают в камере стационарно или на переносной подставке. На жидкостных подающих линиях для наладки системы и первоначальной регулировки распреде-

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						93
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ления холодильного агента по воздухоохладителям камеры устанавливают ручные регулирующие вентили РВ.

При оттаивании воздухоохладителей горячими парами холодильного агента необходимое давление устанавливают при помощи запорного вентиля по манометру М.

Для автоматического заполнения воздухоохладителей вместо ТРВ в камере 2 применяют комбинированные реле температуры (КТР-2 системы ВНИХИ), которые совмещают в себе реле разности температур и реле температуры.

В качестве датчиков реле разности температур служат термометры сопротивления 1ТС и 2ТС, устанавливаемые на жидкостном и газовом трубопроводах, они воспринимают соответственно температуру кипения жидкости и температуру отсасываемых паров. Датчиком реле температуры является также термометр сопротивления 3ТС, устанавливаемый в камере. Для дистанционного измерения температуры воздуха в камерах целесообразно в целях уменьшения количества приборов устанавливать термометр сопротивления с двойным чувствительным элементом ТСМ-020 взамен двух термометров сопротивления типа ТСМ-ХП.

КТР (реле разности температур и реле температуры) имеет выходы в виде электрических контактов, которые управляют соленоидным вентилем СВ на линии подачи жидкого R-22 в воздухоохладители. Контакты КТР включаются в цепь управления СВ последовательно. Периодическая работа СВ в зависимости от перегрева продолжается до тех пор, пока температура воздуха в камере не опустится ниже заданного предела и контакт реле температуры не разомкнется.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем проекте разработана холодильная камера, имеющая в своем составе: камеру 1 для хранения молочных продуктов и камеру 2 для хранения мороженого и сливочного масла. Камера расположена в г. Саранск, с. Горяйновка. Расчетные параметры внутреннего воздуха (для г. Саранск) и продуктов: камера 1 - расчетная температура $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$; расчетная относительная влажность 80 %; температура поступающих продуктов $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$; камера 2 - расчетная температура $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$; расчетная относительная влажность 90 %; температура поступающих продуктов $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Холодильные установки работают на хладагенте R22.

В работе проведен калорический расчет, тепловой и конструктивный расчет и подбор основных элементов технологической схемы.

Общие теплопритоки в камеру 1 составили 9551,61 Вт, в камеру 2 11438,3 Вт.

Действительная холодопроизводительность компрессора для камеры 1 составила 14,8 кВт, для камеры 2 - 15,8 кВт.

Действительная нагрузка на конденсатор для камеры 1 составила 19,8 кВт, для камеры 2 - 24,8 кВт.

В результате расчетов выбраны конденсаторы: для камеры 1 КТГ-40, для камеры 2 КТГ-80; навесные воздухоохладители НВОЛ-1-80 с площадью поверхности охлаждения 84 м^2 для камеры 1 – 3 шт., для камеры 2 – 5 шт.

Также, для оборотной системы водоснабжения градирни, подобран насос марки К8/18б с частотой вращения вала $48,33\text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин) и подачей 2,2 л/с.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						95
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1987. – 221 с.

2 Крылов и др. Проектирование холодильников. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 313 с.

3 Лашутина Н. Г., Верхова Т. А., Суедов В. П. Холодильные машины и установки. - М.: КолосС, 2006. - 440 с.

4 Бараненко Л. В., Куцакова В. Е., Борзенко Е. И., Фролов С. В. - Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов. Ч. 3. Теплофизические основы. - М.: КолосС, 2004. - 249 с.

5 Зеликовский И. Д., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: Справочник. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Агропромиздат, 1989. - 672 с.

6 Кондрашова Н. Г., Лашутина Н. Г. Холодильно-компрессорные машины и установки: Учебник для машиностр. техникумов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк.. 1984. - 335 с.

7 Куцакова В. Е., Уварова Н. А., Мурашов С. В., Ишевский А. Л. Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов. Ч. 2. Общая технология отрасли: Учебники и учеб, пособия для студентов вузов / В. Е. Куцакова, Н. А. Уварова, С. В. Мурашев. А. Л. Ижевский. - М.: КолосС, 2003. – 240 с.

8 Аверин Г. Д., Бражников А. М., Васильев А. И., Малова Н. Д. - Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника». Под ред. Маловой Н.Д. – М.: Агропромиздат, 1986 – 186 с.

9 Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб, пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов и др.; Под общ, ред. И. А. Сакуна. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. - 423 с.

10 Ужанский В. С. Автоматизация холодильных машин и установок. - 2-е изд., пере-раб. и доп. - М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982. - 304 с.

					БР-02069964-35.03.06-12-19	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		