

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА»

УДК 631.22.01

На правах рукописи

ПУТАН АЛЕКСЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СВИНОВОДСТВА ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ
НАРУЖНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

Специальность:

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного
комплекса

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный консультант:

Доктор технических наук, профессор
Девянин Сергей Николаевич

Москва – 2023

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	8
1.1. Актуальность темы.....	8
1.2. Рекуператоры для свиноводства. Обзор фирм, характеристики рекуператоров	10
1.3. Проблемы эксплуатации рекуператоров при отрицательных температурах наружного воздуха	12
1.4. Обзор математических моделей микроклимата свиноводческих помещений с учётом использования энергосберегающего оборудования	13
1.5. Обзор математических моделей теплопередачи для рекуператоров тепла	16
1.6. Обзор способов борьбы с обмерзанием рекуператоров	32
Выводы по главе 1	38
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА...40	
2.1. Тепловой баланс животноводческого помещения.....	40
2.2 Тепловой баланс рекуператора.....	45
2.3. Выбор методики расчёта математической модели	47
2.4. Объект исследования. Граничные условия расчёта.....	48
2.5. Расчёт режима рекуперации. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в «сухом» режиме	51
2.5.1. Условия расчёта работы в «сухом» режиме.....	51
2.5.2. Методика расчёта теплопередачи в «сухом» режиме.....	51
2.6. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в режиме «с образованием конденсата»	55
2.6.1. Условия расчёта работы в режиме «с образованием конденсата».....	55
2.6.2. Методика расчёта теплопередачи на режиме «с образованием конденсата»	57
2.7. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в режиме «с образованием инея»	65
2.7.1. Условия расчёта работы в режиме «с образованием инея».....	65
2.7.2. Методика расчёта теплопередачи на режиме «с образованием инея».....	66
2.8. Расчёт режима регенерации.....	69
2.8.1. Условия расчёта режима регенерации.....	69
2.8.2. Методика расчёта режима регенерации рекуператора	72
Выводы по главе 2	79
ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ	80
3.1. Результаты расчёта теплопередачи в «сухом» режиме	80
3.2. Результаты расчёта теплопередачи на режиме «с образованием конденсата».....	84
3.3. Результаты расчёта теплопередачи на режиме «с образованием инея»	90
3.4. Продолжительность цикла «рекуперация-регенерация».....	99
3.5. Результаты расчёта режима «регенерация» рекуператора	101

3.6. Мощность теплового потока между вытяжным и приточным каналом рекуператора	102
3.7. Коэффициент эффективности утилизации тепла.....	107
3.8. Производительность рекуператора	113
Выводы по главе 3	122
ГЛАВА 4. ИСПЫТАНИЯ РЕКУПЕРАТОРА ТЕПЛА	124
4.1. Условия проведения испытаний.....	124
4.2. Результаты испытаний рекуператора	131
4.3. Микроклимат в помещении при работе рекуператора	147
4.3. Анализ результатов испытаний	149
4.4. Оценка экономии тепла при использовании рекуператора в системе вентиляции .	151
4.5. Рекомендации по конструированию и проектированию рекуператора работающего в условиях отрицательных температур.....	153
Выводы по главе 4	155
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	158
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	160
Приложение А (обязательное).....	174
Акты внедрения и отзывы	174

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Свиноводство, как составная часть животноводства, является довольно энергоёмким направлением, где создание и поддержание оптимального микроклимата связано со значительным расходом энергоресурсов. Создание микроклимата для животных, наряду с полнорационным кормлением, играет важную роль в повышении их продуктивности и сохранности.

Для создание микроклимата в производственных помещениях свиноводческого комплекса, используется тепловая и электрическая энергии. Причём, увеличение потребления тепловой энергии, на свиноводческом комплексе, напрямую связано с понижением наружных температур воздуха. Поэтому, использование энергосберегающего оборудования, позволяющего экономить тепловую энергию, особенно актуально для регионов России с большей продолжительностью низких наружных температур воздуха.

Применение энергосберегающего оборудования на свиноводческих комплексах на основе систем утилизации тепла выбросного воздуха, позволяет вторично использовать тепло выделяемое животными для отопления производственных помещений, за счёт возврата части этого тепла с приточным воздухом.

На отопление производственных помещений свиноводческого комплекса приходится наибольшая доля энергетических затрат. Из них, до 90% выбрасывается в атмосферу при вентиляции для создания оптимального микроклимата. Вторичное использование тепла выброшенного в атмосферу является актуальной задачей, при создании энергосберегающих вентиляционных систем, работающих в условиях низких наружных температур.

Степень разработанности темы. Вопрос применения рекуперативной энергии для свиноводства нужно рассматривать только, как составную часть вопросов обеспечения микроклимата в свиноводческом помещении.

Вопросами в области микроклимата, теплоснабжения и энергосбережения в сельскохозяйственном производстве ранее занимались ведущие учёные: Антонов П.П., Бабаханов Ю.М., Бородин И.Ф., Гулевский В.А. Иванов Ю.Г., Игнаткин И.Ю., Казанцев С.П., Кирсанов В.В., Кокорин О.Я., Мурусидзе Д.Н., Новиков Н.Н., Растимешин С.А., Расстригин В.Н., Рудобашта С.П., Самарин Г.Н., Скляр А.В., Тихомиров Д.А, и др. На основании требований к микроклимату помещения формируются требования и к рекуперативным установкам, которые должны обеспечить вентиляцию и отопление помещений в зимний и переходные периоды года.

Общий анализ литературных источников определил состояние исследованности вопроса и показал, что вопрос прогнозирования работы противоточных рекуператоров работающих в условиях низких температур изучен не в полной мере. Что не позволяет организовать работу рекуператоров тепла, для свиноводческих помещений, в условиях низких наружных температур.

Цель работы. Повышение эффективности работы системы вентиляции свиноводческих помещений с системами рекуперации тепла в условиях инееобразования в вытяжном канале рекуператора.

Задачи исследования.

1. Разработать методику и математическую модель работы рекуператора в условиях низких наружных температур и при образовании инея в вытяжном канале.
2. Проведение натурных испытаний для подтверждения адекватности предложенной математической модели.
3. Оценить эффективность рекуператора с учётом работы при образовании инея в вытяжном канале.
4. Разработать рекомендации по разработке рекуператоров с возможностью работы оборудования при инееобразовании в вытяжном канале.

Научная новизна работы. Разработана методика и математическая модель расчета рекуператора и его регенерации при работе его в условиях низких наружных температур и возможного инееобразования в вытяжном канале рекуператора.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что была разработана:

- методика построения математической модели работы рекуператора в условиях работы низких наружных температур и при инееобразовании в вытяжном канале и с регенерацией вытяжного канала рекуператора;

- математическая модель работы рекуператора в условиях низких наружных температур и при инееобразовании в вытяжном канале рекуператора;

- математическая модель регенерации вытяжного канала рекуператора;

- рекомендации по разработке рекуператоров с возможностью работы оборудования при низких наружных температурах и при инееобразовании в вытяжном канале;

- характеристика работы рекуператора в условиях низких наружных температур для последующего расчёта оборудования с системой микроклимата.

Методология и методы исследования. Представленные в диссертационной работе теоретические и экспериментальные исследования были проведены на основе фундаментальных законов и положений теории теплопередачи, термодинамики, теоретических основ теплотехники, математического и физического моделирования с использованием компьютерного программирования.

Положения выносимые на защиту:

- методика построения математической модели работы рекуператора в условиях работы низких наружных температур и при инееобразовании в вытяжном канале рекуператора;

- математическая модель работы рекуператора в условиях низких наружных температур и при инееобразовании в вытяжном канале рекуператора;

- результаты натуральных испытаний рекуператора для подтверждения адекватности предложенной математической модели;

- результаты оценки эффективности рекуператора с учётом работы при образовании инея в вытяжном канале;

- рекомендации по разработке рекуператоров с возможностью работы оборудования при инееобразовании в вытяжном канале.

Степень достоверности и апробации результатов работы.

Достоверность результатов исследования подтверждается достаточным количеством экспериментов, современными методами исследования, которые соответствуют поставленным в работе целям и задачам.

Основные положения диссертации доложены, обсуждены и одобрены на: Международной научной конференции посвященная 125-летию со дня рождения В.С. Немчинова, РГАУ – МСХА имени К.А. Тимирязева 2019 г., Международной научной конференции профессорско-преподавательского состава, посвященная 155-летию РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева 2020 г., ежегодном семинаре «Чтения академика В.Н. Болтинского», РГАУ – МСХА имени К.А. Тимирязева в 2022 г.,

Публикации. Основные результаты работы изложены в 7 работах, в том числе 4 статьи опубликовано в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, выводов, списка литературы на 113 источников (18 на иностранном языке) и приложений. Работа изложена на 176 страницах, включая 80 рисунков и 21 таблицу.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Актуальность темы

Необходимость использования рекуператоров на территории России обуславливается географическим расположением свиноводческих ферм и комплексов. В структуре затрат на производство продукции животноводства доля энергоресурсов составляет в настоящее время 8...12% и имеет тенденцию к возрастанию. Энергозатраты на микроклимат помещений имеют наибольший вес и приближаются к 30...35% всей потребляемой энергии [27].

С увеличением количества свиноводческих комплексов и ферм, за последние 10 лет, увеличилось суммарное энергопотребление на свиноводческих объектах [2]. В связи с этим, возникает потребность в энергосберегающих технологиях, которые могли бы помочь в решении вопросов энергосбережения. Так как свиньи выделяют довольно много свободного тепла от 1,36 до 7,2 Вт/кг [1,39] и за счёт того, что в помещениях содержания животных, температура в зимний период времени поддерживается от 16 до 28 °С, в зависимости от половозрастных групп, есть возможность эффективно утилизировать часть удаляемого тепла с вентиляционным воздухом. Тем самым, экономить тепло при отоплении производственных помещений. По некоторым оценкам, на свиноводческих комплексах наибольшая доля топливных ресурсов приходится на отопление производственных помещений, до 90% которых выбрасывается в атмосферу с вентиляционным воздухом [4]. Поэтому, применение энергосберегающего оборудования позволяет снизить энергопотребление ферм и комплексов и уменьшить себестоимость производства.

Одновременно, с внедрением энергосберегающих технологий важно обеспечить требуемые параметры микроклимата в зоне обитания животных.

Эти параметры приводятся в «РД-АПК 1.10.02.04-12 Методические рекомендации по технологическому проектированию свиноводческих ферм и комплексов» и в рекомендациях производителей генетики [5]. Поддержание требуемых параметров микроклимата позволит реализовывать генетический потенциал животных, снизить заболеваемость, получать максимальные привесы и минимальные показатели конверсии корма. Так как, отмечается в исследованиях [6,7,8,34], значения температуры содержания животных является одним из важнейших показателей для повышения привесов и минимизации конверсии корма рис.1.1.

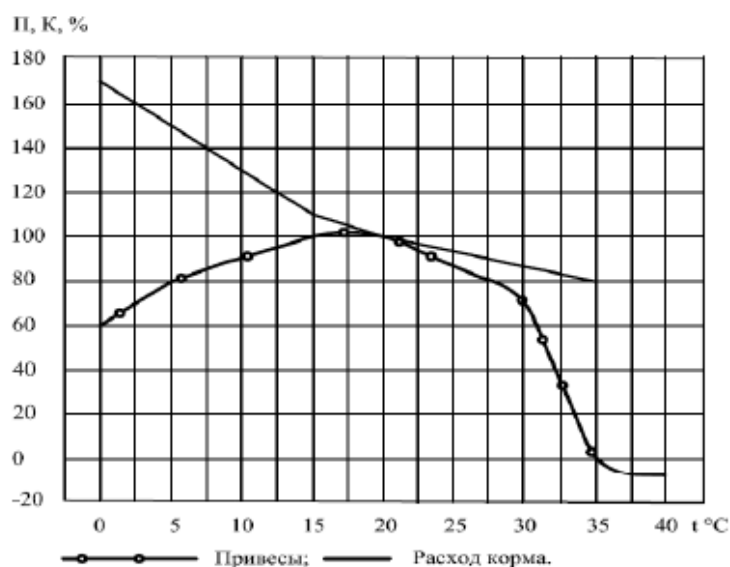


Рисунок 1.1 - Влияние температуры окружающего воздуха на продуктивность свиней на откорме

Энергосбережение с помощью рекуператоров тепла одинаково востребовано и возможно во всех регионах России. Использование рекуператоров тепла позволяет экономить до 98% затрат на отопление за отопительный период в южных регионах России, например в Ростовской обл. рис. 1. В северных регионах, например в Красноярском крае, экономия тепла за отопительный период составит 83%, рис. 1.2 [9,10].

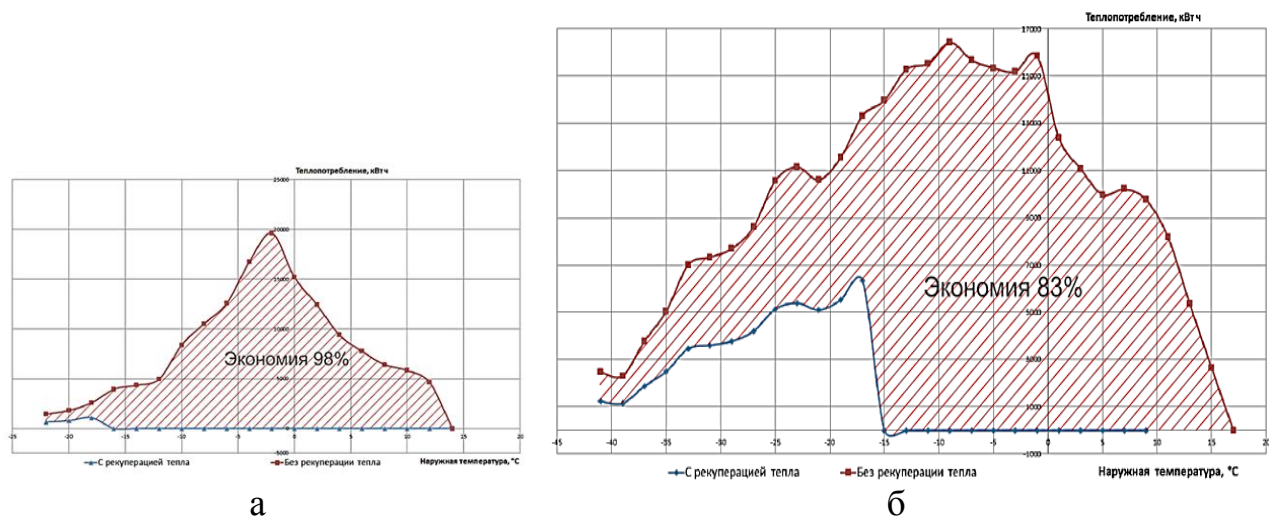


Рисунок 1.2 - Экономия тепловой энергии на отопление за год на свинокомплексах где а – «Батайское», Ростовская область; б – «Красноярский», Красноярский край.

Кроме того, при использовании энергосберегающего оборудования, - рекуператоров тепла, был отмечен дополнительный положительный эффект. Так как приточный воздух подогревается в рекуператоре, то в помещении смешиваясь с воздухом, требуется его подогрев на меньшую температуру. Это положительно влияет на параметры микроклимата в зоне обитания животных, уменьшает количество респираторных заболеваний и снижаются затраты на ветеринарные препараты [11].

1.2. Рекуператоры для свиноводства. Обзор фирм, характеристики рекуператоров

Рекуператоры различаются по принципу действия и по конструкции [3,12,108]:

- пластинчатый (частный случай перекрестно-точный), трубчатый;
- рекуператоры с промежуточным теплоносителем: рекуператор с тепловыми трубами, тепловой насос, фреоновый рекуператор, камерный рекуператор, роторный рекуператор и др.;

В силу экономических, конструктивных и эксплуатационных особенностей рекуператоры в свиноводстве применяются в основном только пластинчатые и трубчатые.

В настоящее время на рынке и в эксплуатации на свиноводческих комплексах широко представлены рекуператоры характеристики которых приведены в таб. 1.1 [10, 13-20,113].

Таблица 1.1 - Технические характеристики рекуператоров

Компания	Тип модуля по конструктивно му исполнению	Тип модуля по направлению движения потоков воздуха	Вентил яторы (прито чный/в ытяжн ой)	Вариан т испол нения теплоо бменно го модуля	Наличие системы автомат ической промывк и	Миним альная наруж наятем перату ра работы , °С	Коэффи циент эффекти вности утилизац ии тепла	Мате риал тепло обменно го моду ля	Отраслева я принадлеж ность
Schönhammer	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-15	0,69	пласт ик	Свиноводс тво
RimuAgrartechnologie	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-12	0,39	пласт ик	Свиноводс тво
MöllerAgrarklimaSteuerungen	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-	0,4	пласт ик	Свиноводс тво
HDT Anlagenbau	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-	-	пласт ик	Свиноводс тво
НАКА	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-	-	пласт ик	Свиноводс тво
Агропроекти нвест	Пласти нчатый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Да	-40	0,5	пласт ик	Свиноводс тво
Tuffigogapidex	Трубчат ый	Противот очный	Осевой /осево й	Вертик альный	Нет	0	0,15	пласт ик	Птицеводс тво
Vencomaticgroup	Пласти нчатый	Противот очный	-	Горизо нтальн ый	Да	-	-	пласт ик	Птицеводс тво
BigDutchman	Пласти нчатый	Перекрёс тно- точный	Центро бежны й/цент робеж ный	-	Нет	-	0,57	-	Птицеводс тво

Все рекуператоры представленные в таблице применяются в свиноводстве, в том числе, и те которые изначально создавались производителями для птицеводства. Так же, в разное время были разработаны рекуператоры в промышленном исполнении или запатентованы:

ГНУ ВНИИМЖ, ГНУ ВИЭСХ, АО ВНИИКОМЖ, Reventa, Munters, Gemmel [21-25].

Как видно из представленных характеристик оборудования в таб. 1.1 все рекуператоры разработанные для свиноводства противоточные, пластинчатые, с вертикальным расположением теплообменного модуля изготовленным из коррозионностойкого пластика, оборудованы системой автоматической промывки, имеющие радиальные приточные и вытяжные вентиляторы. За исключением одного, рекуператора компании Агропроектинвест, оборудование не может работать при температурах ниже - 15 °С. Единичное предложение оборудования, способного работать при температурах ниже - 15°С, может говорить об отсутствии решений, в промышленном исполнении, для широкого применения на свиноводческих комплексах и фермах.

1.3. Проблемы эксплуатации рекуператоров при отрицательных температурах наружного воздуха

При эксплуатации рекуператоров в условиях низких температур наружного воздуха на свиноводческих комплексах возникают следующие проблемы [62-64, 68-75]:

- образование инея в вытяжном канале рекуператора. Это приводит к снижению величины теплопередачи через стенку теплообмена и снижению эффективности работы оборудования. Возникает необходимость использовать теплогенерирующее оборудование и увеличивается расход энергоресурсов;
- частичное или полное перекрытие выпускного канала за счёт образования в нём инея и льда. Это приводит к уменьшению производительности вытяжного канала, вплоть до полного его перекрытия. Возникает необходимость использовать дублирующие вытяжные вентиляторы и шахты;

- нестабильность работы рекуператоров при отрицательных температурах наружного воздуха вынуждает ставить дублирующее теплогенерирующее оборудование рассчитанное на максимальную тепловую потребность помещения. Так же, при отключении рекуператоров тепла и при переходе на работу дублирующего теплового и вентиляционного оборудования, необходимо предусмотреть необходимое распределение воздуха по помещению за счёт расстановки оборудования, что бы выполнялись требования по микроклимату, что повышает требования к системе вентиляции;

- образование льда на деталях вентиляционного оборудования, вблизи которых происходит встреча холодного и тёплого (влажного) воздуха. Если это клапана и вентиляторы работающие в импульсном режиме, то возможно прихватывание подвижных частей и некорректная работа оборудования. Если это вытяжные или приточные шахты, то это ведёт к образованию льда и уменьшению проходных сечений каналов и снижению производительности оборудования.

Остановка работы рекуператора, при отложении инея и льда на стенках вытяжного канала, происходит из-за неправильного расчёта рекуператора и системы вентиляции в целом. Отложения инея происходит при охлаждении стенки вытяжного канала ниже 0°C . Для осуществления прогнозирования процессов теплообмена и момента наступления охлаждения стенки вытяжного канала ниже 0°C , необходимо составление математической модели процесса теплообмена.

1.4. Обзор математических моделей микроклимата свиноводческих помещений с учётом использования энергосберегающего оборудования

В источнике [26] предлагается, при расчёте тепловлажностного баланса животноводческого помещения с учётом использования рекуператоров

тепла, дополнительную потребность в количестве теплоты определять из выражения:

$$Q_{\text{доп}} = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{и}} + Q_{\text{ж}}^{\text{CB}}, \quad (1.1)$$

где $Q_{\text{доп}}$ – дополнительная потребность в тепле, Вт; $Q_{\text{ог}}$ – потери теплоты через ограждения, Вт; $Q_{\text{в}}$ – расход теплоты на нагрев вентиляционного воздуха, Вт; $Q_{\text{и}}$ – теплопотери на испарение влаги с открытых водных и смоченных поверхностей, Вт; $Q_{\text{ж}}^{\text{CB}}$ – количество явной теплоты выделяемой животными, Вт.

Расход теплоты на нагрев воздуха с учётом работы рекуператоров предлагается определять по выражению:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{пр}} - Q_{\text{ут}}, \quad (1.2)$$

где $Q_{\text{пр}}$ – количество теплоты, необходимое для нагрева приточного воздуха, Вт; $Q_{\text{ут}}$ – количество теплоты возвращаемое теплоутилизационными установками, Вт.

Тепловозврат от теплоутилизационных установок предлагается определять в зависимости от их типа и технических характеристик и принимать, как функцию:

$$Q_{\text{ут}} = Z_{\text{ут}} \cdot q_{\text{ут}} = f(t_{\text{н}}; t_{\text{в}}; \varphi_{\text{в}}), \quad (1.3)$$

где $Q_{\text{ут}}$ – количество теплоты возвращаемое теплоутилизационными установками, Вт; $Z_{\text{ут}}$ – количество теплоутилизаторов, шт; $q_{\text{ут}}$ – тепловозврат одного утилизатора при расчётном перепаде температур, Вт; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{в}}$ – температура воздуха помещения, °С; $\varphi_{\text{в}}$ – относительная влажность воздуха помещения, %.

Тепловозврат одного утилизатора предлагается определять по формуле:

$$q_{\text{ут}} = A_{\text{ут}} \cdot \Delta t_{\text{ут}}, \quad (1.4)$$

где $A_{ут}$ – линейная постоянная теплопроизводительности конкретного утилизатора при $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$, Вт/ $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{ут}$ – расчётный перепад температур для определения теплопроизводительности утилизатора, $^\circ\text{C}$.

Как видно, из приведённого выше алгоритма, предполагается, что теплопроизводительность рекуператора есть линейная функция от температуры.

В работах [27-30] предлагается уточнить уравнение тепловлажностного баланса за счёт учёта источников поступления теплоты: $Q_{\text{рад.пок}}$ – количество теплоты от солнечной радиации через покрытие, Вт; $Q_{\text{рад.ост}}$ – количество теплоты, поступающей через остекленные поверхности, Вт; $Q_{\text{осв}}$ – количество теплоты от источников освещения, Вт; $Q_{\text{т}}$ – количество теплоты от конденсации паров влаги из воздуха помещения, Вт. Так же, автором предлагается учитывать теплотери через полы разбивая их на зоны.

В работе [31] предлагается уточнить уравнение теплового баланса свиноводческого помещения за счёт введения функции поведения животных.

В работах [32-36] авторами используются предложенные ранее модели расчёта тепловлажностного баланса и предлагаются методы по их уточнению.

Описанные подходы позволяют повысить точность расчётов за счёт учета поступления тепла от большего количества технологического оборудования, и учета географического расположение свиноводческого комплекса или фермы. Предложенные дополнения позволяют уточнить, как сам тепловлажностный баланс, так и количество теплоты получаемое от теплоутилизационного оборудования.

1.5. Обзор математических моделей теплопередачи для рекуператоров тепла

Ранее учёными предпринимались попытки создания математической модели процесса теплопередачи в рекуператорах тепла, в том числе и с обмерзанием вытяжного канала.

В работе [26] предлагается рассматривать теплопроизводительность рекуператора, как функцию от температуры помещения, относительной влажности помещения и наружной температуры:

$$Q_{\text{ут}} = f(t_{\text{н}}; t_{\text{в}}; \varphi_{\text{в}}), \quad (1.5)$$

где $Q_{\text{ут}}$ – количество теплоты возвращаемое теплоутилизационными установками, Вт; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{в}}$ – температура воздуха помещения, °С; $\varphi_{\text{в}}$ – относительная влажность воздуха помещения, %.

В работе [26] не рассматривается процесс инееобразования, но делается уточнение, что с процесс инееобразования является негативным процессом для обеспечения утилизации тепла и необходимо не допускать обмерзание вытяжного канала.

Шаталов М.П. в работе [32] предлагает математическую модель перекрестноточного пластинчатого теплообменника. Расчёт делается по усреднённым значениям. Для процесса теплообмена без конденсации влаги используются критериальные уравнения для определения величины критерия Нуссельта только для ламинарного режима при ($Re < 2300$):

$$Nu = C \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{\text{э}}}{l_{\text{кан}}} \right)^{1/3}, \quad (1.6)$$

где Nu – критерий Нуссельта; C – коэффициент, $C=2,4$ при нагревании (канал холодного приточного воздуха) и $1,6$ при охлаждении (канал теплого

вытяжного воздуха); Re – критерий Рейнольдса; d_3 – диаметр эквивалентный, м; $l_{\text{кан}}$ – длина канала, м

В работе [32] для процесса теплообмена с конденсацией влаги используются критериальные выражения для ламинарного движения воздуха:

теплообмен :

$$Nu = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,36} \cdot (Ar \cdot Pr)^{0,4}, \quad (1.7)$$

массообмен:

$$Nu' = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,36} \cdot (Ar \cdot Sc)^{0,4}, \quad (1.8)$$

где Nu , Nu' – критерий Нуссельта для теплоотдачи и для массоотдачи; Re – критерий Рейнольдса; Ar – критерий Архимеда; Pr – критерий Прандтля; Sc – критерий Шмидта

Предлагаемая Шаталовым М.П. математическая модель не содержит подробного рассмотрения режима работы в условиях инееобразования.

Игнаткин И.Ю в работе [25] проводит комплексное рассмотрение системы вентиляции для свиноводства с использованием рекуператоров тепла. Приведены данные экспериментальных исследований. Математическая модель рассматривается для противоточного рекуператора. Рассмотрены вопросы инееобразования. Расчёт теплопередачи проводился по следующим зависимостям:

В работе [25] для процесса теплопередачи без фазовых переходов предлагается использовать следующее уравнение:

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad (1.9)$$

где: Nu - критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса

В работе [25] для процесса теплопередачи в условиях конденсации влаги предлагается использовать приведённый коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha \cdot \left[1 + r \cdot \frac{(d_{\text{вн}} - d_{\text{ст}})}{c_m} \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{ст}}) \right], \quad (1.10)$$

где: $\alpha_{\text{пр}}$ – приведённый коэффициент теплоотдачи к поверхности, Вт/(м²·°C); α – коэффициент теплоотдачи к поверхности, Вт/(м²·°C); r – удельная теплота парообразования, при 0 °C 2501 кДж/кг; $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{ст}}$ – влагосодержание вытяжного воздуха и влагосодержание при температуре теплообменной стенки, г/кг; c_m – теплоёмкость воздуха Дж/(кг·°C), $t_{\text{ст}}$ – температура вытяжного воздуха и теплообменной стенки, °C

В работе [25] в расчёте теплопередачи помимо конвективной составляющей и учёта фазового перехода предлагается учитывать и радиационную составляющую:

$$q_{\text{выт}} = q_{\text{кн}} + q_{\text{ф}} + q_{\text{р}}, \quad (1.11)$$

где: $q_{\text{кн}}$ – составляющая конвективного теплопереноса, Вт; $q_{\text{ф}}$ – составляющая от конденсации и кристаллизации, Вт; $q_{\text{р}}$ – радиационная составляющая, Вт

В работе [25] для теплообмена в условиях инееобразования для определения эффективного коэффициента теплоотдачи предлагается использовать зависимость:

$$\alpha_{\text{эфф}} = \alpha + \alpha_D \cdot r \frac{\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{п2}}^{\text{H}}}{T - T_2} + \sigma_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} (T^2 + T_2^2) \cdot (T - T_2), \quad (1.12)$$

где $\alpha_{\text{эфф}}$ – эффективный коэффициент теплоотдачи к поверхности, Вт/(м²·°C); α – коэффициент теплоотдачи к поверхности, Вт/(м²·°C); α_D – эффективный коэффициент массоотдачи к поверхности, Вт/(м²·°C); r – удельная теплота парообразования, при 0 °C 2501 кДж/кг; $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{п2}}^{\text{H}}$ – плотность водяных паров потока и в пограничном слое, кг/м³; $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведённая степень черноты; σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана; T , T_2 – температура соответственно потока и стенки.

Так же, в работе [25] рассматривается влияние пограничных и турбулентных слоёв на начальном участке вытяжного канала на процесс теплообмена рис. 1.3.

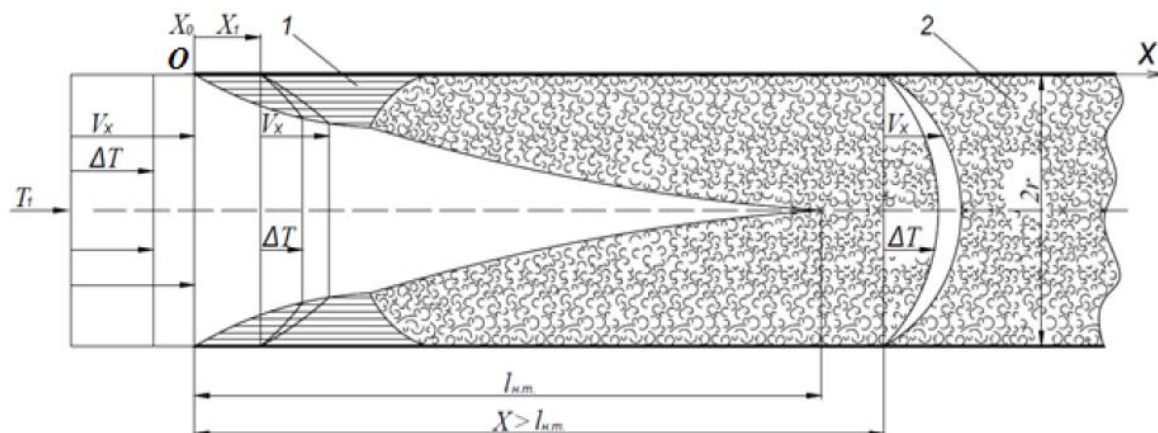


Рисунок 1.3 - Распределение температуры и скорости по длине трубы где 1-ламинарный пограничный слой; 2-турбулентный пограничный слой

В предлагаемой математической модели [25], Игнаткин И.Ю не предлагает способа определения границ для различных процессов теплопередачи по длине вытяжного канала, а процесс инееобразования не рассматривается в динамике.

Тихомиров Д.А в работе [40] рассматривает процесс работы рекуператора с учётом обмерзания при наружных температурах ниже $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. При рассмотрении процесса теплопередачи без конденсации влаги, для нахождения критерия Нуссельта для сухого воздуха предлагается следующее выражение:

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (1.13)$$

где: Nu - критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr , $Pr_{ст}$ – Критерий Прандтля для потока и для стенки соответственно.

В работе [40] при рассмотрении процесса теплопередачи с учётом конденсации влаги, для нахождения коэффициента теплоотдачи влажного воздуха предлагается использовать следующие зависимости:

$$\alpha_{вл} = \alpha_{сух} + \beta\Delta p/\Delta t, \quad (1.14)$$

$$Nu_m = \frac{\beta d_3}{D_p}, \quad (1.15)$$

$$Pr_m = \frac{\vartheta}{D_c}, \quad (1.16)$$

$$D_p = \frac{D_c}{R_{пT}}, \quad (1.17)$$

$$Nu_m = 0,023 Re^{0,8} Pr_m^{0,4}, \quad (1.18)$$

где: $\alpha_{вл}$ – коэффициент теплоотдачи для влажного воздуха, Вт/(м²·°С); $\alpha_{сух}$ – коэффициент теплоотдачи для сухого воздуха, Вт/(м²·°С); β – коэффициент массоотдачи при конденсации паров из влажного воздуха, отнесенный к градиенту парциальных давлений, кг·с/(м²·атм); Δt – разность температур между влажным воздухом и стенкой, °С; Δp – разность парциальных давлений пара в ядре потока и у стенки, Па; Nu_m – критерий Нуссельта; r – теплота парообразования, Дж/кг; D_p – коэффициент диффузии; d_3 – диаметр эквивалентный, м; Re – критерий Рейнольдса; Pr_m – критерий Прандтля

В работе [40] при рассмотрении процесса теплопередачи с учётом инееобразования, для определения толщины инея, предлагается использовать зависимости для определения максимальной и средней толщины инея:

$$\delta_{max} = - \frac{(\alpha_{вл} t_{22} + \alpha_1 t_{11}) \lambda_c}{\alpha_{вл} \alpha_1 t_{22}}, \quad (1.19)$$

$$\delta_{ср} = - \frac{(\alpha_{вл} t_{2ср} + \alpha_1 t_{1ср}) \lambda_c}{\alpha_{вл} \alpha_1 t_{2ср}}, \quad (1.20)$$

где δ_{max} – максимальная толщина инея, м; $\delta_{ср}$ – средняя толщина инея, м; $\alpha_{вл}$ – коэффициент теплоотдачи для влажного воздуха, Вт/(м²·°С); $t_{1ср}$, $t_{2ср}$ – среднее температура приточного и вытяжного воздуха при прохождении его через теплообменник, °С; t_{11} , t_{22} – среднее температура приточного и вытяжного воздуха при прохождении его через теплообменник, °С; $\lambda_c = 0,116$ Вт/м·°С – коэффициент теплопроводности инея

При составлении математической модели [40], Тихомиров Д.А процесс инееобразования не рассматривает в динамике, как следствие, величина теплопроводности инея принимается постоянной.

Бирюков В.В. в работе [31] рассматривает процесс оптимизации работы конденсационных систем вентиляции животноводческих помещений. Автор выделяет, важную составляющую в тепло-влажностном балансе помещения, теплопродукцию животных, предлагая рассматривать множество влияющих факторов:

$$Q_{\text{ж}} = f(P, x, t_{\text{в}}, \varphi_{\text{в}}, V_{\text{в}}, t_{\text{R}}, \phi_{\text{ж}}, t_{\text{н}}, \varphi_{\text{н}}, \tau_{\text{пж}}, \tau_{\text{пол}}, \dots, R_{\text{ст}}, R_{\text{покр}}, R_{\text{пол}}), \dots\dots(1.21)$$

где $Q_{\text{ж}}$ – теплопродукция животных; P, x – масса и вид животного, $t_{\text{в}}, \varphi_{\text{в}}, V_{\text{в}}, t_{\text{R}}$, - соответствующие параметры тепловой обстановки помещения: температура, относительная влажность, подвижность воздуха и радиационная температура помещения; ϕ – функция поведения животного; $t_{\text{н}}, \varphi_{\text{н}}$ – температура и относительная влажность наружного воздуха; $\tau_{\text{пж}}, \tau_{\text{пол}}$ – температура поверхности тела животного и пола, участвующего с ним в теплообмене; $R_{\text{ст}}, R_{\text{покр}}, R_{\text{пол}}$ – приведённые термические сопротивления стен, покрытия, пола.

В работе [31] при составлении модели воздуховода-конденсатора, канала по которому движется холодный приточный воздух, автор выделяет три участка теплообмена: участок образования инея, участок конденсации (мокрого теплообмена) и участок сухого теплообмена, рис. 1.4. При этом, применение конденсационных систем вентиляции рассматривается, как источник тепла за счёт использования скрытой теплоты парообразования при конденсации влаги свиноводческого помещения. В работе предлагается расчёт длин расчётных зон элемента воздуховода.

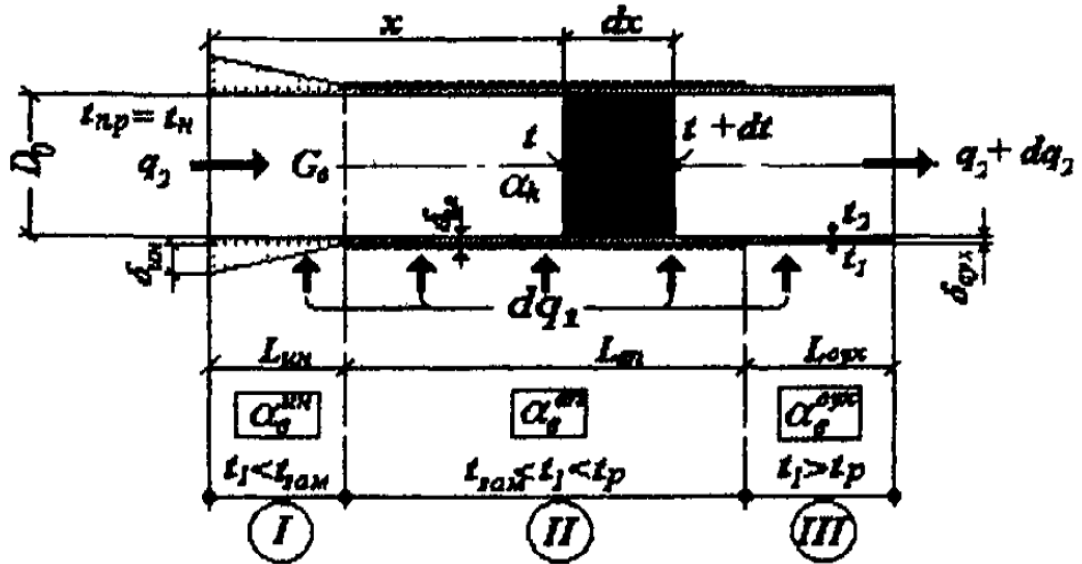


Рисунок 1.4 - Расчетная схема элемента воздуховода-конденсатора где: I – участок образования инея; II – участок конденсации (мокрого теплообмена); III – участок сухого теплообмена

Так же, в работе [31], Бирюков В.В предлагает формулы для определения значений максимальной толщины инея в начале канала и длины участка инееобразования:

$$\delta_{ин}^{max} = \frac{-\lambda_{ин}(\alpha_в t_в + \alpha_к t_н)}{\alpha_к \alpha_в t_в}, \quad (1.22)$$

$$L_{ин} = \frac{c_в G_в (\alpha_в + \alpha_к)}{2\pi D_0 \alpha_в \alpha_к} \ln \frac{\alpha_к (t_в - t_н)}{t_в (\alpha_в + \alpha_к)}, \quad (1.23)$$

где $\lambda_{ин}$ – коэффициент теплопроводности инея, Вт/м·°С; $t_н$ – наружная температура, °С; $t_в$ – температура помещения, °С; $\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи в воздуховоде, Вт/(м²·°С); $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи снаружи воздуховода, Вт/(м²·°С); $c_в$ – теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°С); $G_в$ – масса воздуха кг/ч; D_0 – диаметр воздуховода, м

В своей работе [31] Бирюков В.В. не рассматривает процесс инееобразования, как динамический процесс.

Гулевский В.А. в работах [41,42] рассматривает процесс теплообмена для пластинчатых теплообменников для птицеводства. Рассматриваются теплообменные модули с сонаправленными потоками и с потоками движущимися в противоположных направлениях. Процесс теплообмена

рассматривается, как пошаговый процесс, с отдельным нахождением данных на каждом шаге расчета.

В своих работах [41,42] автор выделяет необходимость учитывать изменение коэффициентов теплоотдачи по длине каналов теплообменного модуля и необходимость учитывать продольную теплопроводность пластин теплообменного модуля.

В работах [41,42] на примере фрагмента теплообменного модуля рис. 1.5, предлагается математическая модель для потоков воздуха движущихся в противотоке, процесса теплопереноса в дифференциальных уравнениях.

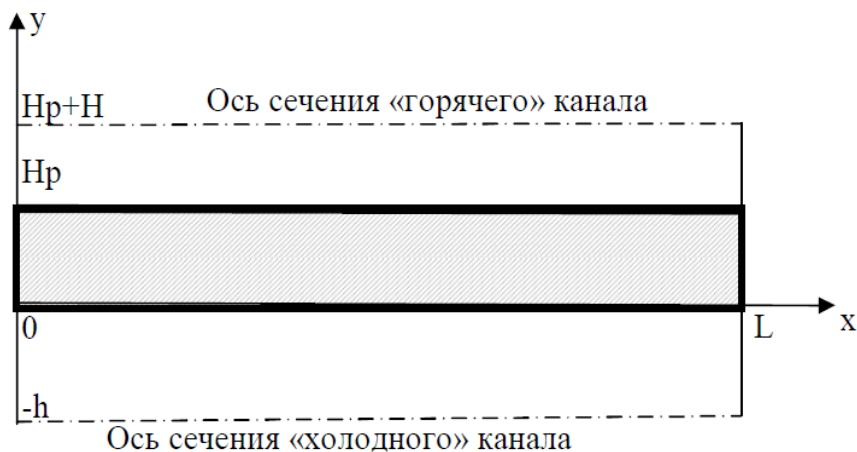


Рисунок 1.5 - Фрагмент теплообменного модуля

В работах [41,42] при построении модели составляются уравнения для каждого N_x шага по длине каналов и N_y шагами по сечению каналов, $N_y/2+1$ шагами по сечению пластины.

В работах [41,42] Гулевского В.А. не рассматривается процесс инееобразования в теплообменном модуле.

Кавыгин А.А. в работе [43] рассматривает способ эксплуатации пластинчатого рекуперативного теплоутилизатора в условиях обмерзания. Для рекуператора перекрёстно–противоточного типа предлагается методика теплотехнического расчёта с использованием итерационного алгоритма. Предложенная методика основывается на получении опытных зависимостей,

которые позволят прогнозировать процесс обмерзания для рассматриваемого типа рекуператора.

В работе [43] расчёт математической модели предлагается производить методом итераций, основываясь на «функции коэффициента полезного действия»:

$$\eta_{et} = \frac{(t_{1e} - t_{2e})}{(t_{1e} - t_{1s})}, \quad (1.24)$$

где t_{1e} , t_{2e} – соответственно начальная и конечная температура вытяжного воздуха, °С; t_{1s} , t_{2s} – соответственно начальная и конечная температура приточного воздуха, °С.

В работе [43] делается попытка решить задачу по оптимизации работы рекуператора работающего в условиях обмерзания. Регенерация вытяжного канала рекуператора достигается за счёт процесса оттаивания. Ставится задача оптимизации – определить оптимальную длительность цикла обмерзания и цикла оттаивания в различных условиях. В работе предложено понятие полной эффективной теплоутилизации, определяемое из выражения:

$$\eta_{\text{полн}} = \frac{\theta_w - \theta_d}{\theta_t}, \quad (1.25)$$

где $\eta_{\text{полн}}$ – полная эффективность теплоутилизации, %; θ_w – количество теплоты, которое получено приточным воздухом в течении периода теплоутилизации, кДж; θ_d – количество теплоты, затраченное на работу электронагревательного элемента в режиме оттаивания, кДж; θ_t – количество теплоты, которое было бы получено приточным воздухом в течение суммарного времени двух циклов (обмерзания и оттаивания) при КПД = 100%, кДж

В работе [43] результате математических преобразований предлагается функция полной эффективности:

$$\eta_{\text{полн}} = \frac{c \times G_s \times (t_{1e} - t_{1s}) \times (\eta_s \times \tau_w - 0,000012 \times \beta^{1,1} \times \tau_w^2) - 7,97 \times (\beta^{1,1} \times \tau_w)^{0,6} \times N_h}{c \times G_s \times (t_{1e} - t_{1s}) \times \eta_s \times \tau_w}, \quad (1.26)$$

где G_s – расход приточного воздуха, кг/час; t_{1e} , t_{1s} , – начальная температура соответственно вытяжного и приточного воздуха, °С; η_s – температурная эффективность рекуператора до начала процесса обмерзания, %; τ_w – время работы рекуператора в режиме обмерзания, мин; c – теплоёмкость приточного воздуха, кДж/кг·°С; β – безразмерный коэффициент скорости обмерзания; N_h – мощность нагревательного элемента, Вт

В работе [43] вид функции полной эффективности при определённых параметрах представлен на рис. 1.6.

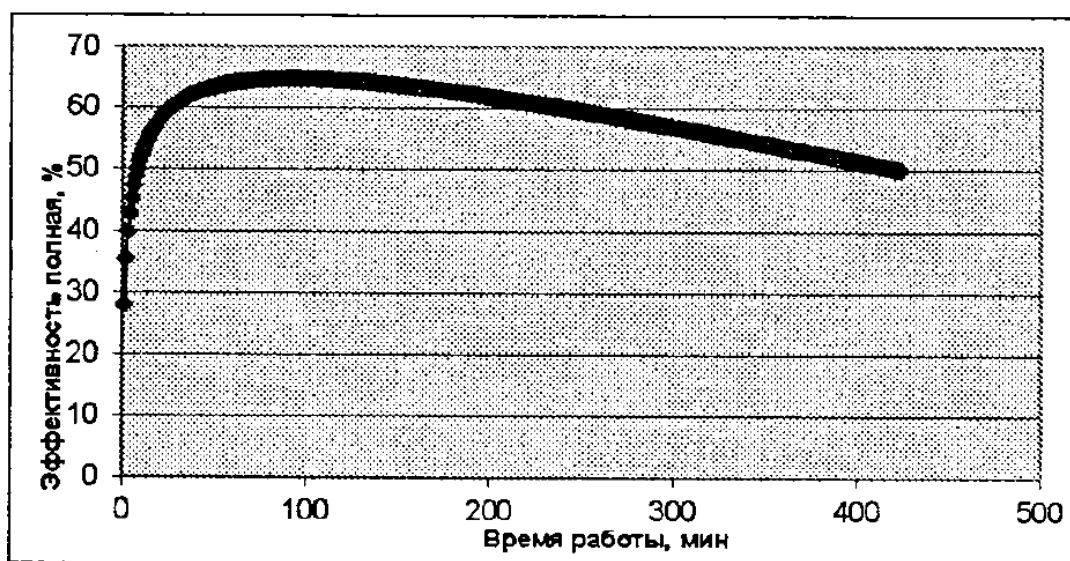


Рисунок 1.6 - График функции полной эффективности при определённых параметрах

Кавыгин А.А. в своей работе [43] рассматривает работу рекуператора по укрупнённым показателям, так же не рассматривается работа рекуператора с противоточным теплообменным модулем.

Белоногов Н. В. и Пронин В. А. в работах [44, 45] предлагают математическую модель для процесса теплообмена для перекрестноточного пластинчатого рекуператора. Метод построения математической модели предполагает пошаговый расчёт значений параметров приточного и вытяжного воздуха для элемента теплообменной поверхности. Описанная модель делалась для ламинарного режима движения воздуха. Схема расчёта теплообменной поверхности представлена на рис. 1.7.

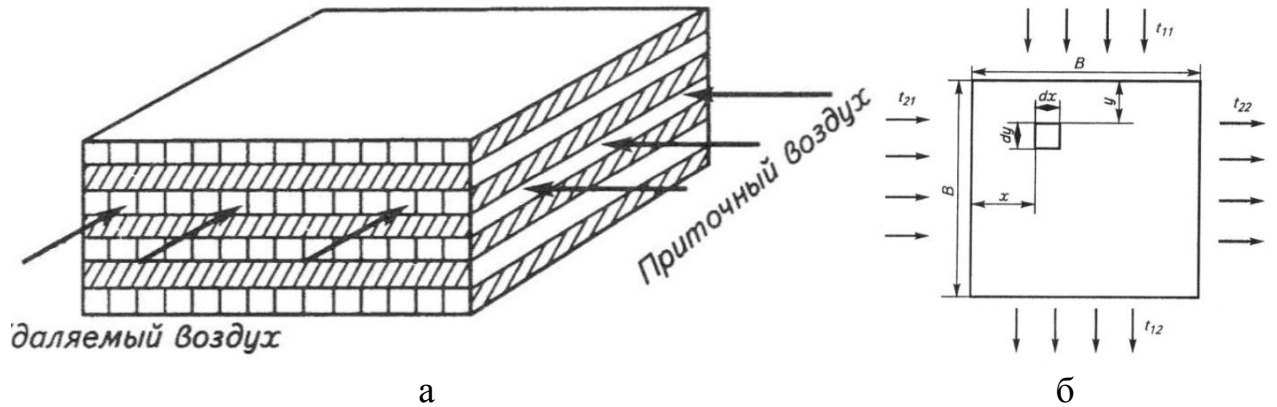


Рисунок 1.7 - Схема теплообмена перекрестноточного пластинчатого рекуператора

где а – теплообменный пакет пластинчатого перекрестноточного рекуператора; б – расчётная схема теплообмена при перекрёстном токе на плоской пластине;

где: t_{11} , t_{21} – температуры приточного и удаляемого воздуха на входе в рекуператор, °С; t_{12} , t_{22} – температура приточного и удаляемого воздуха на выходе из рекуператора, °С

В работах [44, 45] в основе математической модели лежит решение системы дифференциальных уравнений описывающих изменение энтальпии потоков воздуха вдоль выбранного направления в соответствии с принятой схемой рис. 1.7:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{2B} \frac{\partial i_1}{\partial x} = k(t_2 - t_1), \\ \frac{G_2}{2B} \frac{\partial i_2}{\partial y} = k(t_1 - t_2), \end{cases} \quad (1.27)$$

где: G_1 , G_2 – соответственно массовые расходы приточного и удаляемого воздуха через одну пластину кг/ч; B – ширина (длина) пластины, м; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); t_1 , t_2 – температуры приточного и удаляемого воздуха, °С; i_1 , i_2 – энтальпии приточного и удаляемого воздуха, Дж/кг

В работах [44, 45] энтальпия для ненасыщенного влажного воздуха определяется следующим выражением:

$$i = c_{св}t + d(c_{в}t_{н} + r + c_{п}(t - t_{н})), \quad (1.28)$$

где: $c_{св}$ – средняя изобарная теплоёмкость сухого воздуха, Дж/(кг·°C);
 $c_{в}$ – средняя изобарная теплоёмкость воды Дж/(кг·°C); $c_{п}$ – средняя изобарная
 теплоёмкость водяного пара, Дж/(кг·°C); $t_{н}$ – температура насыщения, °C; r –
 теплота парообразования кДж/кг; d – влагосодержание г/кг

В работах [44, 45] энтальпия воздуха перешедшего в состояние насыщения (охлаждается ниже температуры насыщения $t_{н}$) принимает вид:

$$i = c_{св}t + d(c_{в}t_{н} + r), \quad (1.29)$$

Белоногов Н. В. и Пронин В. А. в работах [44, 45] предлагают математическую модель только для положительных температур воздуха.

В работе Анисимова С. М. [46], предлагаются уравнения математической модели процессов тепломассопереноса для перекрестноточного теплообменника. Уравнения реализуются в ортогональной системе координат с осями OX и OY , направленными параллельно потокам холодного и теплого воздуха соответственно, и осями Z_1 и Z_2 , перпендикулярной поверхности пластин насадки в каналах приточного и удаляемого воздуха соответственно, рис. 1.8.

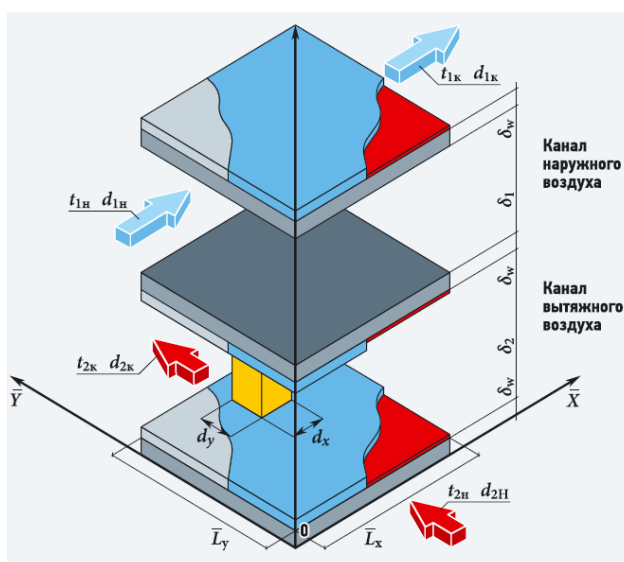


Рисунок 1.8 - Расчетная схема перекрестноточного рекуператора

В работе [46] в качестве модели принимается одномерная модель тепломассопереноса. В соответствии с принятой моделью,

теплоперенос в исследуемом утилизаторе описывается дифференциальными уравнениями теплового и материального балансов, составляемых для взаимодействующих потоков воздуха и насадки с учетом теплоты фазового перехода и термического сопротивления образующегося слоя инея.

В своей работе [46] Анисимов С. М. не рассматривает математическую модель для противоточного рекуператора.

Горайнов В. В. в своей работе [47] предлагает математическую модель прямоточного и противоточного рекуператора. Математическая модель строится на основе дифференциальных уравнений составляемых по схеме теплообменного блока рис. 1.9.

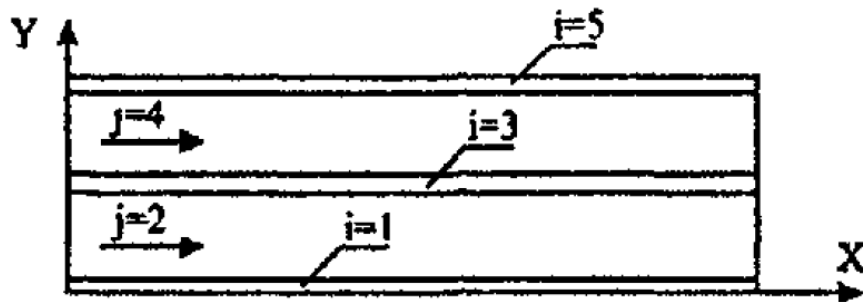


Рисунок 1.9 - Схема теплообменного блока
где $i = 1$ – нижняя стенка, $i=3$ – средняя (перегородка), $i=5$ – верхняя; $j = 2$ – нижний канал, $j = 4$ – верхний канал

В работе [47] на основе приведённой схема теплообменного блока, предлагается математическая модель учитывающая переменность профиля скорости жидкости с эффектом проскальзывания ее вдоль стенок канала. Скорость жидкости в этом случае будет рассчитываться:

$$v = v_0 + \frac{N}{2\mu} \left(\frac{h^2}{4} - (y - y^*)^2 \right), \quad (1.30)$$

где: N – постоянный перепад давлений, размерность; v_0 – скорость проскальзывания, м/с

В работе [47] Горайнов В. В. предлагает математическую модель теплопередачи только для жидкости и, следовательно, не рассматривается случай для воздуха при отрицательных температурах.

В своей работе Чичиндаев А. В. [48] предлагает пошаговый метод расчёта процесса теплопередачи для перекрестноточного рекуператора. Предлагается определить участки теплообменной поверхности в канале с горячим потоком воздуха, которые могут охлаждаться до отрицательных температур, и предлагается не допускать их охлаждения ниже 0°C , рис 1.10.

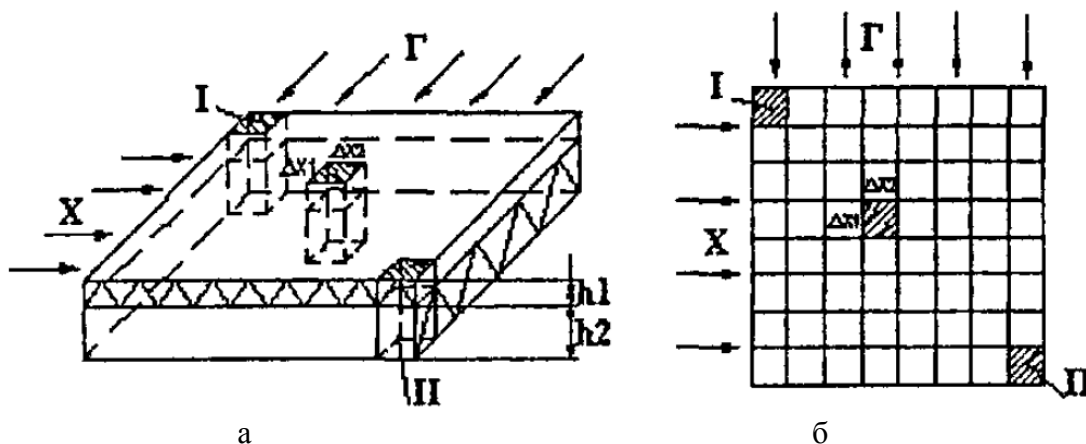


Рисунок 1.10 - Двухмерная модель для расчёта локальной теплопередачи где а – расчётный элемент, б – расчётная схема; Г – горячий поток воздуха, Х – холодный поток воздуха; h_1 – оребренный пакет для горячего теплоносителя, h_2 – оребренный пакет для холодного теплоносителя; Δx_1 , Δx_2 – расчётный теплопередающий участок; I – первый расчётный участок, II – последний расчётный участок

В работе [48] для расчёта математической модели используются дифференциальные уравнения. Для расчёта локальных коэффициентов теплоотдачи приводится критериальное уравнение:

$$Nu = 0,016 \cdot Re^{0,8} \cdot A_L, \quad (1.32)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; A_L – коэффициент поправки для турбулентного режима течения воздуха

В работе [48] поправка A_L оценивает увеличение коэффициента теплоотдачи на участке тепловой стабилизации ($x/d < 50$) и справедлива для турбулентных режимов течения.

В работе [48] решение системы осуществляется численным методом с помощью консервативной конечно-разностной схемы на сетке 40×40 узлов. Расчёт теплопередачи при этом выполняется последовательно для каждой

элементарной площадки $\Delta x_1 \Delta x_2$ до получения с заданной точностью в $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$ значений температур стенки, холодного и горячего теплоносителя рис. 1.10. Результатом расчёта являются двумерные поля температур горячего, холодного теплоносителей и температуры раздельной стенки.

Чичиндаев А. В. в своей работе [48] не рассматривает процесс инееобразования.

Самсонов А.Н. в своей работе [49] предлагает использовать воздуховод в животноводческом помещении, как поверхность через которую будет нагреваться приточный воздух и на внешней поверхности которой будет осушаться воздух помещения рис. 1.11.

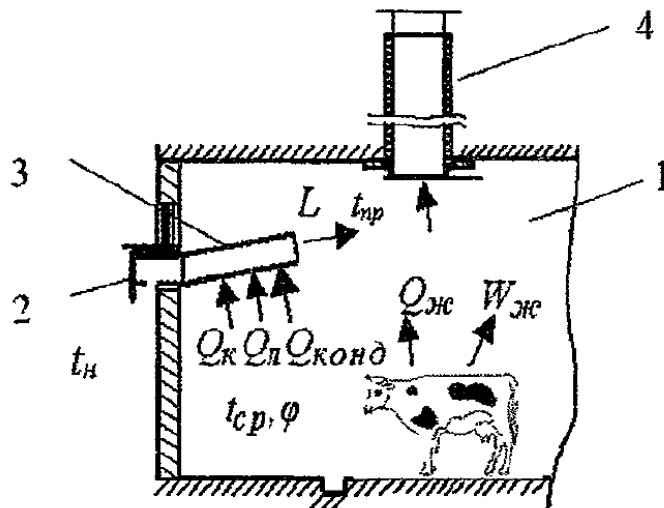


Рисунок 1.11 - Схема естественной вентиляции с исследуемым приточным устройством
где: 1 – животноводческое помещение; 2 – приточный патрубок; 3 – воздуховод; 4 – вытяжная шахта

В работе [49] расчёт теплообмена в воздуховоде предлагается производить по схеме приведённой на рис. 1.12.

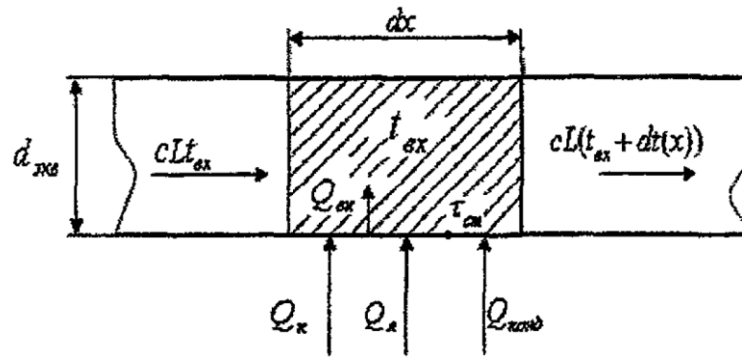


Рисунок 1.12 - Расчётная схема тепломассообмена

где: $t_{вх}$ – средняя температура движущегося в воздуховоде воздуха, для объёма dx , °С; x – длина приточного устройства, м; Q_k^B – конвективный тепловой поток от внутренней стенки воздуховода к движущемуся воздуху, Вт/ч; Q_k – конвективный тепловой поток от воздуха помещения к наружной стенке воздуховода, Вт/ч; Q_l – лучистый поток от ограждений к наружной поверхности воздуховода и от животных к наружной поверхности воздуховода, Вт/ч; $Q_{конд}$ – тепло, выделяющееся при конденсации влаги на наружной поверхности воздуховода, Вт/ч; $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр, м; $t_{ст}$ – температура стенки, °С; $t(x)$ – температура на выходе приточного устройства, °С

В работе [49] на основании приведённой расчётной схемы теплообмена на рис. 1.12 предложена система уравнений:

$$cLt_{вх} + Q_k^B dx = cL(t_{вх} + dt(x)), \quad (1.33)$$

$$Q_k^B = Q_l + Q_k + Q_{конд}, \quad (1.34)$$

где c – теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°С); L – расход воздуха через воздуховод, кг/ч; Q_k^B – конвективный тепловой поток от внутренней стенки воздуховода к движущемуся воздуху, Вт/ч; dx – расчётный участок воздуховода, м; $t_{вх}$ – средняя температура движущегося в воздуховоде воздуха, для объёма dx , °С; $dt(x)$ – изменение температуры потока воздуха, для объёма dx ; Q_l – лучистый поток от ограждений к наружной поверхности воздуховода и от животных к наружной поверхности воздуховода, Вт/ч; Q_k – конвективный тепловой поток от воздуха помещения к наружной стенке воздуховода, Вт/ч; $Q_{конд}$ – тепло, выделяющееся при конденсации влаги на наружной поверхности воздуховода, Вт/ч

В работе [49] решения этих уравнений позволяет найти количество переданного тепла воздуху в воздуховоде с учётом скрытой теплоты парообразования при конденсации влаги с наружной стороны воздуховода и определить на сколько осушится воздух помещения.

Самсонов А.Н. в своей работе [49] не рассматривает процесс инееобразования при теплопередаче.

Исходя из анализа приведённых выше работ, можно сделать вывод, что нет математической модели работы противоточного рекуператора, позволяющей спрогнозировать место начало инея образования на теплообменной поверхности в вытяжном канале. Нет математической моделей для противоточного рекуператора, которая позволила бы спрогнозировать динамику развития инея в вытяжном канале. Нет математической модели, для противоточного рекуператора которая бы учитывали факторы роста инея, такие как: время роста инея, изменение влажности воздуха в вытяжном канале, плотность инея и теплопроводность инея. Без учёта динамики процесса инееобразования, нельзя спрогнозировать величину телепередачи и скорость перекрытия вытяжного канала. Составление адекватной математической модели теплопередачи позволит смоделировать работу рекуператора в условиях инееобразования.

1.6. Обзор способов борьбы с обмерзанием рекуператоров

Обмерзание рекуператоров уменьшает получаемый от них эффект, поэтому восстановление их работоспособности остается важной задачей для систем вентиляции, работающих в условии отрицательных температур окружающей среды. Вопросу оттаивания рекуператоров и способам восстановления их работоспособности посвящено много работ от авторов: Напалков Г. Н., Никуличев А. С. Игнаткин И.Ю., Ильин И.В., Чичиндаев А. В., Кавыгин А.А., Расстригин В. Н., Тихомиров Д. А., Вишневецкий, Е. П. и т.д. [25, 37, 50, 52-58]

Анализ исследований способов борьбы с обмерзанием рекуператоров показал, что работа рекуператора при отрицательных температурах может быть организована различными способами, таб. 1.2.

Таблица 1.2 - Способы борьбы с обмерзанием рекуператоров

Способы борьбы с обмерзанием вытяжного канала (регенерация вытяжного канала)		
Недопущение наступления замерзания влаги в вытяжном канале	Замерзание влаги в вытяжном канале и частичное его перекрытие	Замерзание влаги в вытяжном канале и полное его перекрытие
1	2	3
- Исключение эксплуатации оборудования при $T_n < T_{\text{замерз}}$	Частичное перекрытие приточного канала	- Недопущение холодного воздуха в приточный канал (Полное или частичное перекрытие приточного канала на время оттаивания вытяжного канала $W_{\text{приток}}=0$)
- Дисбаланс по притоку и вытяжке $W_{\text{приток}} < W_{\text{вытяжка}}$		
- Исключить охлаждение стенки теплообмена в вытяжном канале ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$		
- Подогрев приточного воздуха до теплообменника	Работа оборудования в импульсном режиме Режим рекуперации/Режим оттаивания	- Подача теплого воздуха в приточный канал (включение приточных вентиляторов на реверс)
- Подача рециркуляционного воздуха на вход рекуператора		

Способы недопущения обмерзания влаги в вытяжном канале:

1. За счёт исключения работы оборудования при температурах ниже температур замерзания рекуператоров. Такой способ эксплуатации рекуператоров реализован фирмами производителями рекуператоров RIMU Agrartechnologie и Schönhammer. Они заявляют, что их рекуператоры могут работать только при температурах не ниже минус $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ и минус $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответственно [13,14]. Так как, ниже этих температур, начнётся замерзание их оборудования и следует выключить его из работы, при этом, микроклимат в помещении должны создавать дублирующие системы вентиляции.

2. За счёт обеспечения работы рекуператора при дисбалансе по притоку и вытяжке. Такое решение было реализовано в оборудовании компании Gemmel и Reventa без возможности регулировки [25]. В работе [50] предлагается для исключения обмерзания вытяжного канала рекуператора обеспечить большую производительность вытяжного канала, чем

приточного, а недостаток воздуха в помещении компенсировать за счёт отдельного притока через стеновые клапана. Сотрудниками компании ООО «АгроПроектИнвест» Ильиным И.В. и Игнаткиным И.Ю. было предложено решение с плавным регулированием соотношения притока и вытяжки рис. 1.13 [51]. Вытяжной вентилятор (6) работает с постоянной частотой вращения. При снижении наружной температуры, снижется температура на притоке, что фиксирует датчик температуры (2). По заранее заданному алгоритму, снижается частота вращения приточного вентилятора (1). Рекуператор начинает работать в режиме неравномерного воздухообмена, когда масса воздуха проходящая через вытяжной канал, больше масса воздуха проходящего через приточный: $W_{\text{приток}} < W_{\text{вытяжка}}$. Одновременно, с уменьшением частоты вращения приточного вентилятора (1) меняет своё положение рециркуляционная заслонка (8), расположенная после теплообменного модуля, отправляя часть воздуха обратно в помещение. За счёт изменения положения рециркуляционной заслонки (8), масса воздуха которая покидает помещение и поступает в помещение остаётся постоянной. Таким образом, за счёт снижения массы воздуха проходящей по приточному каналу, относительно массы воздуха проходящей через вытяжной канал, достигается, что температура стенки вытяжного канала не опускается ниже 0°C и не происходит обмерзание вытяжного канала.

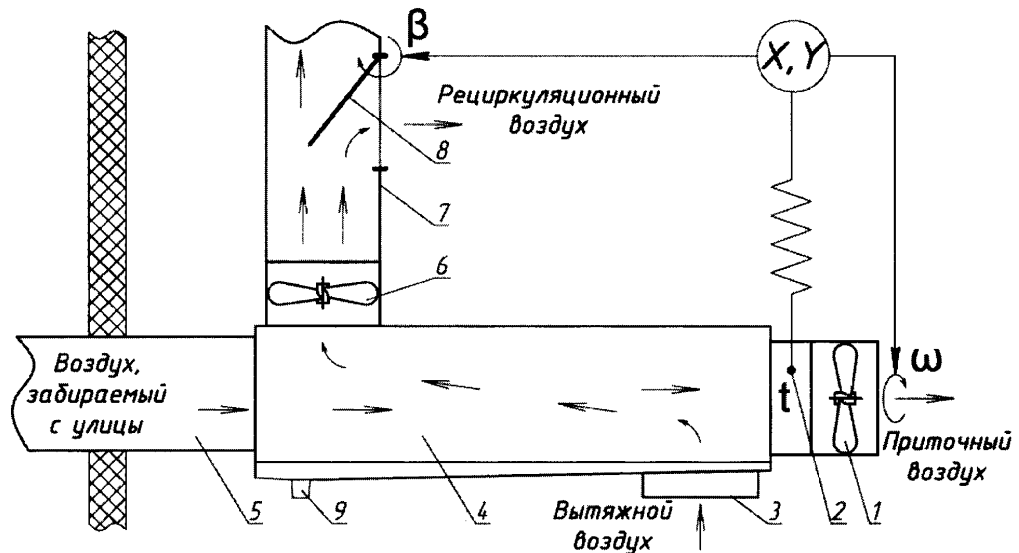


Рисунок 1.13 - Теплоутилизационная установка с адаптивной рециркуляцией компании ООО «АгроПроектИнвест»
 где: 1 – приточный вентилятор; 2 – датчик температуры; 3 – вытяжной патрубков; 4 – теплообменник; 5 – приточный воздуховод; 6 – вытяжной вентилятор; 7 – выпускной воздуховод; 8 – рециркуляционная заслонка; 9 – конденсатоотводчик

3. За счёт исключения охлаждения стенки вытяжного канала ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Такой способ предлагается реализовывать, ещё на стадии проектирования, за счёт изменения конструкции вытяжного (теплого) и приточного (холодного) канала, посредством изменения профиля оребрения в этих каналах. [52].

4. За счёт подогрева приточного воздуха. Такой способ работы оборудования может быть реализован установкой электрических нагревательных элементов перед входом в приточный канал рекуператора. Так же, при использовании рекуператора совместно с камерой воздухоподготовки, в которых уличный воздух будет сначала частично подогреваться, а затем проходить на вход приточного канала рекуператора [53].

5. За счёт подогрева приточного воздуха посредством подачи рециркуляционного воздуха на вход рекуператора. Такое решение было предложено учеными ФГБНУ ВИЭСХ Расстригиным В. Н., Тихомировым Д. А., Сычковым А. В. Ими был разработан электротеплоутилизатор (ЭТУ). Эта разработка нашла отражения в патентах [54-56]. Предлагается, при

температуре ниже - 15 °С, подавать часть воздуха прошедшего через вытяжной канал и частично отдавшего своё тепло, через канал рециркуляции, на вход рекуператора, смешивая его с приточным воздухом, рис. 1.14.

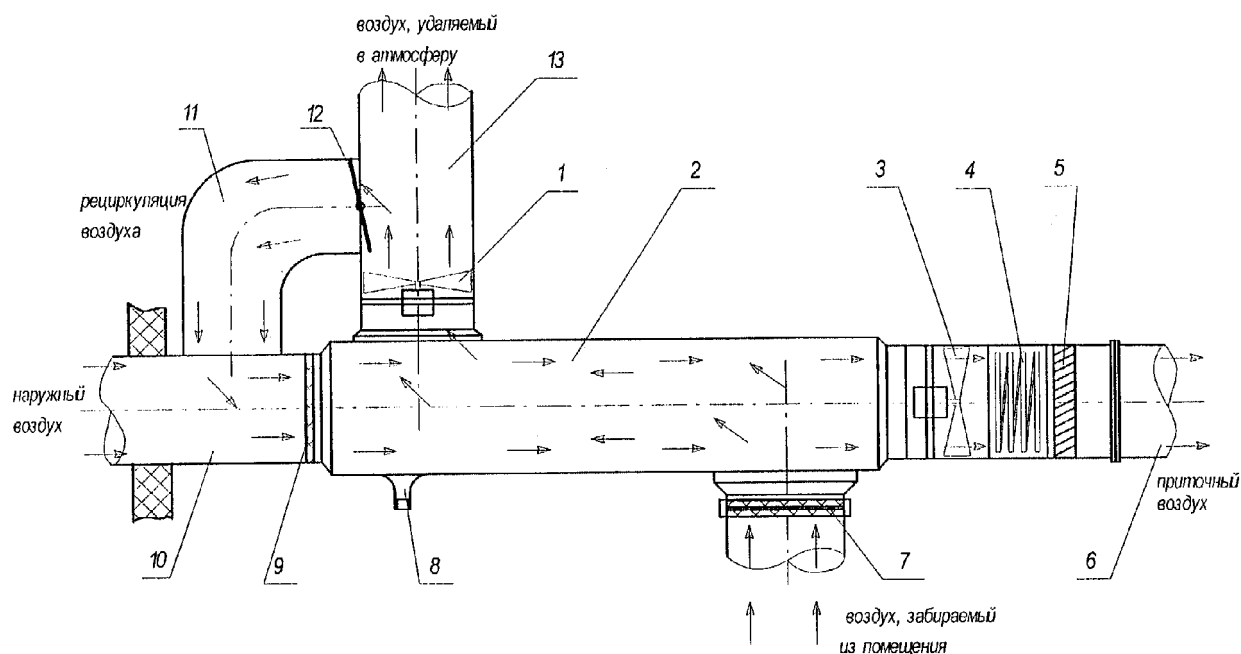


Рисунок 1.14 - Структурно-функциональная схема электротеплоутилизатора (ЭТУ) конструкции ФГБНУ ВИЭСХ

где: 1 – вентилятор удаляемого воздуха; 2 – малогабаритный теплообменник из полимерных материалов; 3 – электровентилятор приточного воздуха; 4 – электроподогреватель приточного воздуха; 5 – патрубок подачи воздуха; 6 – распределитель приточного воздуха; 7 – фильтр удаляемого воздуха; 8 – отводчик конденсата; 9 – фильтр приточного воздуха; 10 – приточный воздуховод; 11 – рециркуляционный канал; 12 – воздушная заслонка; 13 – воздуховод выбросного воздуха

Способ борьбы с замерзанием влаги в вытяжном канале при неполном перекрытии канала:

1. За счёт частичного перекрытия приточного канала. Перед входом в рекуператор, на приточном канале, ставится блок заслонок которые частично перекрывают вход холодному воздуху [38]. Такой способ получил широкое распространение при эксплуатации перекрёстноточных рекуператоров.

2. За счёт циклической работы рекуператора [57-59]. По приточному каналу рекуператора полностью прекращается подача холодного воздуха, а в

вытяжном канале продолжает идти теплый воздух, до тех пор пока вытяжной канал полностью не оттаит, рис. 1.15. В случае, обмерзания вытяжного канала приточный вентилятор (7) останавливается, рециркуляционная заслонка (9) поворачивается на 90°, и воздух, проходя через вытяжной канал, отправляется на рециркуляцию через проём (8), что приводит к оттаиванию вытяжного канала. Рекуператор переходит в циклический режим работы с «оттаиванием» при достижении уличной температуры ниже - 15°C.

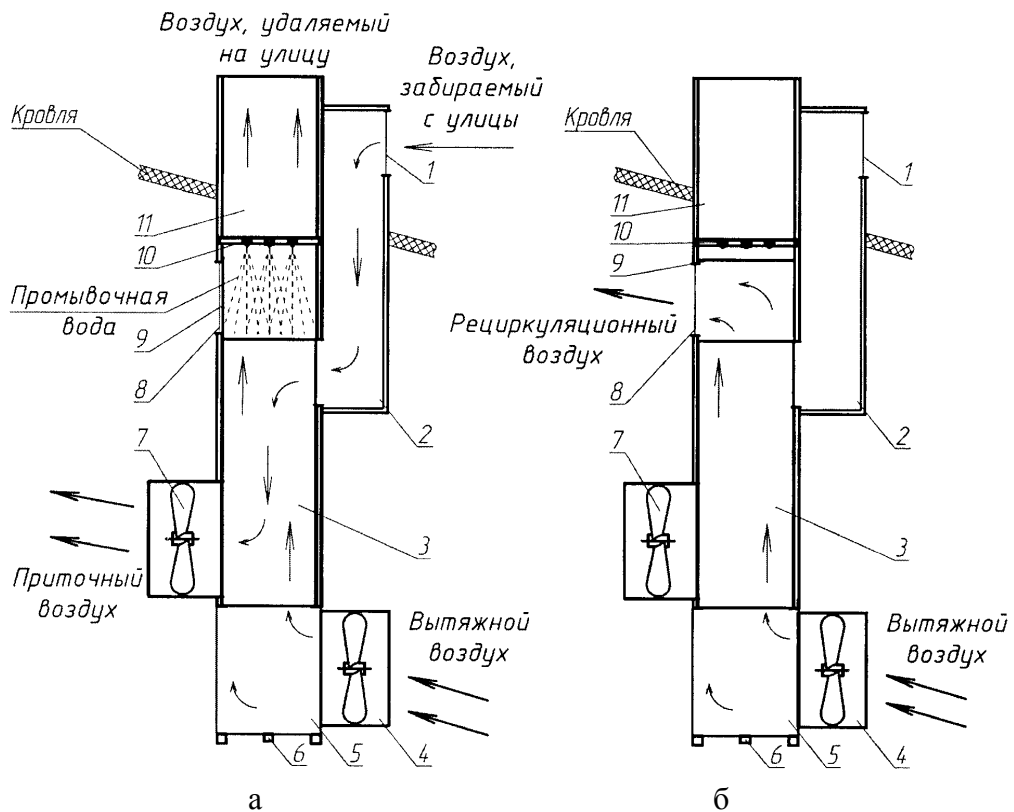


Рисунок 1.15 - Теплоутилизационная установка компании ООО «АгроПроектИнвест»

где а – работа установки в режиме «рекуперация»; б – работа установки в режиме «оттаивания»; 1 – впускное окно; 2 – впускной воздуховод; 3 – теплообменник; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – поддон; 6 – сливной патрубок; 7 – приточный вентилятор; 8 – рециркуляционный проём; 9 – рециркуляционная заслонка; 10 – трубопровод с форсунками; 11 – выпускной воздуховод

Способ борьбы с замерзанием влаги в вытяжном канале при полном перекрытии канала:

1. Полное или частичное прекращение подачи холодного воздуха по приточному каналу, рис. 1.15 [57-60].

2. Включение приточных вентиляторов на реверс [61]. Такой способ может быть не всегда применён в свиноводстве в связи с высокой запылённостью и влажностью воздуха.

При работе рекуператора в холодное время года, должна быть предусмотрена система диагностики состояния вытяжного канала, которая своевременно даст сигнал о начале замерзания влаги. Одновременно, в рекуператоре должна быть предусмотрена система регенерации вытяжного канала, которая позволит полностью освободить вытяжной канал от льда и инея. Если рекуператор будет работать в импульсном режиме заморозка-регенерация, то необходимо определить, как долго рекуператор должен работать в режиме регенерации, чтобы это было экономически целесообразно. Для прогнозирования соотношения времени работы на режимах рекуперация-оттаивание (регенерация) необходима математическая модель процесса теплообмена на всех режимах работы рекуператора, в том числе и на режиме замерзания влаги. Так же, математическая модель должна позволять прогнозирование времени и скорости оттаивания инея в вытяжном канале.

Выводы по главе 1

1. Системы вентиляции свиноводческих комплексов с рекуперацией энергии удаляемого воздуха позволяет существенно, до 80%, снижать энергозатраты на отопление за отопительный период на кондиционирование воздуха внутри помещений, но этот процесс может быть нарушен из-за образования инея в рекуператоре, что требует регенерации рекуператора.

2. Обзор проведённых исследований показал, что при построении математических моделей процесса теплопередачи функция теплопроизводительности рекуператора рассматривается только в виде линейной зависимости только от температуры и влажности в помещении и

наружной температуры. При этом процесс работы рекуператора рассматривается, как статический процесс, который не меняется во времени.

3. Проведённый обзор и анализ источников позволяет сделать вывод, что нет единой модели, которая бы позволяла спрогнозировать работу противоточного рекуператора в холодное время года и прогнозировать процесс теплопередачи при обмерзании вытяжного канала.

4. Проведённый обзор и анализ источников показал, что ранее не делались попытки построить математическую модель процесса регенерации вытяжного канала рекуператора.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА

2.1. Тепловой баланс животноводческого помещения

При создании микроклимата в животноводческом помещении, в качестве источников тепла, может использоваться различное вентиляционное и технологическое оборудование. Для оценки влияния каждого источника тепла и расчёта потребности в тепле составляется тепловлажностный баланс помещения, обобщённая модель приводится Новиковым Н.Н. [1]. Возьмем её за основу и запишем с учётом использования рекуператоров тепла для работы оборудования в зимнее время года, при отрицательных наружных температурах:

$$Q_{\text{потр}} = Q_{\text{огр.}} + Q_{\text{вод.пов.}} + Q_{\text{смоч.пов.}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{об.}} - Q_{\text{жив}} - Q_{\text{солн.}} - Q_{\text{утил}}, \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{потр}}$ – теплотребность помещения, кВт; $Q_{\text{огр.}}$ – потери тепла через ограждающие конструкции, окна и пол, кВт; $Q_{\text{вод.пов.}}$ – потери тепла на испарение влаги с открытых водных поверхностей, кВт; $Q_{\text{смоч.пов.}}$ – потери тепла на испарение влаги со смоченных поверхностей, кВт; $Q_{\text{вент}}$ – потери тепла при вентиляции помещения, кВт; $Q_{\text{об.}}$ – поступление тепла от технологического оборудования, кВт; $Q_{\text{жив}}$ – поступление явного тепла от животных, кВт; $Q_{\text{солн.}}$ – поступление тепла от солнечной радиации, кВт; $Q_{\text{утил}}$ – поступление тепла от энергосберегающего оборудования, кВт

Если весь вентиляционный воздух проходит через рекуператор, то при расчёте тепловлажностного баланса, поступление тепла возвращённого обратно в помещение от энергосберегающего оборудования, можно представить, как:

$$Q_{\text{утил}} = k \times Q_{\text{вент}}, \quad (2.2)$$

где $Q_{\text{утил}}$ – поступление тепла от энергосберегающего оборудования, кВт; k – коэффициент эффективности утилизации тепла; $Q_{\text{вент}}$ – потери тепла при вентиляции помещения, кВт

В случае, если доля вентиляционного воздуха проходит через энергосберегающее оборудование, то тепловлажностный баланс рассчитывается с учётом только этой доли, по формуле 2.2. Остальной воздух не прошедший через энергосберегающее оборудование и тепло с ним уходит в атмосферу.

Для энергосберегающего оборудования поставляемого на рынок коэффициент эффективности утилизации тепла, определяется фирмами производителями при испытаниях оборудования и находится в диапазоне от 0,15 до 0,69 [10, 13-20,113].

Для вновь созданного оборудования, коэффициент эффективности утилизации тепла находится при эксперименте по следующему выражению [51,76-78]:

$$k = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} \times \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{выт}}}, \quad (2.3)$$

где $t_{\text{пр}}$ – температура приточного воздуха на выходе из рекуператора, °С; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{в}}$ – температура в помещении, °С; $G_{\text{пр}}$ – производительность рекуператора по притоку, кг/ч; $G_{\text{выт}}$ – производительность рекуператора по вытяжке, кг/ч

Формула коэффициента эффективности утилизации теплоты позволяет рассчитать эффективность оборудования только по явной теплоте. При образовании конденсата в вытяжном канале будет дополнительно выделяться скрытая теплота парообразования. А значит, следует использовать формулу, которая учитывает скрытую и явную теплоту, т.е. полную [51].

Коэффициент эффективности утилизации теплоты по вытяжке:

$$k_{\text{Т}} = \frac{H_{\text{вн}} - H_{\text{выб}}}{H_{\text{вн}} - H_{\text{н}}} \cdot \frac{G_{\text{выт}}}{G_{\text{мин}}}, \quad (2.4)$$

где $H_{вн}$ – энтальпия воздуха в помещении, Дж/кг; $H_{выб}$ – энтальпия воздуха выбросного воздуха после рекуператора, Дж/кг; H_n – энтальпия наружного воздуха, Дж/кг; $G_{выт}$ – количество выбросного воздуха, кг/ч; G_{min} – минимальное количество воздуха по вытяжному каналу, кг/ч.

Коэффициент эффективности утилизации теплоты по притоку:

$$k_H^X = \frac{H_{пр} - H_n}{H_{вн} - H_n} \cdot \frac{G_{выт}}{G_{min}}, \quad (2.5)$$

где $H_{пр}$ – энтальпия приточного воздуха после рекуператора, Дж/кг; H_n – энтальпия наружного воздуха, Дж/кг; $H_{вн}$ – энтальпия воздуха в помещении, Дж/кг; $G_{выт}$ – количество приточного воздуха, кг/ч; G_{min} – минимальное количество воздуха по приточному каналу, кг/ч.

При этом:

$$k_H^T = k_H^X, \quad (2.6)$$

где k_H^T – коэффициент эффективности утилизации теплоты по вытяжке; k_H^X – коэффициент эффективности утилизации теплоты по притоку.

Охлаждение воздуха в теплообменном модуле рекуператора графически представлен на I-d – диаграмме, рис. 2.1 [79-80]. При соответствующих условиях, воздух охлаждается до температуры насыщенных паров (точка росы) - участок 1-2. Далее происходит охлаждение воздуха с образованием конденсата - участок 2-3.

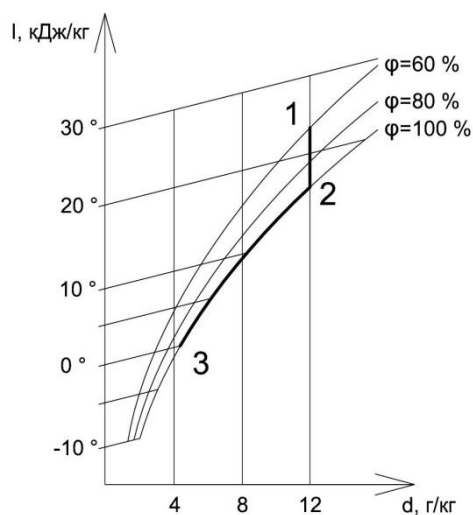


Рисунок 2.1 - Процесс охлаждения воздуха в вытяжном канале рекуператора на I-d - диаграмме.

где 1-2 – охлаждение воздуха до температуры насыщенных паров; 2-3 – охлаждение воздуха с конденсацией влаги

Режим работы рекуператора, при охлаждении воздуха вблизи стенки теплообмена в вытяжном канале до температуры точки росы, без образования конденсата, можно назвать «сухим» режимом работы. Режим работы рекуператора, когда воздух вблизи стенки теплообмена в вытяжном канале охлаждается ниже точки росы и появляется зона теплообменной поверхности с образованием конденсата, можно назвать режимом работы «с образованием конденсата». Режим работы рекуператора, когда температура вытяжного воздуха вблизи стенки теплообмена опускается ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и образуются зоны теплообменной поверхности с конденсатом и с инеем, можно назвать режимом работы «с образованием инея» [81]. Графически это представлено на рис. 2.2.



Рисунок 2.2 - Режимы работы рекуператора «с образованием инея» с зонами состояния теплообменной поверхности в вытяжном канале

Граница между зонами теплообменной поверхности «с образованием конденсата» и «сухой» работы, т.е. точка росы для воздуха помещения рис. 2.2, может смещаться в зависимости от параметров микроклимата помещения. Эти значения будут варьироваться от 2,5 °C до 18,3 °C в зависимости от параметров микроклимата, а они от половозрастных групп животных, таб. 2.1. Данные в таб. 2.1, рекомендации параметров микроклимата, приведены на основе РД АПК 1.10.02.04-12 [1].

Таблица 2.1 - Значения температур точки росы для рекомендуемых значений параметров микроклимата по РД АПК 1.10.02.04-12

Группы животных	Температура воздуха, °C	Относительная влажность, %		Температура точки росы, °C	
	расчётная	максимальная	минимальная	максимальная	минимальная
Хряки	16	75	40	11,6	2,5
Свиноматки:					
холостые и супоросные	16	75	40	11,6	2,5
глубокосупоросные (за 7-10 дней до опороса) и подсосные с поросятами	20	70	40	14,5	6,1
ремонтные свинки	20	70	40	14,5	6,1
поросята отъёмыши	24	70	40	18,3	9,7
Свиньи на откорме:					
первый период откорма	18	70	40	12,5	4,3
второй период откорма	16	70	40	10,7	2,5

На основании, приведённого выше, можно заключить, что режимы работы рекуператора, и значение коэффициента эффективности утилизации тепла будут зависеть от целого ряда факторов. К таким факторам следует отнести: параметры наружного и вытяжного воздуха, коэффициенты теплопередачи в приточном и вытяжном канале, толщина и

теплопроводность стенки теплообменной поверхности, площадь теплообменной поверхности, производительность рекуператора по притоку и вытяжке, наличие загрязнений в приточном и вытяжном канале и т.д. Кроме того, если предусмотрено, что рекуператор будет работать с учётом режима заморозки-оттаивания инея в вытяжном канале, и предусмотрена промывка рекуператора, и на период промывки предусмотрено выключение рекуператора из работы, то коэффициент эффективности утилизации тепла будет зависеть от времени работы рекуператора в режиме утилизации тепла. Коэффициент эффективности утилизации тепла можно представить в виде функции [27-30,60,82,110-112]:

$$k = f(t_n, W_{н\%}, t_{вн}, W_{вн\%}, \alpha_1, \alpha_2, \delta, \lambda, F, W_{выт}, W_{пр}, T_{раб}), \quad (2.7)$$

Для точного определения коэффициента эффективности утилизации тепла необходимо расчётным путём определить, сколько тепла возвращается обратно в помещение, т.е. определить температуру приточного и вытяжного воздуха после рекуператора на всех трёх режимах работы:

- «сухом»;
- «с образованием конденсата»;
- «с образованием инея».

2.2 Тепловой баланс рекуператора

В общем случае для рекуператора с противоточной схемой, представленного на рис. 2.3, уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$\begin{aligned} W_{пр} \cdot \rho_{пр} \cdot c_{пр} \cdot (t_{пр} - t_n) + q_{п.пр} - q_{ул.пр} + q_{пер} + q_{пер=} \\ = W_{выт} \cdot \rho_{выт} \cdot (I_{вн} - I_{выт}) + q_{п.выт} - q_{ул.выт}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

где $W_{пр}, W_{выт}$ – объёмный расход приточного и вытяжного каналов, $м^3/ч$; $\rho_{пр}, \rho_{выт}$ – средние плотности приточного и вытяжного воздуха, $кг/м^3$; $c_{пр}$ – средняя теплоёмкость приточного воздуха, $Дж/(кг \cdot ^\circ C)$; $t_n, t_{пр}$ – температура

наружного и приточного воздуха после теплообмена, °С; $I_{\text{выт}}, I_{\text{вн}}$ – энтальпия внутреннего и вытяжного воздуха после теплообмена, Дж/кг; $q_{\text{п.пр}}, q_{\text{п.выт}}$ – дополнительный нагрев от помещения приточного и вытяжного воздуха через стенки рекуператора, Вт; $q_{\text{ул.пр}}, q_{\text{ул.выт}}$ – потери тепла в атмосферу приточного и вытяжного воздуха через стенки рекуператора, Вт; $q_{\text{пер}}$ – нагрев приточного воздуха за счёт перетекания вытяжного воздуха в приточный канал за счёт несовершенства конструкции теплообменного модуля, Вт.

В случае качественной теплоизоляции корпуса и точности изготовления теплообменного модуля потерями тепла через корпус и перетоками вытяжного воздуха в приточный канал можно пренебречь, $q_{\text{п.пр}}, q_{\text{п.выт}}, q_{\text{ул.пр}}, q_{\text{ул.выт}}, q_{\text{пер}} \approx 0$.

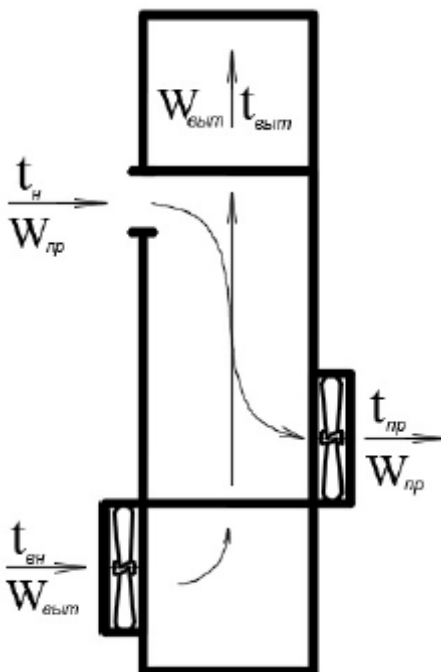


Рисунок 2.3 – Компоновка рекуператора

где $W_{\text{пр}}, W_{\text{выт}}$ – массовый расход приточного и вытяжного каналов, кг/ч; $t_{\text{н}}, t_{\text{пр}}, t_{\text{вн}}, t_{\text{выт}}$ – температура наружного воздуха, приточного воздуха, воздуха помещения и вытяжного воздуха, °С.

2.3. Выбор методики расчёта математической модели

Расчёт будем производить для теплообменного модуля показанного на рис. 2.4.

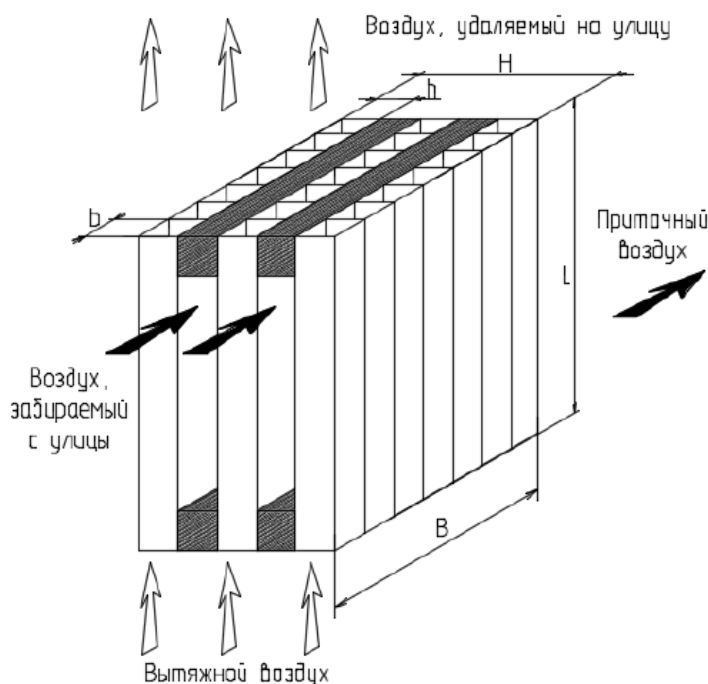


Рисунок 2.4 - Схема движения воздуха в теплообменном модуле рекуператора

Как видно из рисунка 2.4, если высота теплообменного блока намного больше его ширины, т.е. $L \gg B$, то можно принять, что воздух движется в теплообменном модуле в противотоке.

Примем допущение, что приточный и вытяжной воздух движутся в противотоке рис. 2.5. На основании обзора проведенного в первой главе используем методику пошагового построения математической модели. Выберем величину шага расчёта исходя из совокупности 2-х условий:

1. Что б расчёт имел удовлетворительную точность;
2. Что б объём вычислений был не слишком большим.

Исходя из этих условий была определена величина шага расчёта 10 мм. Т.е. на этом участке, длиной 10 мм, определяется величина теплового потока

через участок расчёта. Выходные данные воздуха с первого участка являются начальными условиями расчёта для следующего участка расчёта и так далее. Т.к. длина стенки теплообмена составляет 1,7 м, то на всём протяжении стенки теплообмена, 170 участков для которых будет выполняться расчёт.

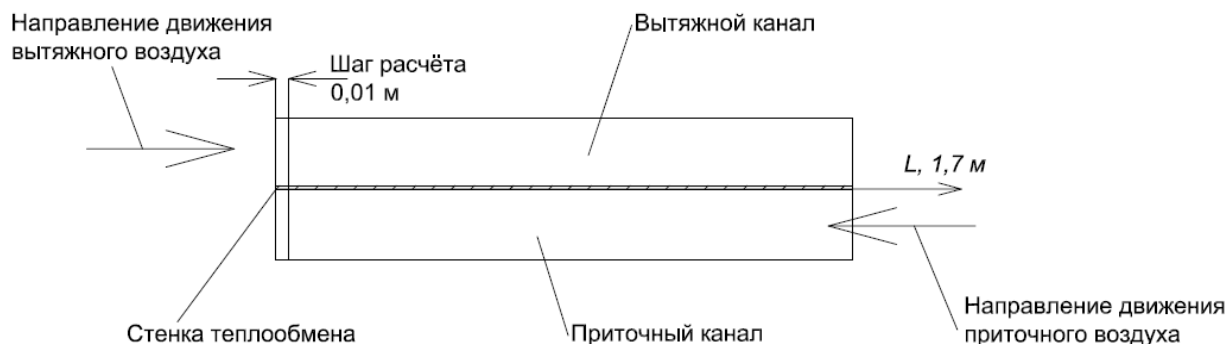


Рисунок 2.5 - Схема расчёта процесса теплообмена

Величина тепла, переданного через всю поверхность теплообмена, рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{рек}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_{169} + Q_{170}, \quad (2.9)$$

где $Q_{\text{рек}}$ – суммарный тепловой поток через стенку теплообмена рекуператора, Вт; $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_{169}, Q_{170}$ – тепловой поток через соответствующий расчётный участок стенки теплообмена рекуператора, Вт.

2.4. Объект исследования. Граничные условия расчёта

В качестве объекта исследования выбран рекуператор тепла с возможностью регенерации вытяжного канала за счёт оттаивания образующегося инея в вытяжном канале. Рекуператор может работать в 2-х режимах: режим рекуперации и режим регенерации. На рис. 2.6 приведена схема работы рекуператора на режиме рекуперация.

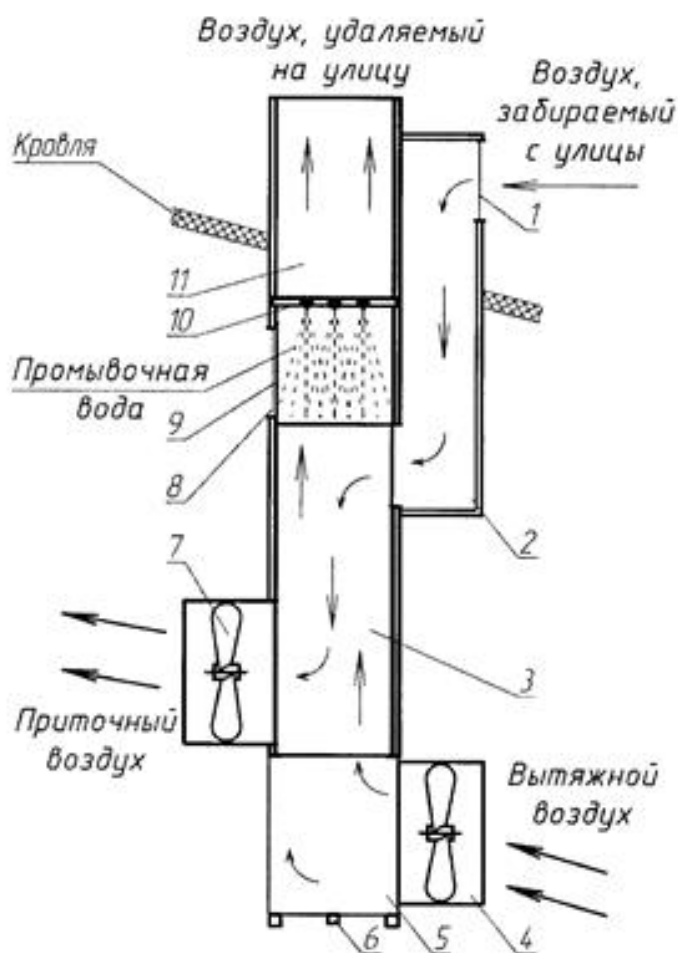


Рисунок 2.6 - Схема работы рекуператора на режиме рекуперация где 1 – впускное окно; 2 – впускной воздуховод; 3 – теплообменный модуль; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – поддон; 6 – сливной патрубок; 7 – приточный вентилятор; 8 – рециркуляционный проем; 9 – рециркуляционная заслонка; 10 – трубопровод с форсунками; 11 – выпускной воздуховод.

Как видно из рис. 2.6, воздух помещения за счёт работы вытяжного вентилятора 4 проходит через теплообменный модуль 3 и отдаёт тепло воздуху забираемого с улицы, который подаётся в помещение за счёт работы приточного вентилятора 7. В процессе работы рекуператора, при налипании грязи на стенки вытяжного канала, происходит подача воды, через трубопровод с форсунками 10, и осуществляется промывка вытяжного канала теплообменного блока.

Рекуператор на рис. 2.6, имеет одинаковую производительность по приточному и вытяжному каналу: 6000 м³/ч приточный вентилятор и 6000

м³/ч вытяжной вентилятор. Во время работы на режиме рекуперации, приточный и вытяжной вентилятор работают с одинаковой производительностью.

Для составления математической модели процесса теплопередачи примем допущение, что:

- путь пройденный приточным и вытяжным воздухом одинаковый;
- воздух по приточному и вытяжному каналу проходит равномерно;
- процесс теплопередачи, а так же образования конденсата и инея происходит равномерно по всему сечению теплообменного модуля;

- температурные условия внутри помещения ограничены рекомендациями РД АПК 1.10.02.04-12, уличные условия, наружной температурой -40 °С.

Максимальная производительность рекуператора: производительность вытяжного вентилятора 6000 м³/ч, производительность приточного вентилятора 6000 м³/ч. В результате расчёта, для наибольшей скорости движения воздуха, получены следующие значения критерия Рейнольдса, с учётом граничных значений температур:

- для воздуха в вытяжном канале не более $Re = 2985$ (на входе в канал);
- для воздуха в приточном канале не более $Re = 3200$ (на входе в канал).

На основании приведённых выше значений критериев Рейнольдса, при снижении производительности вентиляторов, режимы движения воздуха будут: ламинарный или переходный.

2.5. Расчёт режима рекуперации. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в «сухом» режиме

2.5.1. Условия расчёта работы в «сухом» режиме

Расчёт режима теплопередачи производится с условием, что в вытяжном канале воздух охлаждается до величины относительной влажности 100 %, т.е. до начала конденсации. Процесс теплопередачи без образования конденсата может проходить, как по всей теплообменной поверхности, так и затрагивать лишь её часть.

2.5.2. Методика расчёта теплопередачи в «сухом» режиме

При работе рекуператора в «сухом» режиме, проведём расчёт на основании выбранной методики расчёта.

Величина теплового потока на расчётном участке определяется по формуле Ньютона-Фурье [88]:

$$Q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_1, \quad (2.10)$$

где Q_1 – величина теплового потока через стенку теплообмена на первом участке расчёта, Вт; k_1 – коэффициент теплопередачи для расчетного участка, Вт/(м²·°C); F_1 – площадь теплопередачи первого участка расчёта, м²; Δt_1 – тепловой напор на первом участке расчёта между приточным и вытяжным каналом: $\Delta t_1 = t_{\text{пр1}} - t_{\text{выт1}}, \text{°C}$.

Коэффициент теплопередачи определяется на основании формулы:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пр1}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{выт1}}}}, \quad (2.11)$$

где k_1 – коэффициент теплопередачи на первом участке расчёта, Вт/(м²·°C); $\alpha_{\text{пр1}}, \alpha_{\text{выт1}}$ – коэффициенты теплоотдачи в приточном и

вытяжном канале на первом участке расчёта, Вт/(м²·°С); $\delta_{ст}$, – толщина стенки теплообмена, м; $\lambda_{ст}$ – теплопроводность стенки теплообмена, Вт/(м·°С).

Значения толщины стенки теплообмена и теплопроводности, есть справочные величины.

Коэффициент теплоотдачи в приточном и вытяжном канале находится через критерий Нуссельта, теплофизические свойства воздуха и размеры канала:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d_э}, \quad (2.12)$$

где α – коэффициенты теплоотдачи приточного или вытяжного канала, Вт/(м²·°С); Nu – критерий Нуссельта для приточного или вытяжного канала; λ – коэффициент теплопроводности воздуха для соответствующего канала, Вт/(м·°С); $d_э$ – эквивалентный диаметр приточного или вытяжного канала, м.

Эквивалентный диаметр канала:

$$d_э = \frac{4 \cdot f}{u}, \quad (2.13)$$

где f – поперечное сечение канала, м²; u – активный периметр сечения (поверхности, участвующей в теплообмене), м.

При использования профиля канала, показанного на рис. 2.7, поперечное сечение вытяжного канала сотового поликарбоната определяется по формуле:

$$f = (A - (B1 + B2)) \cdot D, \quad (2.14)$$

где A – толщина листа сотового поликарбоната, м; $B1$, $B2$ – толщина стенок трубки листа сотового поликарбоната, м; D – ширина трубки листа сотового поликарбоната, м.

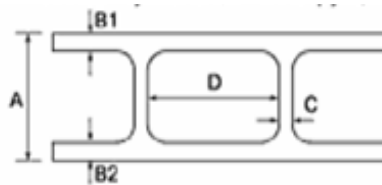


Рисунок 2.7 - Сечение вытяжного канала листа сотового поликарбоната

Активный периметр сечения:

$$u = 2 \cdot (D + A - (B1 + B2)), \quad (2.15)$$

где A – толщина листа сотового поликарбоната, м; $B1$, $B2$ – толщина стенок трубки листа сотового поликарбоната, м; D – ширина трубки листа сотового поликарбоната, м.

Параметры для приточного канала находятся аналогично, как и для вытяжного канала.

Для определения критерия Нуссельта воспользуемся выражением для ламинарного режима [86]:

$$Nu = C \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{1/3}, \quad (2.16)$$

где C – постоянная, при нагревании $C = 2,4$, при охлаждении $C = 1,6$; Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля; d_3 – эквивалентный диаметр канала, м; l – длина канала, м.

Для переходного режима воспользуемся уравнением [86]:

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,433}, \quad (2.15)$$

где Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля.

Критерий Рейнольдса находится по выражению [86]:

$$Re = \frac{V \cdot d_3}{\nu}, \quad (2.17)$$

где V – средняя скорость воздуха, м/с; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; d_3 – эквивалентный диаметр канала, м.

Критерий Прандтля определяется по выражению:

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}, \quad (2.18)$$

где ν – коэффициенты кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_p – теплоёмкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Величину теплового напора для первого участка определим по выражению: $\Delta t_1 = t_{\text{пр}1} - t_{\text{выт}1}, ^\circ\text{C}$. Для первого участка примем допущение, что температурные значения для первого участка соответствуют начальным. Для определения температурных значений для второго участка воспользуемся выражением:

$$t_{\text{пр}2} = \frac{c_{\text{впр}1} \cdot m_{\text{впр}} \cdot t_{\text{пр}1} - Q_1}{c_{\text{впр}2} \cdot m_{\text{впр}}}, \quad (2.19)$$

$$t_{\text{выт}2} = \frac{c_{\text{ввыт}1} \cdot m_{\text{выт}} \cdot t_{\text{выт}1} - Q_1}{c_{\text{ввыт}2} \cdot m_{\text{выт}}}, \quad (2.20)$$

где $c_{\text{впр}1}, c_{\text{ввыт}1}$ – теплоёмкость воздуха на первом участке расчёта в приточном и вытяжном канале, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $m_{\text{впр}}, m_{\text{выт}}$ – масса воздуха в приточном и вытяжном канале, кг ; $t_{\text{пр}1}, t_{\text{выт}1}$ – температура приточного и вытяжного воздуха на первом участке, $^\circ\text{C}$; Q_1 – величина теплового потока через стенку теплообмена на первом участке расчёта, Вт ; $c_{\text{впр}2}, c_{\text{ввыт}2}$ – теплоёмкость приточного и вытяжного воздуха на втором участке расчёта, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Таким же образом происходит расчёт для всех 170 участков стенки теплообмена.

Влагосодержание воздуха в вытяжном канале определяется по формуле [87]:

$$d_{\text{выт}1} = \frac{0,77 \cdot W_{\text{выт}1}}{100} \cdot e^{\left(5516,89 \cdot \left(\frac{1}{253} - \frac{1}{273 + t_{\text{выт}1}} \right) \right)}, \quad (2.21)$$

где $d_{\text{выт1}}$ – влагосодержание вытяжного воздуха на первом участке, г/кг; $W_{\text{выт1}}$ – относительная влажность вытяжного воздуха на первом участке, %; $t_{\text{выт1}}$ – температура вытяжного воздуха на первом участке, °С.

Значение относительной влажности воздуха для первого участка примем равным начальным значениям. Относительная влажность воздуха в приточном канале будет определяться так же, как и в вытяжном.

Температуру стенки вытяжного канала определяем по частному случаю уравнения (2.7), которое так же называют уравнением Ньютона-Рихмана [88]:

$$T_c = T_v - \frac{Q}{\alpha \cdot F}, \quad (2.22)$$

где Q – тепловой поток, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); F – площадь теплообменной поверхности, м²; T_v – температура воздуха в вытяжном канале, °С; T_c – температура стенки в вытяжном канале, °С.

2.6. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в режиме «с образованием конденсата»

2.6.1. Условия расчёта работы в режиме «с образованием конденсата»

При конденсации влаги на поверхности теплообмена, воздушный поток и образовавшиеся капли находятся в балансе энергий (поверхностных натяжений) на границах раздела между твердой, газообразной и жидкой фазами. Этот баланс характеризуется краевым углом смачивания. Поэтому значение краевого угла смачивания можно рассматривать, как одну из характеристик механизма процесса конденсации [89, 90]. По значению угла смачивания принято характеризовать процесс конденсации. Чисто капельный режим конденсации характерен для теплоносителей со значениями краевых углов свыше 90°. При углах контакта меньших, но стремящихся к 90°, речь

можно вести о псевдокапельной конденсации. При углах, значительно меньших 90° , говорят о капельноручьевой конденсации. А при углах контакта, стремящихся к 0° , пленочно-ручьевой конденсации. Характер конденсации будет влиять на коэффициент теплоотдачи.

В работах, где в качестве стенки теплообмена использовался сотовый поликарбонат, приводятся экспериментальные данные, где методом сидячей капли, были определены краевые (равновесные) углы смачивания для капли воды на горизонтальной поверхности поликарбоната, это 55° [32] и 62° [25].

На основании описанного выше метода определения процесса конденсации, можно сделать вывод, что процесс конденсации на поликарбонате можно охарактеризовать, как капельноручьевую конденсацию.

Режим работы рекуператора «с образованием конденсата» подразумевает, что в вытяжном канале будет 2 температурные зоны теплообмена, рис. 2.8. Первая зона на пути движения воздуха помещения будет до достижения температуры насыщения паров (точка росы). В этой температурной зоне происходит охлаждение воздуха помещения до достижения температуры насыщенных паров и следовательно, относительной влажности 100%. Коэффициент теплоотдачи будет рассчитываться, как для режима «сухой» работы. Вторая температурная зона, это зона с образованием конденсата на стенке теплообмена. Температурные границы зоны «с образованием конденсата» от температуры точки росы до 0°C на стенке теплообмена в вытяжном канале. Достижения температуры 0°C , возможно только при соответствующей температуре в приточном канале, т.е. соответствующей наружной температуре.

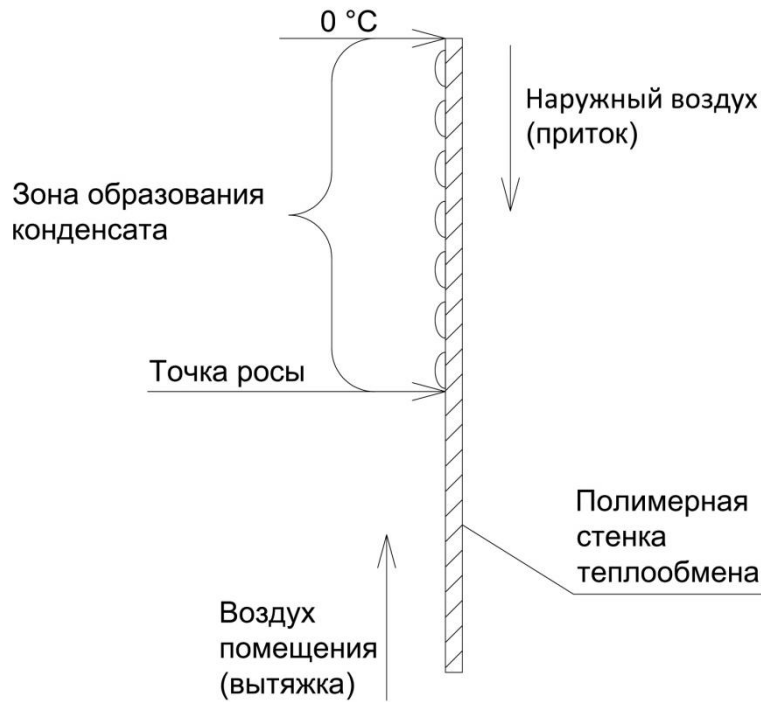


Рисунок 2.8 - Схема режима теплопередачи «с образованием конденсата»

2.6.2. Методика расчёта теплопередачи на режиме «с образованием конденсата»

Проведём расчёт конденсации влаги в вытяжном канале по методике предложенной Сергазиным Ж.Ф. [91]. Количество тепла ($\text{Вт}/\text{м}^2$) отданное воздухом определяется по формуле:

$$q = \alpha \cdot \Delta t + \beta_p \cdot r \cdot \Delta P, \quad (2.23)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; Δt – разница температур потока и у стенки, $^\circ\text{C}$; β_p – коэффициент массоотдачи, $\text{кг} \cdot \text{с}/(\text{м}^2 \cdot \text{атм})$; r – удельная теплота парообразования, $\text{кДж}/\text{кг}$; ΔP – разница парциальных давлений в ядре потока и у стенки, атм .

Если это выражение разделить на Δt , то получится суммарный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha + \frac{\beta_p \cdot r \cdot \Delta P}{\Delta t}, \quad (2.24)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); Δt – разница температур потока и у стенки, °С; βr – коэффициент массоотдачи, кг·с/(м²·атм); r – удельная теплота парообразования, кДж/кг; ΔP – разница парциальных давлений в ядре потока и у стенки, атм.

За определяющую температуру принимается средняя температура по каналу:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{пот}} - t_{\text{стен}}}{2}, \quad (2.25)$$

где $t_{\text{пот}}$ – температура потока, °С; $t_{\text{стен}}$ – температура стенки, °С.

Для ламинарного режима движения воздуха с конденсацией используем выражения [91]:

Теплоотдача:

$$Nu = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,36} \cdot (Ar \cdot Pr)^{0,4}, \quad (2.26)$$

Массоотдача:

$$Nu' = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,36} \cdot (Ar \cdot Sc)^{0,4}, \quad (2.27)$$

где Nu , Nu' – критерий Нуссельта для теплоотдачи и для массоотдачи; Re – критерий Рейнольдса; Ar – критерий Архимеда; Pr – критерий Прандтля; Sc – критерий Шмидта.

Для ламинарного режима массоотдачи критерий Рейнольдса, Стэнтона и Шмидта связаны зависимостью:

$$0,735 \cdot Re^{-0,68} = St' \cdot Sc^{0,6}, \quad (2.28)$$

где Re – критерий Рейнольдса; St' – Критерий Стэнтона для массоотдачи; Sc – критерий Шмидта.

Критерий Стэнтона для массоотдачи для ламинарного режима определяется по зависимости:

$$St' = 0,457 \cdot Re^{-0,57}, \quad (2.29)$$

где St' – Критерий Стэнтона для массоотдачи; Re – критерий Рейнольдса.

Для переходного режима движения воздуха с конденсацией используем выражения [91]:

Теплоотдача:

$$Nu = 6,48 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0,92} \cdot (Ar \cdot Pr)^{0,4}, \quad (2.30)$$

Массоотдача:

$$Nu' = 6,48 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0,92} \cdot (Ar \cdot Sc)^{0,4}, \quad (2.31)$$

где Nu , Nu' – критерий Нуссельта для теплоотдачи и для массоотдачи; Re – критерий Рейнольдса; Ar – критерий Архимеда; Pr – критерий Прандтля; Sc – критерий Шмидта.

Для переходного режима для массоотдачи критерий Рейнольдса, Стэнтона и Шмидта связаны зависимостью:

$$0,095 \cdot Re^{-0,1} = St' \cdot Sc^{0,6}, \quad (2.32)$$

где Re – критерий Рейнольдса; St' – Критерий Стэнтона для массоотдачи; Sc – критерий Шмидта.

Критерий Стэнтона для массоотдачи для переходного режима определяем по зависимости:

$$St' = 0,02 \cdot Re^{-0,15}, \quad (2.33)$$

где St' – Критерий Стэнтона для массоотдачи; Re – критерий Рейнольдса.

Критерий Архимеда находим по выражению:

$$Ar = g \cdot d_3^3 \cdot \frac{(\rho_{\text{конд}} - \rho_2)}{v_2^2 \cdot \rho_2}, \quad (2.34)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; d_3 – эквивалентный диаметр вытяжного канала, м ; $\rho_{\text{конд}}$ – плотность конденсата у стенки, кг/м^3 ; ρ_2

– плотность воздуха в ядре потока, кг/м^3 ; ν – кинематическая вязкость вытяжного воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$.

Температура стенки вытяжного канала на участке конденсации определяем аналогично уравнению (2.22), коэффициент теплоотдачи берём из уравнения (2.24):

$$T_c = T_v - \frac{Q}{\alpha_{\text{вл}} \cdot F}, \quad (2.35)$$

где Q – тепловой поток, Вт; $\alpha_{\text{вл}}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F – площадь теплообменной поверхности, м^2 ; T_v – температура воздуха в вытяжном канале, $^\circ\text{C}$; T_c – температура стенки в вытяжном канале, $^\circ\text{C}$.

При охлаждении стенки ниже температуры точки росы начнётся конденсация влаги.

При охлаждении воздуха до 100% относительной влажности дальнейшее охлаждение будет продолжаться с образованием свободной влаги на стенке вытяжного канала и объёме вытяжного воздуха. При этом на стенке теплообмена будет образовываться влага. Образование конденсата на стенке теплообмена будет протекать с образованием капель. По мере роста капель, когда масса капель станет настолько большой, что капли не смогут удерживаться, они начнут стекать под действием сил тяжести вниз, увлекая за собой капли которые будут встречать на своём пути, тем самым образуя струйки. Масса капли, которая будет отрываться от поверхности, определяется по формуле [32]:

$$m_{\text{капл}} \geq \frac{\pi \cdot D \cdot H^2}{4 \cdot \cos^2 \frac{\theta}{2} \cdot (\rho' - \rho'')}, \quad (2.36)$$

где $m_{\text{капл}}$ – масса капли, кг; π – математическая постоянная, 3,14159; D – диаметр капли, измеренный методом сидячей капли на горизонтальной поверхности; м; H – высота капли, измеренная методом сидячей капли на горизонтальной поверхности, м; θ – краевой угол капли, определяется

методом сидячей капли, градус; ρ , ρ'' – плотность жидкости и конденсированного пара, кг/м³.

При контакте холодной стенки с воздухом, относительная влажность которого 100%, свободная влага, которая будет образовываться при дальнейшем охлаждении воздуха, будет в виде аэрозоля находится в потоке воздуха и, в виде капель и плёнки на стенке. На стенке, в начале процесса теплообмена, влага будет образовываться, сначала, в виде капель, а когда вся поверхность будет заполнена каплями, то в виде плёнки. Часть влаги из пленки будет стекать вниз, остальная же плёнка будет удерживаться на стенке. Определяется толщина плёнки конденсата по выражению [92,93]:

$$\delta(x) = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_{\text{конд}} \cdot \mu_{\text{конд}} \cdot (T_{\text{н}} - T_{\text{с}}) \cdot x}{g \cdot r \cdot \rho_{\text{конд}}^2}}, \quad (2.37)$$

где $\lambda_{\text{конд}}$ – теплопроводность конденсата, Вт/(м·°C); $\mu_{\text{конд}}$ – динамическая вязкость конденсата, Па·с; $T_{\text{н}}$ – температура насыщения воздуха, °C; $T_{\text{с}}$ – температура стенки, °C; x – координата отсчитываемая от верхней точки начала конденсации, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; r – удельная теплота парообразования, кДж/кг; $\rho_{\text{конд}}$ – плотность конденсата, кг/м³.

Процесс образования плёнки конденсата и процесс «удержания» плёнки это динамический процесс. Избыточная влага из плёнки, которая не может быть удержана силами поверхностного натяжения, будет стекать в низ, в поддон.

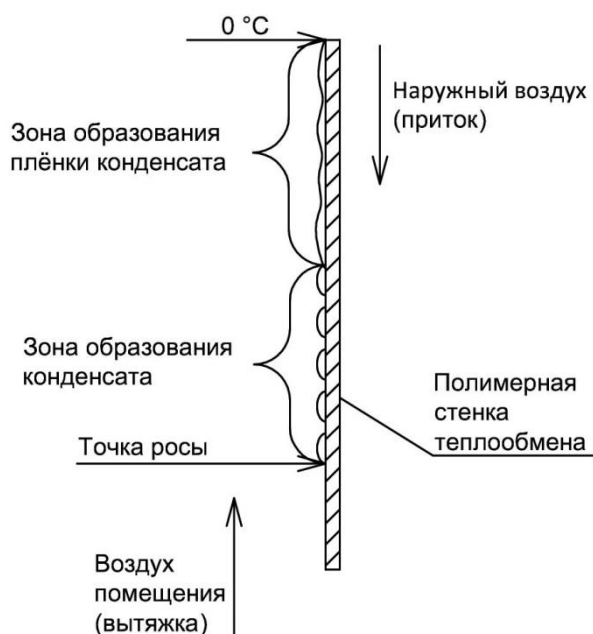


Рисунок 2.9 - Схема режима «с образованием конденсата»: с зоной конденсации и с зоной образования плёнки

При образовании плёнки конденсата, плёнка будет оседать на стенках вытяжного канала, при этом уменьшится проходное сечение канала рис. 2.9. При уменьшении сечения вытяжного канала увеличится суммарное сопротивление вытяжных каналов и снизится производительность вытяжного вентилятора в соответствии с напорной характеристикой вентилятора. Для определения величины снижения производительности вентилятора введём коэффициент производительности вентилятора, который есть функция суммарного гидравлического сопротивления всех вытяжных каналов.

$$k_{\text{вент}} = f(\sum \Delta p) = \frac{W_{\sum \Delta p}}{W_{\text{выт}}}, \quad (2.38)$$

где $\sum \Delta p$ – суммарное гидравлическое сопротивление, Па; $W_{\sum \Delta p}$ – производительность вытяжного вентилятора при сужении вытяжных каналов, м³/ч; $W_{\text{выт}}$ – производительность вытяжного вентилятора при чистых каналах теплообменного модуля, м³/ч.

Производительность вентилятора при увеличенном сопротивлении определяем по паспортной характеристике применяемого вентилятора Multifan P6D82A9M11100, рис. 2.10 [94]:

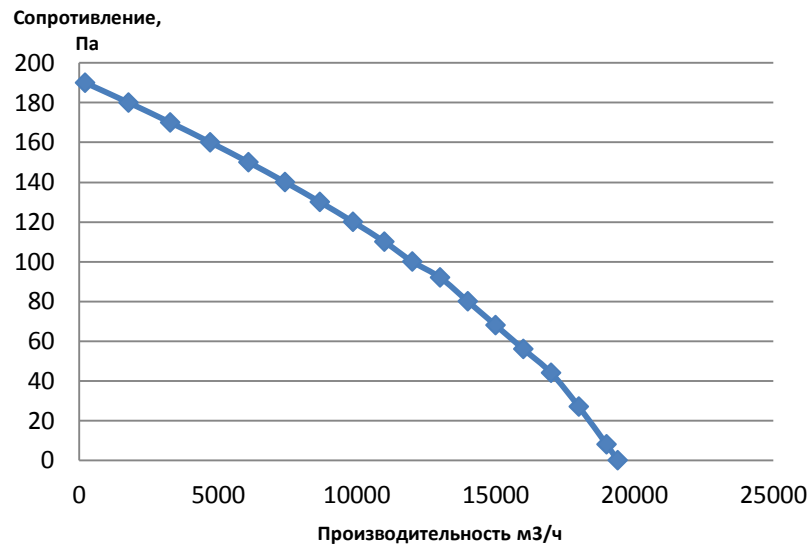


Рисунок 2.10 - Паспортная характеристика вентилятора Multifan P6D82A9M11100

Суммарное гидравлическое сопротивление определим по формуле [95]:

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\zeta} \pm \Delta p_{\text{ест}}, \quad (2.39)$$

где $\sum \Delta p_{\lambda}$ – суммарные потери давления на трение, Па; $\sum \Delta p_{\zeta}$ – суммарные потерь давления в местных сопротивлениях, Па; $\Delta p_{\text{ест}}$ – перепад давления при естественной тяге, Па.

Потери давления на трение определяем по формуле:

$$\Delta p_{\lambda} = 0,1266 \cdot Re^{-0,167} \frac{L}{d_3} V_i^2, \quad (2.40)$$

где Re – критерий Рейнольдса; L – длина теплообменного модуля (трубки вытяжного канала), м; d_3 – диаметр эквивалентный, м; V_i – скорость воздуха на i -м участке, м.

Суммарные потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta_i \frac{\rho_i \cdot V_2^2}{2}, \quad (2.41)$$

где ζ_i – коэффициент местного сопротивления; ρ_i – плотность воздуха на i -м участке, кг/м^3 ; V_2 – значение скорости потока за местным сопротивлением, м/с .

Перепад давлений между наружным воздухом и воздухом помещения (естественная тяга):

$$\Delta p_{\text{ест}} = g \cdot h \cdot (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{выт}}), \quad (2.42)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; h – перепад высот, м ; $\rho_{\text{н}}$ – плотность наружного воздуха, кг/м^3 ; $\rho_{\text{выт}}$ – плотность вытяжного воздуха, кг/м^3 .

При этом, температура стенки вытяжного канала будет определяться с учётом образовавшейся водяной плёнки на стенке теплообмена, по выражению:

$$T_c = T_v - \frac{Q}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{конд}}}{\lambda_{\text{конд}}} \right), \quad (2.43)$$

где T_v – температура воздуха в вытяжном канале, $^{\circ}\text{C}$; Q – тепловой поток, Вт ; F – площадь теплообменной поверхности, м^2 ; $\alpha_{\text{вл}}$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; $\delta_{\text{конд}}$ – толщина плёнки конденсации, м ; $\lambda_{\text{конд}}$ – теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

2.7. Расчёт теплопередачи противоточного рекуператора при работе в режиме «с образованием инея»

2.7.1. Условия расчёта работы в режиме «с образованием инея»

Для образования инея необходимо одновременная реализация двух условий: 1) температура поверхности теплообмена должна быть ниже температуры насыщенных паров; 2) температура поверхности теплообмена должна быть ниже температуры кристаллизации воды [83-85,96,109]. Условно процесс инееобразования можно разделить на три периода, в каждый период роста инея будет меняться коэффициент теплопроводности: Первый период - увеличение коэффициента теплопроводности в результате появления шероховатости инея и турбулизации потока, вызванное редким ростом кристаллов инея на холодной поверхности. Второй период - понижение теплопроводности инея за счет дальнейшего его роста, разветвления и уплотнения. Третий период характеризуется снижением коэффициента теплопроводности слоя инея до минимальной величины (вызванным уплотнением инея и снижением интенсивности движения воздуха в пространстве между кристаллами), а затем по мере его дальнейшего уплотнения - возрастанием коэффициента за счет диффузии влаги внутрь слоя [97,98,99].

Принято считать, что увеличение в расхождении опытных данных процесса инееобразования тем больше, чем ниже температура и больше толщина слоя инея [100].

При условиях образования инея, происходит его рост, что ведёт к сопротивлению выпускного канала и снижению расхода воздуха через канал [101].

Рост термического сопротивления твердой фазы в результате накопления конденсата оказывает вторичное воздействие на эффективность

теплопередачи, а на начальном этапе инееобразование может быть даже выгодно. Действительно, отдельные кристаллы инея могут работать как интенсификаторы теплообмена подобно ребрам и турбулизаторам потока. [37,102,103].

Расчёт процесса теплопередачи на режиме «с образованием инея» подразумевает использование входных данных после расчёта режима «с образованием конденсата». Теплообменная поверхность содержит зоны: «сухой» работы, зону «с образованием конденсата» и зону «с образованием инея». При этом, при достаточно низкой наружной температуре, размер зоны «сухой» работы будет стремиться к минимуму, рис. 2.11.

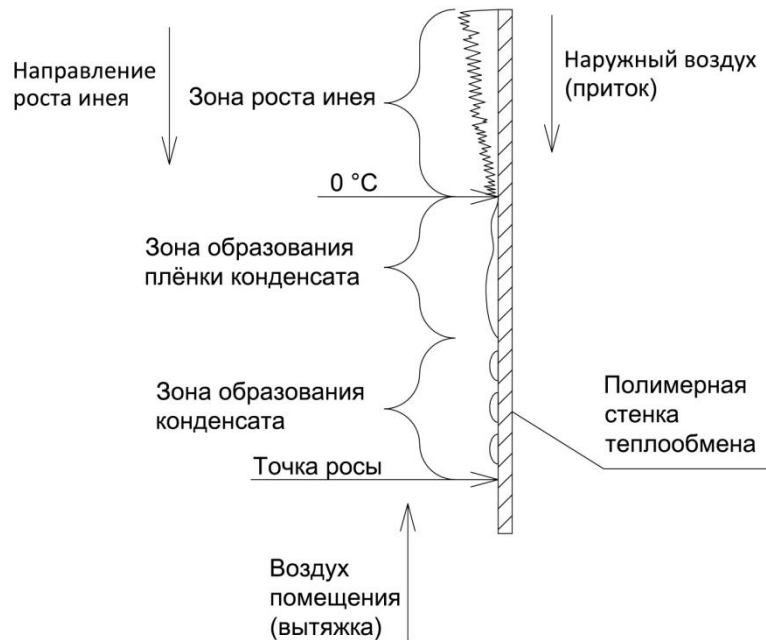


Рисунок 2.11 - Схема режима теплопередачи «с образованием инея»

2.7.2. Методика расчёта теплопередачи на режиме «с образованием инея»

Для определения величины теплопередачи на рассматриваемом режиме необходимо определить величину коэффициента теплоотдачи между воздухом и инеем. Для этого воспользуемся формулой предложенной Явнелем Б.К. [104].

$$Nu = 0,038 \cdot Re^{0,8}, \quad (2.44)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса.

Плотность инея рассчитываем по формуле [105,106]:

$$\rho_{ин} = \frac{40,9 \cdot \tau^{0,37} \cdot d_B^{0,36} \cdot \alpha_B^{0,25}}{(273,15 - \bar{T}_c)^{0,29}}, \quad (2.45)$$

где τ – время роста инея, ч; d_B – влагосодержание воздуха, г/кг; α_B – коэффициент теплоотдачи воздуха к поверхности инея, Вт/(м²·К); T_c – температура стенки, К.

Коэффициент теплопроводности инея находим по выражению [105]:

$$\lambda_{ин} = 0,0249 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot \rho_{ин}^2), \quad (2.46)$$

где $\lambda_{ин}$ – коэффициент теплопроводности инея, Вт/(м·°С); $\rho_{ин}$ – плотность инея, кг/м³.

Массу образующегося инея можно рассчитать по соотношению Льюиса [105]:

$$G_{ин} = \rho_{ин} \cdot \delta_{ин} = \frac{\alpha_B \cdot (d_B - d(T_{ин}^{пов})) \cdot \tau}{C_B}, \quad (2.47)$$

где $\rho_{ин}$ – плотность инея, кг/м³; $\delta_{ин}$ – толщина инея, м; α_B – коэффициент теплоотдачи воздуха к поверхности инея, Вт/(м²·К); d_B – влагосодержание воздуха, г/кг; $d(T_{ин}^{пов})$ – влагосодержание воздуха у поверхности инея, г/кг; τ – время роста инея, ч; C_B – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°С).

Толщину инея находим по выражению [106,107]:

$$\delta_{ин} = \frac{\alpha_B \cdot (d_B - d(T_{ин}^{пов})) \cdot \tau}{C_B \cdot \rho_{ин}}, \quad (2.48)$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи воздуха к поверхности инея, Вт/(м²·К); d_B – влагосодержание воздуха, г/кг; $d(T_{ин}^{пов})$ – влагосодержание насыщенного воздуха у поверхности инея, г/кг; τ – время роста инея, ч; C_B – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°С); $\rho_{ин}$ – плотность инея, кг/м³.

Значения температуры поверхности инея находим из следующих соображений [105]:

$$T_{\text{пов}}^{\text{ин}} = T_c - (1 \dots 1,5^\circ\text{C}), \quad (2.49)$$

где $T_{\text{пов}}^{\text{ин}}$ – температура поверхности инея, °С; T_c – температура стенки, °С.

Значение влагосодержания насыщенного воздуха у поверхности инея $d_{\text{пов}}^{\text{ин}}$ определяем по температуре поверхности инея $T_{\text{пов}}^{\text{ин}}$.

По мере увеличения времени работы рекуператора в режиме с «образованием инея» количество инея будет увеличиваться, как по высоте, так и по длине теплообменной стенки.

Увеличения инея по высоте будет определяться влагосодержанием воздуха на каждом расчётном участке. Увеличение инея по длине теплообменной стенки происходит на встречу холодному потоку. Это объясняется теплоизоляционными свойствами инея, которые не будут давать холодному потоку воздуху интенсивно нагреваться, а значит при образовании инея, граница, начала образования инея, будет смещаться по ходу движения холодного воздуха или на встречу тёплому потоку воздуха.

2.8. Расчёт режима регенерации

2.8.1. Условия расчёта режима регенерации

Для обеспечения работы рекуператора в условиях низких температур необходима регенерация вытяжного канала рекуператора. Рассмотрим способ регенерации за счёт оттаивания образующегося инея.

Процесс регенерации можно условно разделить на 2 этапа:

1-й этап, - это оттаивание вытяжного канала рекуператора. На этом этапе вытяжной канал нагревается до температуры $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и будет таять иней находящийся в канале.

2-й этап, - это осушение вытяжного канала рекуператора. Вся влага которая находится в канале, после предыдущего этапа, удаляется из канала посредством осушения канала.

Принцип работы рекуператора на режиме регенерации, показан на рис. 2.12. Для перехода в этот режим приточный вентилятор 7 останавливается, и теплый воздух помещения проходя через вытяжной канал отправляется на рециркуляцию через окно рециркуляции 8, что и приводит к регенерации вытяжного канала. Рециркуляционный воздух, в процессе регенерации, проходит через вытяжной канал и контактирует с теплообменной стенкой, температура которой ниже температуры точки росы, охлаждается и осушается. На режиме «регенерация» к теплообменному блоку подводится теплый воздух только от работающего вентилятора 4. Режим регенерации заканчивается когда через рециркуляционное окно пойдёт воздух с влажностью равной влажности помещения.

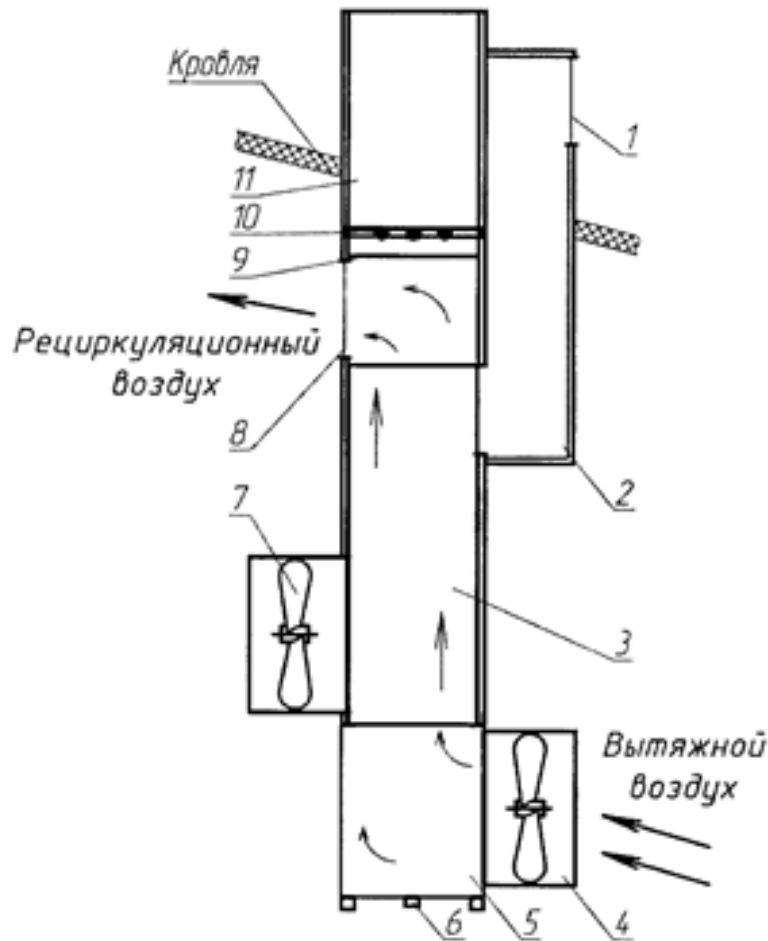


Рисунок 2.12 - Схема работы рекуператора на режиме «регенерация»

где 1 – впускное окно; 2 – впускной воздуховод; 3 – теплообменник; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – поддон; 6 – сливной патрубок; 7 – приточный вентилятор; 8 – рециркуляционный проем; 9 – рециркуляционная заслонка; 10 – трубопровод с форсунками; 11 – выпускной воздуховод.

При расчёте процесса регенерации вытяжного канала рекуператора делаем допущение рис. 2.13:

- процесс регенерации начинается после полной остановки приточного вентилятора и уличный воздух не поступает в помещение;
- тепло из вытяжного канала не уходит на нагрев воздуха в приточном канале;
- иней во всех трубках в вытяжном канале растёт с одинаковой скоростью;

- при поступлении теплого воздуха, иней оттаивает слоями по 0,2 мм с каждой стороны канала, следующий слой начинает таять после полного оттаивания предыдущего слоя. Слои начинают считаться от ядра потока воздуха, соответственно, толщина первого слоя, который будет таять, 0,2 мм или меньше;

- значение коэффициента теплоотдачи воздух-иней остаётся постоянным для всех слоёв в процессе таянья инея и берётся из предыдущего расчёта роста инея.

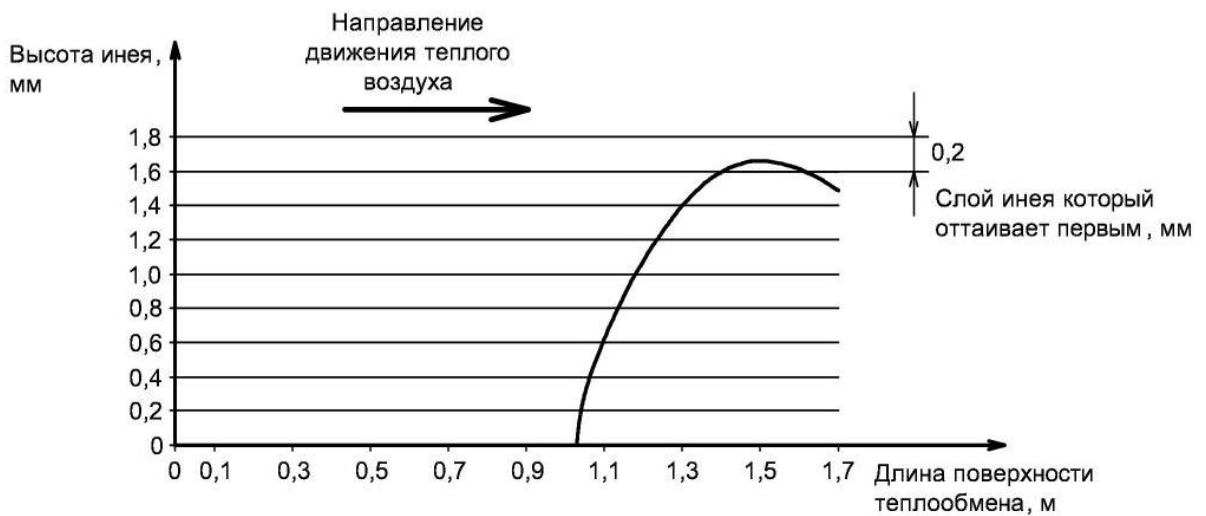


Рисунок 2.13 - Схема оттаивания инея по слоям

При оттаивании инея слоями по 0,2 мм (первый слой который будет таять, будет до 0,2 мм), с каждой стороны канала, высота проходного сечения канала увеличивается суммарно до 0,4 мм рис. 2.14. По мере таяния инея, увеличивается проходное сечения вытяжного канала и увеличивается количество теплого воздуха проходящее через канал, следовательно, увеличивается поступление тепла к инею.

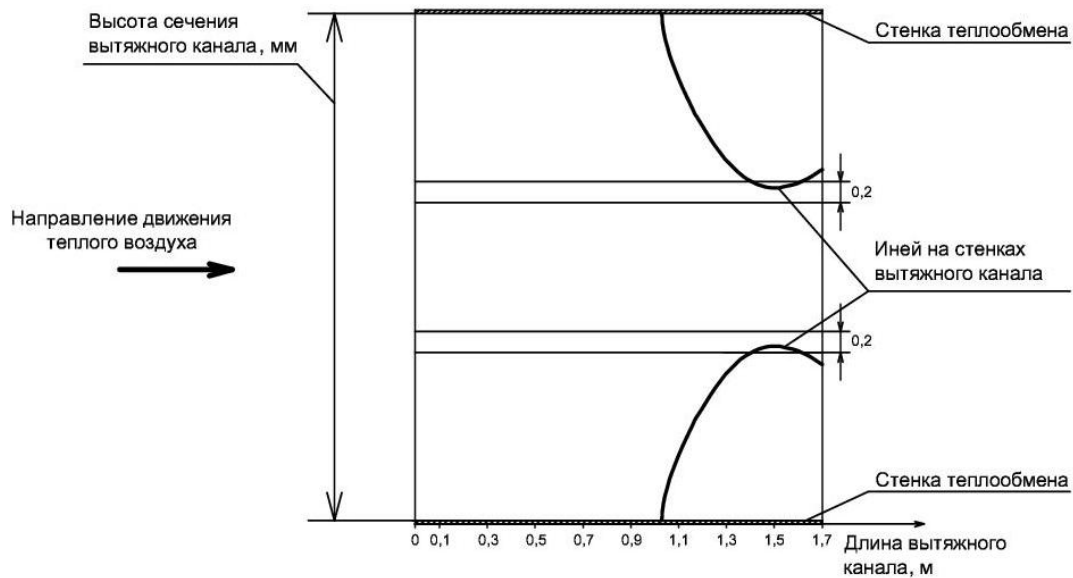


Рисунок 2.14 - Схема оттаивания инея в вытяжном канале

2.8.2. Методика расчёта режима регенерации рекуператора

На основе описанной выше последовательности таяния инея определяем массу инея который растает в одном слое. Масса всего инея будет состоять из масс инея в каждом слое и определяться по выражению:

$$\sum m_{\text{ин}} = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n, \quad (2.50)$$

где $m_{\text{ин}}$ – масса всего инея образовавшегося в рекуператоре, кг;
 m_1, m_2, m_3, m_n – масса инея в каждом слое, кг; n – количество слоёв.

Для определения температуры инея, примем её средней между температурой поверхности инея и температурой стенки. Средняя температура инея будет своя для каждого участка расчёта:

$$\Delta t_{\text{ин}} = t_{\text{ин пов}} + t_{\text{ин стен}}, \quad (2.51)$$

где $\Delta t_{\text{ин}}$ – средняя температура инея для расчётного участка, °С; $\Delta t_{\text{ин пов}}$ – температура поверхности инея для расчётного участка, °С; $\Delta t_{\text{ин стен}}$ – температура поверхности инея у поверхности стенки теплообмена для расчётного участка, °С.

Количество тепла необходимого для таяния слоя инея будет складываться из тепла необходимого для нагрева инея до 0°С и тепла необходимого для таяния инея. Определяется это из выражений:

Количество тепла необходимого для нагрева инея до 0 °С:

$$P_{\text{инп}} = m_{\text{инп}} \cdot c_{\text{ин}} \cdot (0 - \Delta t_{\text{ин}}), \quad (2.52)$$

где $P_{\text{инп}}$ – количество тепла необходимое для нагрева п слоя инея до 0°С, Дж; $m_{\text{ин}}$ – масса инея в п слое, кг; $c_{\text{ин}}$ – удельная теплоёмкость льда, Дж/(кг·К); $c_{\text{ин}} = 2,12 \cdot (1 + 0,0037 \cdot \Delta t_{\text{ин}}) \cdot 1000$; $\Delta t_{\text{ин}}$ – средняя температура инея для расчётного участка, °С.

Количество тепла необходимого для таяния инея:

$$P_{rn} = m_n \cdot r, \quad (2.53)$$

где P_{rn} – количество тепла необходимое для таяния п слоя инея, Дж; m_n – масса инея в п слое, кг; r – удельная теплоёмкость плавления льда, Дж/кг; $r = 333000$ Дж/кг.

Масса воздуха необходимая для нагрева и таяния п слоя инея определяется из выражения:

$$m_{\text{вин}} = \frac{P_{cn} + P_{rn}}{c_v \cdot t_n}, \quad (2.54)$$

где $m_{\text{вин}}$ – количество воздуха для таяния «п» слоя инея, кг; P_{cn} – количество энергии необходимое для нагрева «п» слоя инея до 0°С, Дж; P_{rn} – количество энергии необходимое для таяния «п» слоя инея, Дж; c_v – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К); $c_v = (1,006 + 1,805 \cdot d_v / 1000) \cdot 1000$, d_v – влагосодержание воздуха г/кг; t_n – температура воздуха помещения, °С.

Время необходимое для таяния п слоя инея определяется из выражения:

$$\tau_n = \frac{m_{\text{вин}}}{G_{\text{вин}}}, \quad (2.55)$$

где τ_n – время для таяния n слоя инея, с; $m_{вп}$ – масса воздуха для таяния « n » слоя инея, кг; $G_{вп}$ – производительность вытяжного канала при текущей высоте проходного сечения канала, кг/с.

Время на таяния всего инея в вытяжном канале определяется из выражения:

$$\tau_{тая} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_n, \quad (2.56)$$

где $\tau_{тая}$ – время на таяние всего инея, с; $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots, \tau_n$ – время на таяние 1-го, 2-го, ... и n слоя инея, с.

Таким же образом определяется время на нагрев стенки теплообмена из сотового поликарбоната до 0 °С. Часть стенки теплообмена, на которой нет инея, имеет температуру 0 °С или выше и эта часть стенки не участвует в расчёте. Часть стенки теплообмена, которая находится под слоем инея, имеет температуру ниже 0 °С и она будет нагреваться, и температуру она будет иметь, в соответствии со своим участком.

Количество тепла необходимо для нагрева поликарбоната на участке определяется по выражению:

$$P_{пк} = m_{пк} \cdot c_{п} \cdot \Delta t, \quad (2.57)$$

где $P_{пк}$ – тепло на нагрев k участка поликарбоната до 0 °С, Дж; $m_{пк}$ – масса поликарбоната k участка, кг; $c_{п}$ – теплоёмкость поликарбоната, $c_{п} = 1100$ Дж/(кг·°С); Δt – температура на которую нагреется поликарбонат, $\Delta t = 0 - t_c$, t_c – температура стенки поликарбоната на k участке, °С; k – индекс обозначает номер рассматриваемого участка поликарбоната занятого инеем.

Количество тепла для нагрева всего поликарбоната определяется по следующему выражению:

$$P_{п\Sigma} = P_{п1} + P_{п2} + \dots + P_{пк}, \quad (2.58)$$

где $P_{п\Sigma}$ – тепло на нагрев всех участков поликарбоната до 0°С, занятых инеем от 1 до k , °С, Дж; $P_{п1}, P_{п2}, P_{пк}$ – тепло на нагрев участка поликарбоната до 0 °С, Дж.

Масса воздуха необходимая на нагрев поликарбоната до 0°C определяется по следующему выражению:

$$m_{\text{вп}} = \frac{P_{\text{п}\Sigma}}{c_{\text{в}} \cdot \Delta t}, \quad (2.59)$$

где $m_{\text{вп}}$ – масса воздуха на нагрев поликарбоната до 0°C , кг; $P_{\text{п}\Sigma}$ – тепло на нагрев всех участков поликарбоната до 0°C занятых инеем, Дж; Δt – температура на которую охладится воздух, $\Delta t = t_{\text{п}} - 0$, $t_{\text{п}}$ – температура воздуха помещения, 0°C .

Время на нагрев поликарбоната будет определяться по выражению:

$$\tau_{\text{нагр}} = \frac{m_{\text{вп}}}{G_{\text{в}}}, \quad (2.60)$$

где $\tau_{\text{нагр}}$ – время на нагрев стенки теплообмена занятой инеем до 0°C , с; $m_{\text{вп}}$ – масса воздуха на нагрев поликарбоната до 0°C , кг; $G_{\text{в}}$ – расход воздуха в вытяжном канале, кг/с.

Воздух который будет нагревать и таять иней, а так же нагревать поликарбонат до 0°C , охладится до 0°C , соответственно, его относительная влажность увеличится до 100%, и количество влаги содержащееся в воздухе будет соответствовать температуре 0°C , а именно 3,8 г/кг. Это означает, что в вытяжном канале появится дополнительная влага. Определим массу этой влаги по выражению:

$$m_{\text{нагр}} = (d_{\text{тп}} - d_0) \cdot (m_{\text{вп}} + m_{\text{вин}}), \quad (2.61)$$

где $m_{\text{нагр}}$ – масса воды полученная от нагрева поликарбоната и таяния инея, кг; $d_{\text{тп}}$ – влагосодержание воздуха помещения, г/кг; d_0 – влагосодержание воздуха при 0°C , г/кг; $m_{\text{вп}}$ – масса воздуха на нагрев поликарбоната до 0°C , кг; $m_{\text{вин}}$ – масса воздуха на нагрев и таяние инея, кг.

Фактически, все процессы, - нагрев и таяние инея, нагрев стенки теплообмена и осушение вытяжного канала, будут проходить одновременно.

Но, для расчёта времени на протекание этих процессов будем рассматривать их отдельно. Время на протекание каждого процесса будет определяться, тем количеством теплоты, которое необходимо для осуществления этого процесса.

После того, как иней растаял, необходимо, чтобы влага которая осталась после таяния инея, была удалена из вытяжного канала. Это условие будет выполняться посредством осушения вытяжного канала. Место где будет образовываться иней, при новом цикле работы, находится в конце вытяжного канала, по пути движения воздуха. Следовательно, участок канала, где будет таять иней, получится осушить только осушив весь канал целиком. Для того, чтобы определить время на осушение вытяжного канала, необходимо определить количество влаги которая образуется в нём. Суммарное количество влаги, в вытяжном канале, после таяния инея будет определяться по выражению:

$$m_{\Sigma} = m_{\text{кон}} + m_{\text{ин}} + m_{\text{нагр}}, \quad (2.62)$$

где m_{Σ} – суммарная масса воды, которая образовалась в вытяжном канале, кг; $m_{\text{кон}}$ – масса воды, которая образовалась при конденсации влаги из вытяжного воздуха за время работы на режиме «рекуперация», кг; $m_{\text{ин}}$ – масса воды, которая образовалась при таянии инея, кг; $m_{\text{нагр}}$ – масса воды, которая образовалась при конденсации влаги из вытяжного воздуха за время таяния инея, кг.

Определим массу воды образующуюся при конденсации по следующему выражению:

$$m_{\text{кон}} = \frac{\Delta k \cdot \tau_{\text{рек}} \cdot \Delta S \cdot \Delta t}{r}, \quad (2.63)$$

где $m_{\text{кон}}$ – масса воды, которая образовалась при конденсации влаги из вытяжного воздуха за время работы на режиме «рекуперация», кг; Δk – разница в коэффициентах теплопередачи для участка расчёта, $\Delta k = k_{\text{конд}} - k_{\text{сух}}$, $k_{\text{конд}}$ – коэффициент теплопередачи для случая когда есть конденсация влаги, $k_{\text{сух}}$ – коэффициент теплопередачи для случая когда теплообмен идёт без

конденсации влаги, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$; $\tau_{рек}$ – за время работы на режиме «рекуперация», с; ΔS – площадь вытяжного канала на которой образовывался конденсат, $м^2$; Δt – разница температур потока и у стенки, $^\circ C$.

При работе рекуператора, при наружных температурах ниже $-16,4$ $^\circ C$, вся вода которая образуется в вытяжном канале на режиме «рекуперация» и режиме «регенерция» m_Σ , будет удерживаться на вертикальной стенке за счёт сил поверхностного натяжения. При этом, может быть часть воды, которая стечёт в поддон рекуператора и далее будет отведена в навозный канал $m_{под}$. Эта вода не будет испаряться из вытяжного канала на режиме «регенерация» и значит её не нужно учитывать в расчёте. Приведённая масса воды, которая будет испаряться, с учётом воды ушедшей в поддон, будет определяться по выражению:

$$m_{\Sigma пр} = b \cdot m_\Sigma, \quad (2.64)$$

где $m_{\Sigma пр}$ – приведённая масса воды, которая будет испаряться на режиме «регенерация», кг; b – коэффициент характеризующий долю воды которая останется на стенке вытяжного канала и не стечёт в поддон рекуператора; m_Σ – суммарная масса воды, которая образовалась в вытяжном канале, кг.

Коэффициент характеризующий долю воды, которая останется на стенке вытяжного канала рекуператора после таянья инея и не стечёт в поддон, будет определяться по следующему выражению:

$$b = \frac{m_\Sigma - m_{под}}{m_\Sigma}, \quad (2.65)$$

где b – коэффициент характеризующий долю воды которая останется на стенке вытяжного канала и не стечёт в поддон рекуператора; m_Σ – суммарная масса воды, которая образовалась в вытяжном канале, кг; $m_{под}$ – масса воды, которая стечёт в поддон рекуператора, либо будет унесена потоком воздуха в атмосферу, кг.

Если, вся вода, которая образовалась в вытяжном канале на режимах «рекуперация» и «регенерация», останется на стенках и ничего не стечёт, то коэффициент, характеризующий долю воды которая останется на стенке вытяжного канала и не стечёт в поддон рекуператора, будет равен 1.

Для испарения воды, в вытяжном канале, на режиме «регенерация» $m_{\Sigma пр}$ необходимо следующее количество теплоты:

$$P_{осуш} = m_{\Sigma пр} \cdot L, \quad (2.66)$$

где $P_{осуш}$ – количество тепла необходимое для испарения всей воды в вытяжном канале; $m_{\Sigma пр}$ – приведённая масса воды, которая будет испаряться на режиме «регенерация», кг; L - удельная теплота парообразования при 0°C , $L = 2506,8$ кДж/кг.

Масса воздуха необходимая на испарение всей влаги из вытяжного канала определяется по следующему выражению:

$$m_{осуш} = \frac{P_{осуш}}{c_v \cdot \Delta t}, \quad (2.67)$$

где $m_{осуш}$ – масса воздуха на испарение всей влаги в вытяжном канале, кг; $P_{осуш}$ – тепло на испарение всей влаги в вытяжном канале, Дж; Δt – температура на которую охладится воздух, $\Delta t = t_{п} - t_{н}$, $t_{п}$ – температура воздуха помещения, 0°C ; $t_{п}$ – температура насыщения воздуха помещения, т.е. температура при которой воздух помещения имеет относительную влажность 100%, 0°C .

Время на осушение вытяжного канала определяться по выражению:

$$\tau_{осуш} = \frac{m_{осуш}}{G_v}, \quad (2.68)$$

где $\tau_{осуш}$ – время на осушение вытяжного канала, с; $m_{осуш}$ – масса воздуха на испарение всей влаги в вытяжном канале, кг; G_v – расход воздуха в вытяжном канале, кг/с.

Время на регенерацию вытяжного канала будет определяться из выражения:

$$\tau_{\text{рег}} = \tau_{\text{тая}} + \tau_{\text{нагр}} + \tau_{\text{осуш}}, \quad (2.69)$$

где $\tau_{\text{рег}}$ – время на регенерацию вытяжного канала, с; $\tau_{\text{тая}}$ – время на нагрев и таяние инея, с; $\tau_{\text{нагр}}$ – время на нагрев стенки теплообмена под инеем до 0 °С, с; $\tau_{\text{осуш}}$ – время для осушения вытяжного канала, с.

Выводы по главе 2

1. Предложена методика определения величины теплопередачи на режимах «сухой» работы, режиме «с образованием конденсата» и режиме «с образованием инея».
2. Предложена методика составления математической модели скорости роста инея и уменьшения производительности рекуператора при обмерзании вытяжного канала рекуператора.
3. Предложена методика определения времени регенерации вытяжного канала за счёт оттаивания инея и осушения вытяжного канала.
4. Предложен коэффициент характеризующий долю воды, которая останется на стенке вытяжного канала рекуператора после таянья инея и не стечёт в поддон.

ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

3.1. Результаты расчёта теплопередачи в «сухом» режиме

Для представления результатов расчёта на основе математической модели был выбран противоточный рекуператор характеристики которого сведены в таб. 3.1. В таб. 3.2 сведены параметры наружного воздуха и воздуха помещения используемые в расчёте.

Таблица 3.1 - Параметры противоточного рекуператора

Показатели	Ед. изм.	Величина
Производительность приточного вентилятора	м ³ /ч	6000
Производительность вытяжного вентилятора	м ³ /ч	6000
Длина поверхности теплообмена (длина обоих каналов)	м	1,7
Длина участка расчёта	м	0,01
Площадь теплообмена	м ²	134,368
Площадь теплообмена на расчетном участке	м ²	0,79
Ширина вытяжного канала	м	0,00908
Высота вытяжного канала	м	0,011
Ширина приточного канала	м	0,01
Высота приточного канала	м	1,03
Максимальное время работы на режиме «рекуперация»	мин	40
Коэффициент характеризующий долю воды которая останется на стенке вытяжного канала и не стечёт в поддон рекуператора		1

Таблица 3.2 - Параметры наружного воздуха и воздуха помещения

Показатели	Ед. изм.	Величина
Максимальная наружная температура	°С	+20
Минимальная наружная температура	°С	-40
Температура помещения	°С	+21
Относительная влажность помещения	%	62

На основании приведённой во 2 главе методики расчёта теплопередачи в противоточном рекуператоре была составлена программа расчёта в Excel. Результаты расчёта этой программы представлены в таб. 3.3 для режима «сухой» работы.

Таблица 3.3 - Результаты расчёта режима «сухой» работы

Показатели	Обозначения	Ед. изм.	Начало расчёта	Конец расчёта
Общие				
Расстояние пройденное воздухом		м	0,01	1,7
Интервал расчёта (длина участка)		м	0,01	0,01
Площадь участка теплообмена	F	м ²	0,79	0,79
Тепловой поток через участок расчёта	Вт	Q	54,10	53,39
Суммарный тепловой поток				9136,34
Коэффициент теплопередачи	k	Вт/(м ² ·°C)	10,58	10,66
Тепловой напор между каналами на участке	Δt	°C	6,47	6,34
Толщина стенки	δ	мм	0,46	0,46
		м	0,00046	0,00046
Коэффициент теплопроводности стенки	λ	Вт/(м·°C)	0,16	0,16
Приточный канал				
Температура стенки	t _c	°C	17,9	13,49
Температура участка	Трасчёт	°C	14,53	10,24
Относительная влажность		%	44,9	60
Влагосодержание наружного воздуха	d	г/кг	4,7	4,7
Коэффициент теплоотдачи	α	Вт/(м ² ·°C)	20,46	20,74
Критерий Нуссельта	Nu		17,58	18,10
Критерий Прандля	Pr		0,78	0,78
Критерий Рейнольдса	Re		5809,9	6004,3
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,4E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,8E-05	1,8E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,228	1,246
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·K)	1013,6	1014,6
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0233	0,0229
Скорость воздуха	V	м/с	4,26	4,26
Диаметр эквивалентный	d _э	м	0,02	0,02
Ширина канала	a	м	0,01	0,01
Длина канала	b	м	1,03	1,03
Объём воздуха в приточном канале на участке		м ³	0,004	0,004
Объём воздуха пройденный на этом участке		м ³ /с	1,696	1,667
Суммарный объём воздуха который нагреется на участке		м ³ /с	1,700	1,671
Масса воздуха которая нагреется на участке		кг/с	2,1	2,1
Вытяжной канал				
Температура насыщения (W=100%)	t _н	°C	13,7	13,7
Температура стенки	t _c	°C	18,1	13,7
Температура участка	Трасчёт	°C	21	16,6
Относительная влажность		%	62,0	82,6
Влагосодержание воздуха	d	г/кг	10,0	10,0
Коэффициент теплоотдачи	α	Вт/(м ² ·°C)	23,37	23,39
Критерий Нуссельта	Nu		9,73	9,91
Критерий Прандля	Pr		0,80	0,79

Критерий Рейнольдса	Re		2985,1	3056,7
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,5E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,9E-05	1,8E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,20	1,22
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·К)	1024,0	1024,0
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°С)	0,0239	0,0235
Скорость воздуха	V	м/с	4,65	4,58
Диаметр эквивалентный	d _э	м	0,009948207	0,009948207
Ширина канала	a	м	0,00908	0,00908
Длина канала	b	м	0,011	0,011
Объём воздуха в тёплом канале		м ³	0,004	0,004
Объём воздуха пройденный на участке		м ³ /с	1,667	1,642
Суммарный объём воздуха который охладится на участке		м ³ /с	1,670	1,645
Масса воздуха которая охладится на участке		кг/с	2,0	2,0

Значения температур на всём протяжении поверхности теплообмена полученные в результате расчёта для «сухого» режима работы представлены на рис. 3.1.

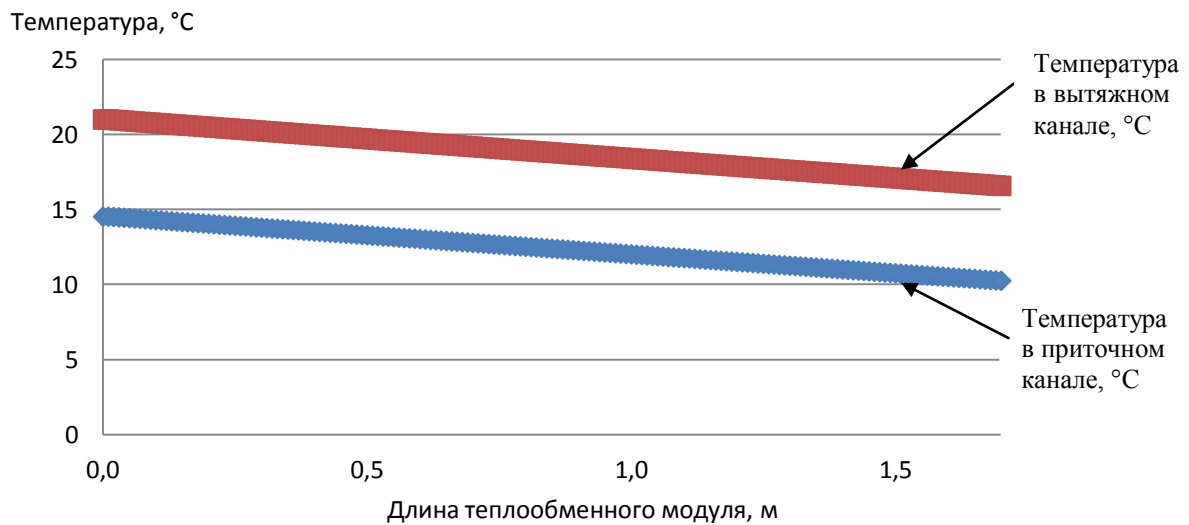


Рисунок 3.1 - Значения температур в рекуператоре на «сухом» режиме работы в вытяжном и приточном каналах

Как видно из рис. 3.1, для рассматриваемых температурных условий, режим «сухой» работ рекуператора будет в диапазоне наружных температур от 21 до 10,24°С. Температура в вытяжном канале снижается по линейной зависимости. Так же, линейную зависимость имеет температура притока, которая повышается, при прохождении воздуха через рекуператор. Температура в приточном канале повышается, на 4,29 °С. Температура в

вытяжном канале уменьшается, на 4,42 °С. Воздух в вытяжном канале охлаждается сильнее потому, что, при равных объёмных производительностях приточного и вытяжного канала, воздуха в вытяжном канале по массе проходит меньше, чем в приточном.

На основе описанной методики расчёта, определена температура наружного воздуха, при которой относительная влажность в вытяжном канале достигнет 100% при различной производительности работы приточного и вытяжного вентилятора. Диапазон производительности вентиляторов от 6000 до 1000 м³/ч, что соответствует производительности от 100% до 17%. Значения наружной температуры, при которой вытяжной воздух в вытяжном канале будет охлаждаться до 100% относительной влажности в зависимости от производительности приточного и вытяжного вентилятора, представлены в таб. 3.4 и рис. 3.2.

Таблица 3.4 – Расчётные значения наружной температуры воздуха для достижения в вытяжном канале 100% относительной влажности в зависимости от производительности приточного и вытяжного вентилятора

Производительность вытяжного вентилятора, м ³ /ч	Производительность приточного вентилятора, м ³ /ч					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
1000	11,4	12,6	12,9	13,1	13,2	13,3
2000	8,6	11,1	11,9	12,3	12,6	12,7
3000	5,8	9,5	10,8	11,5	11,9	12,2
4000	3,0	7,9	9,7	10,6	11,1	11,5
5000	0,3	6,4	8,6	9,7	10,4	10,9
6000	-2,4	4,8	7,5	8,8	9,7	10,2

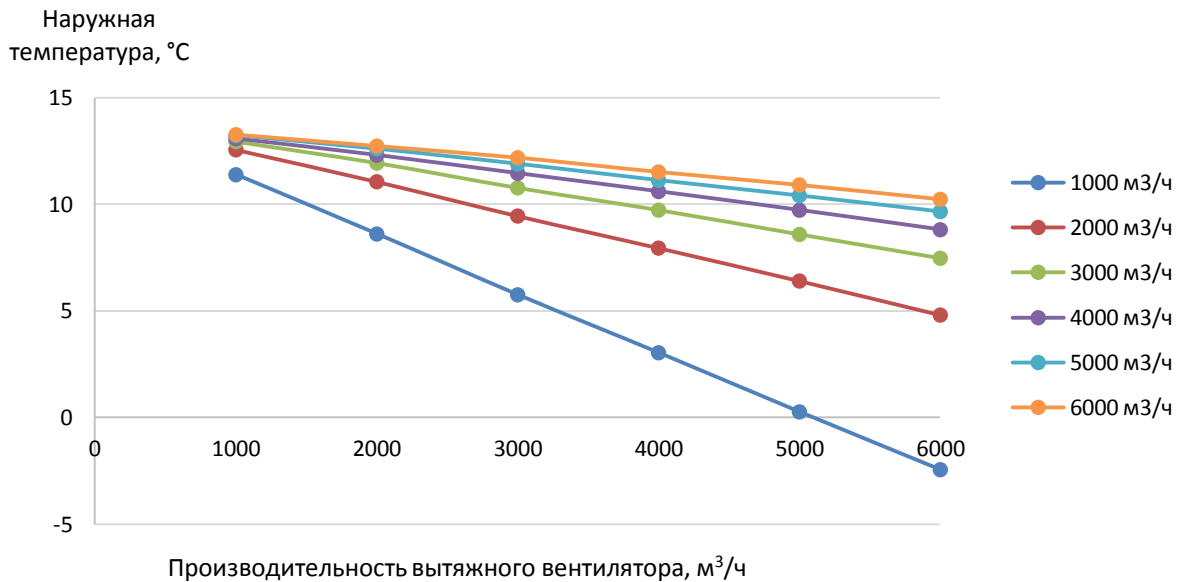


Рисунок 3.2 – Линии образования конденсата в вытяжном канале рекуператора в зависимости от производительности приточного и вытяжного вентилятора и от наружной температуры воздуха

Как видно из рис. 3.2, при уменьшении производительности приточного и/или вытяжного вентилятора, температура, при которой воздух будет охлаждаться в вытяжном канале до 100% относительной влажности, будет снижаться. Зависимости имеют линейный характер.

При работе рекуператора только на режиме «сухой» работы, с максимальной производительностью приточного и вытяжного вентилятора и при наружной температуре $10,24^{\circ}\text{C}$, количество тепла, которое будет возвращено обратно в помещение, составит 9,1 кВт. Коэффициент эффективности утилизации тепла, в этом случае, составит 0,42.

3.2. Результаты расчёта теплопередачи на режиме «с образованием конденсата»

Расчёт режима «с образованием конденсата» возможен только с расчётом режима «сухой» работы. Результаты расчёта приведены в таб. 3.5.

Таблица 3.5 - Результаты расчёта режима «с образованием конденсата»

Показатели	Обозначения	Ед. изм.	Начало расчёта	Конец расчёта
Общие				
Расстояние пройденное воздухом		м	0,01	1,7
Интервал расчёта (длина участка)	i	м	0,01	0,01
Площадь участка теплообмена	F	м ²	0,79	0,79
Тепловой поток через участок расчёта	Вт	Q	229,42	288,62
Суммарный тепловой поток	Вт			40194,57
Тепловой напор между каналами	Δt	°C	18,92	17,97
Толщина стенки	δ	мм	0,46	0,46
Коэффициент теплопроводности стенки	λ	Вт/(м·°C)	0,16	0,16
Приточный канал				
Температура стенки	t _c	°C	14,9	-0,9
Температура участка	Трасчёт	°C	2,08	-16,41
Относительная влажность		%	22,9	97
Влагосодержание наружного воздуха	d	г/кг	1,0	1,0
Коэффициент теплоотдачи сухого режима	α	Вт/(м ² ·°C)	22,66	23,61
Критерий Нуссельта	Nu		10,15	10,99
Критерий Прандтля	Pr		0,78	0,81
Критерий Рейнольдса	Re		3165,1	3393,0
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,3E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,7E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,283	1,376
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·°C)	1006,9	1007,83
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0223	0,0215
Скорость воздуха	V	м/с	4,26	4,26
Диаметр эквивалентный	d _э	м	0,01	0,01
Ширина канала	a	м	0,01	0,01
Длина канала	b	м	1,03	1,03
Объём воздуха в приточном канале на участке		м ³	0,004	0,004
Объём воздуха пройденный на этом участке		м ³ /с	1,667	1,554
Суммарный объём воздуха который нагреется на участке		м ³ /с	1,671	1,558
Масса воздуха которая нагреется на участке		кг/с	2,1	2,1
Вытяжной канал				
Зона «с образованием конденсата»				
Коэффициент теплоотдачи при конденсате	$\alpha_{вл}$	Вт/(м ² ·°C)	245,3	250,3
Разница температур потока и у стенки	Δt	°C	21,0	1,3
Коэффициент теплоотдачи при конденсате без массоотдачи	α	Вт/(м ² ·°C)	238,5	250,3
Коэффициент массоотдачи	β_p	кг·с/(м ² ·атм)	966,7	1016,1
Теплоотдача Критерий Нуссельта	Nu		101,1	111,9
Массоотдача Критерий Нуссельта	Nu ^ˆ		409,9	454,1
Критерий Прандтля	Pr		0,79	0,79
Теплоёмкость конденсата	сконд	Дж/(кг·°C)	4182,4	4193,7
Теплоёмкость воздуха	св	Дж/(кг·°C)	1024,03	1024,0
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0235	0,0223
Критерий Шмидта	Sc		26,23	26,32
Критерий Стэнтона	St		0,0060	0,0060

Критерий Рейнольдса для воздуха	Re		3106,2	3232,0
Критерий Архимеда	Ar		3,6E+07	4,2E+07
Диаметр эквивалентный	dэ	м	0,009948207	0,00994821
Ускорение свободного падения	g	м/с ²	9,806	9,806
Кинематическая вязкость вытяжного воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,8E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,22	1,29
Плотность конденсата	$\rho_{\text{конд}}$	г/см ³	0,9995	0,9999
Плотность воздуха в потоке	ρ	кг/м ³	1,22	1,29
Удельная теплота парообразования	r	кДж/кг	2465	2505
Разность парциальных давлений (в ядре и у стенки)	ΔP	атм	0,000060	0,000000
Парциальное давление водяного пара у стенки		атм	0,000158	0,000158
Парциальное давление водяного пара в ядре потока		атм	0,000098	0,000158
Парциальное давление насыщенного водяного пара в ядре потока		атм	0,000158	0,000158
Средняя температура (стенки и потока)	tcp	°C	16,5	0,9
Зона «сухой» работы				
Температура стенки по конденсации	tс конденс	°C		0,2
Температура участка	Трасчёт	°C	21	1,6
Относительная влажность		%	62,0	100,0
Влагосодержание воздуха	d	г/кг	10,0	9,8
Коэффициент теплоотдачи	α	Вт/(м ² ·°C)	23,37	23,27
Критерий Нуссельта	Nu		9,73	10,38
Критерий Прандтля	Pr		0,80	0,79
Критерий Рейнольдса	Re		2985,1	3220,4
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,9E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,20	1,29
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·K)	1024,0	1023,7
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0239	0,0223
Скорость воздуха	V	м/с	4,65	4,34
Диаметр эквивалентный	dэ	м	0,009948207	0,00994821
Ширина канала	a	м	0,00908	0,0091
Длина канала	b	м	0,0110	0,0110
Объём воздуха в тёплом канале		м ³	0,004	0,004
Массовая производительность вентилятора		кг/с	2,0	2,0

Как видно из таб. 3.3 и таб. 3.5, режим «с образованием конденсата», для рассматриваемых температурных условий, будет в диапазоне наружных температур от 10,24 до -16,4°C.

На основе описанной методики расчёта, определена температура наружного воздуха, когда температура воздуха в вытяжном канале уменьшится до 0 °C при различной производительности работы приточного и вытяжного вентилятора. Диапазон производительности вентиляторов от 6000

до 1000 м³/ч, что соответствует производительности от 100 до 17%. Для расчёта приняты начальные условия вытяжного воздуха: 21°C, относительная влажность 62%. Значения наружной температуры при которой вытяжной воздух охладится до 0 °С представлены в таб. 3.6 и рис. 3.3.

Таблица 3.6 – Расчётные значения наружной температуры воздуха для достижения в вытяжном канале температуры 0 °С (начало инееобразования) в зависимости от производительности приточного и вытяжного вентилятора

Производительность вытяжного вентилятора, м ³ /ч	Производительность приточного вентилятора, м ³ /ч					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
1000	-14,9	-4,8	-1,8	-0,7	-0,3	-0,11
2000	-36,1	-15,87	-8,8	-5,4	-3,4	-2,2
3000		-26,9	-16,43	-11,07	-7,9	-5,8
4000		-34,7	-22,1	-15,57	-11,6	-8,9
5000			-29,08	-21,00	-16,03	-12,66
6000			-35,87	-26,40	-20,40	-16,40

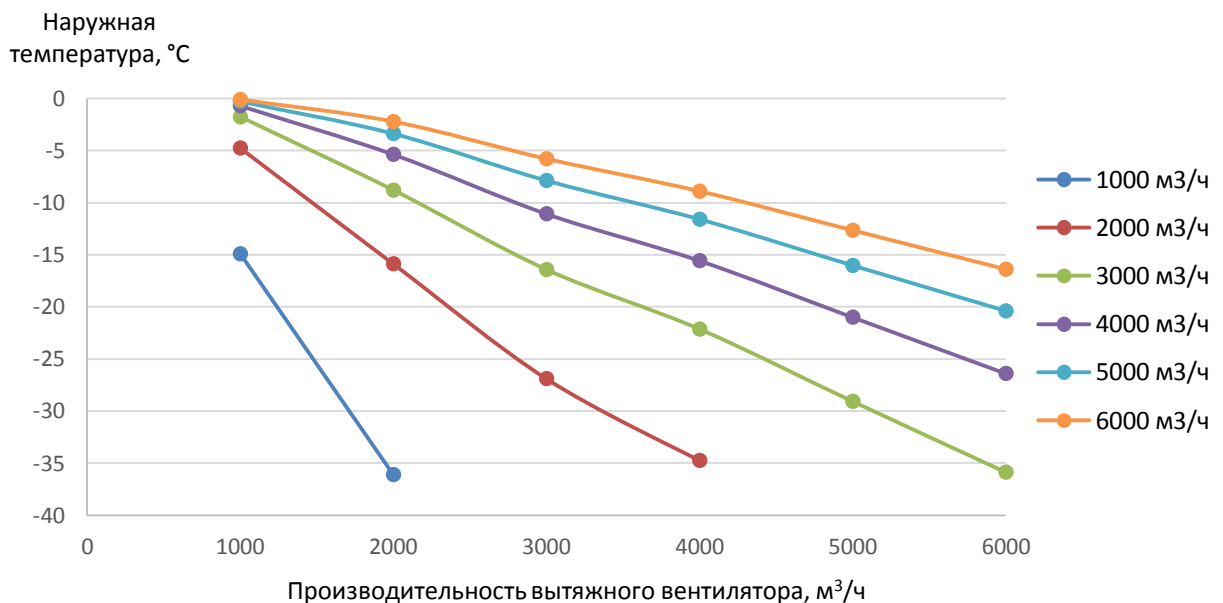


Рисунок 3.3 – Линии достижения 0 °С (начало инееобразования) в вытяжном канале рекуператора в зависимости от производительности приточного и вытяжного вентилятора и от наружной температуры воздуха

Как видно из рис. 3.3 при уменьшении производительности приточного и/или вытяжного вентилятора, температура, при которой воздух будет охлаждаться в вытяжном канале до 100% относительной влажности, будет снижаться. Зависимости могут быть аппроксимированы линейными функциями.

На основании данных по величине температур в приточном и вытяжном канале рекуператора можно определить изменение температуры на участках теплообмена без конденсата и в зоне теплообмена с конденсатом рис. 3.4.

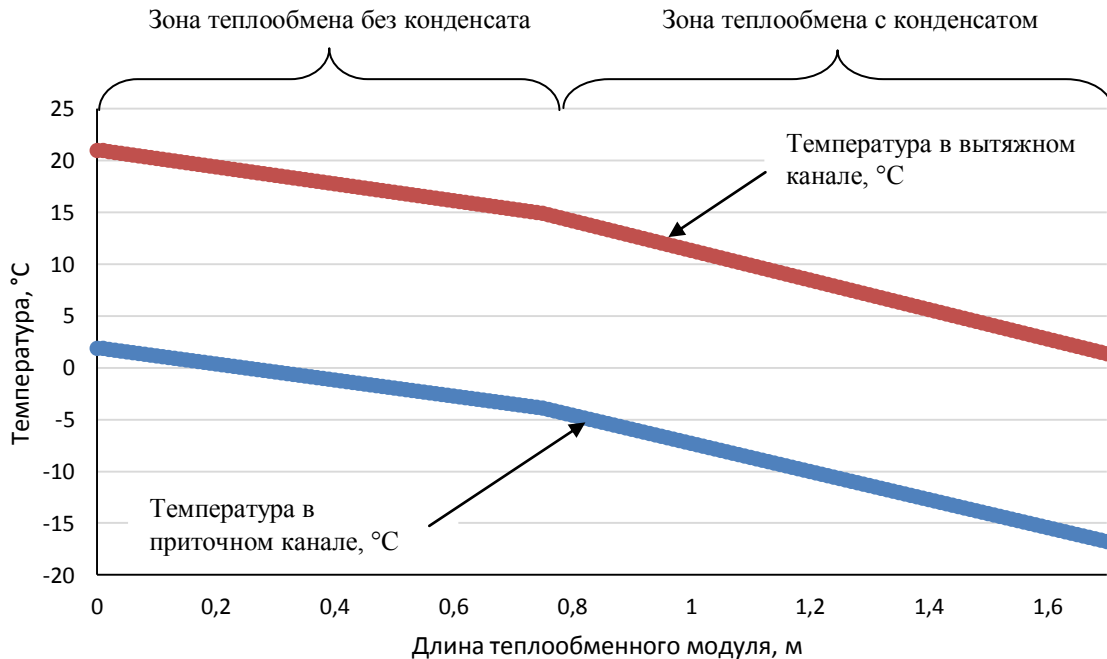


Рисунок 3.4 - Графики температур в приточном и вытяжном каналах рекуператора на режиме «с образованием конденсата»

Как видно из рис. 3.4 при наружных температурах, когда в рекуператоре образуется конденсат, снижение температуры в вытяжном канале может быть аппроксимирована 2-мя линейными функциями. На участке «сухой» работы, т.е. без образования конденсата, температура снижается менее интенсивно, чем на участке с образованием конденсата. Снижение температуры в вытяжном канале происходит с 21 °С до 1,4 °С, перепад температур 19,6 °С. Повышение температуры в приточном канале происходит с -16,4 °С до 1,9 °С, перепад температур 18,3 °С. В вытяжном канале воздух охладится сильнее, чем в приточном нагреется, это объясняется, тем что в приточном канале воздуха по массе поступает больше, чем движется в вытяжном канале.

На основании полученных данных построим график изменения значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры, рис. 3.5:

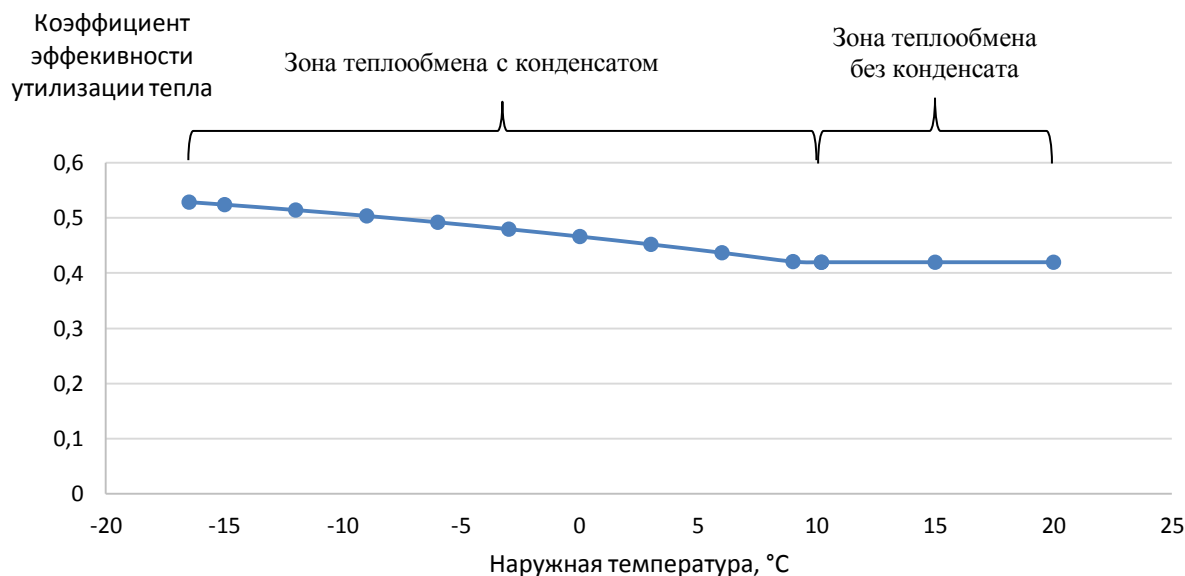


Рисунок 3.5 - График изменения коэффициента эффективности утилизации тепла для режима с «с образованием конденсата» в зависимости от наружной температуры

Как видно из рис. 3.5, в диапазоне температур от 21 до 10,24 °C изменение коэффициента эффективности утилизации тепла будет незначительное. При снижении наружной температуры ниже 10,24 °C, коэффициент эффективности утилизации тепла начнёт увеличиваться с 0,42 до 0,5. Это объясняется получением в вытяжном канале дополнительного тепла за счёт конденсации влаги. Значение коэффициента эффективности утилизации тепла, в диапазоне наружных температур от -16,4 до 10,24°C, может быть описано уравнением:

$$k = -0,00005 \cdot t_n^2 - 0,0046 \cdot t_n + 0,4666, \quad (3.1)$$

где: k - коэффициент эффективности утилизации тепла; t_n – наружная температура, °C.

3.3. Результаты расчёта теплопередачи на режиме «с образованием инея»

На основании приведённой выше методики расчёта проведём расчёт теплопередачи для режима работы рекуператора «с образованием инея», таб. 3.7. Расчёт режима «с образованием инея» включает в себя расчёт зон теплообмена без конденсата, с конденсатом и с инеем.

Таблица 3.7 - Результаты расчёта режима «с образованием инея»

Показатели	Обозначения	Ед. изм.	Начало расчёта	Конец расчёта
Общие				
Расстояние пройденное воздухом		м	0,01	1,7
Интервал расчёта (длина участка)	i	м	0,01	0,01
Площадь участка теплообмена	F	м ²	0,79	0,79
Тепловой поток через участок расчёта	Вт	Q	254,30	226,21
Суммарный тепловой поток	Вт			44016,86
Тепловой напор между каналами	Δt	°C	20,9	19,71
Толщина стенки	δ	мм	0,46	0,46
		м	0,00046	0,00046
Коэффициент теплопроводности стенки	λ	Вт/(м·°C)	0,16	0,16
Приточный канал				
Температура стенки	t _c	°C	14,2	-8,0
Температура участка	T _{расч}	°C	0,1	-20,04
Относительная влажность		%	19,4	97
Влагосодержание наружного воздуха	d	г/кг	0,7	0,7
Коэффициент теплоотдачи сухого режима	α	Вт/(м ² ·°C)	22,77	23,76
Критерий Нуссельта	Nu		10,25	11,10
Критерий Прандтля	Pr		0,78	0,82
Критерий Рейнольдса	Re		3199,5	3411,6
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,3E-05	1,2E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,7E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,293	1,395
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·°C)	1006,9	1007,34
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0222	0,0214
Скорость воздуха	V	м/с	4,26	4,26
Диаметр эквивалентный	d _э	м	0,01	0,01
Ширина канала	a	м	0,01	0,01
Длина канала	b	м	1,03	1,03
Масса воздуха которая нагреется на участке		кг/с	2,2	2,2
Вытяжной канал				
Зона «с образованием инея!»				
Коэфф. Снижения производительности вентилятора		-		1,00
Максимальная площадь канала		мм ²		99,9
Текущая площадь канала		мм ²		99,9

Теплота фазового перехода водяного пара в лёд	L	кДж/кг	2834	2834
Масса иневого слоя	$G_{ин}$	кг	0	0,0041322
Масса иневого слоя суммарная	$\Sigma G_{ин}$	кг	0,0735	
Тепловой поток через участок расчёта	Q	Вт	254,3	226,2
Тепловой поток через участок с инеем	$Q_{п}$	Вт	254,3	226,2
Коэффициент теплопередачи при инее	kn	Вт/(м ² ·°C)	15,4	14,5
Коэффициент теплопроводности инея	$\lambda_{п}$	Вт/(м·°C)	0,02	0,03
Толщина инея	δ	м	0	0,00016812
Плотность инея $f(\tau)$	$\rho_{ин}$	кг/м ³	0	31
Температура стенки ИНЕЯ	T_c	°C	273,2	266,1
Время роста инея	τ	мин	0,00	1,00
Влагосодержание воздуха у поверхности инея	$d_{ин\ поверх}$	г/кг	3,5	3,5
Температура поверхности инея	$T_{ин\ поверх}$	°C	-1	-1
Условия роста инея				
Теплоотдачи воздуха к поверхности инея	$\alpha_{ин-воз}$	Вт/(м ² ·°C)	55,0	56,3
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,02	0,02
Критерий Нуссельта	Nu		22,9	24,7
Критерий Рейнольдса	Re		2985,1	3286,1
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,9E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,20	1,29
Скорость воздуха	V	м/с	4,65	4,48
Диаметр эквивалентный	$d_{э}$	м	0,0099	0,0097
Объём воздуха в тёплом канале		м ³	0,0036	0,0035
Объём воздуха пройденный на участке		м ³ /с	1,67	1,55
Суммарный объём воздуха который охладится на участке		м ³ /с	1,67	1,55
Масса воздуха которая охладится на участке	M_v	кг/с	2,0	2,0
Площадь вытяжки фактическая		м ²	0,358	0,345
Зона «с образованием конденсата»				
Уменьшение влагосодержания воздуха при конденсации	Δd	г/кг	0,0	0,0000
Масса образовавшегося конденсата	$M_{конд}$	кг/с	0,0000	0,0000
Полученное Тепло от конденсата	$Q_{конд}$	Вт	113,7	0,0
Коэффициент теплоотдачи при конденсате	$\alpha_{вл}$	Вт/(м ² ·°C)	246,3	256,3
Разница температур потока и у стенки	Δt	°C	21,0	1,5
Коэффициент теплоотдачи при конденсате без массоотдачи	α	Вт/(м ² ·°C)	239,5	256,3
Коэффициент массоотдачи	β_p	кг·с/(м ² ·атм)	971,1	1039,6
Теплоотдача Критерий Нуссельта	Nu		101,7	113,3
Массоотдача Критерий Нуссельта	Nu'		412,6	459,5
Критерий Прандтля	Pr		0,79	0,80
Теплоёмкость конденсата	$c_{конд}$	Дж/(кг·°C)	4183,2	4200,5
Теплоёмкость воздуха	c_v	Дж/(кг·°C)	1024,03	1024,0
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°C)	0,0234	0,0220
Критерий Шмидта	Sc		26,24	26,38
Критерий Стэнтона	St		0,0060	0,0059
Критерий Рейнольдса для воздуха	Re		3118,8	3326,6
Критерий Архимеда	Ar		3,6E+07	4,0E+07
Диаметр эквивалентный	$d_{э}$	м	0,009948207	0,00974293

Ускорение свободного падения	g	м/с ²	9,806	9,806
Кинематическая вязкость вытяжного воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,8E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,22	1,31
Плотность конденсата	$\rho_{\text{конд}}$	г/см ³	0,9996	0,9993
Плотность воздуха в потоке	ρ	кг/м ³	1,22	1,31
Удельная теплота парообразования	r	кДж/кг	2467	2514
Разность парциальных давлений (в ядре и у стенки)	ΔP	атм	0,000060	0,000000
Парциальное давление водяного пара у стенки		атм	0,000158	0,000158
Парциальное давление водяного пара в ядре потока		атм	0,000098	0,000158
Парциальное давление насыщенного водяного пара в ядре потока		атм	0,000158	0,000158
Средняя температура (стенки и потока)	$t_{\text{ср}}$	°С	16,0	-2,8
Зона «сухой» работы				
Температура участка	Трасчёт	°С	21	-0,3
Относительная влажность		%	62,0	100,0
Влагосодержание воздуха	d	г/кг	10,0	9,2
Коэффициент теплоотдачи	α	Вт/(м ² ·°С)	23,37	24,08
Критерий Нуссельта	Nu		9,73	10,58
Критерий Прандля	Pr		0,80	0,79
Критерий Рейнольдса	Re		2985,1	3286,1
Кинематическая вязкость воздуха	ν	м ² /с	1,5E-05	1,3E-05
Динамическая вязкость воздуха	μ	Н·с/м ²	1,9E-05	1,7E-05
Плотность воздуха	ρ	кг/м ³	1,20	1,29
Теплоёмкость воздуха	c	Дж/(кг·К)	1024,0	1022,7
Теплопроводность воздуха	λ	Вт/(м·°С)	0,0239	0,0222
Скорость воздуха	V	м/с	4,65	4,48
Диаметр эквивалентный	d _э	м	0,009948207	0,00974293
Ширина канала	a	м	0,00908	0,0087
Длина канала	b	м	0,0110	0,0110
Массовая производительность вентилятора		кг/с	2,0	2,0

При работе рекуператора на режиме «с образованием инея» воздух в вытяжном канале будет постепенно охлаждаться. Изменение значений температур в приточном и вытяжном каналах представлены на рис. 3.6.

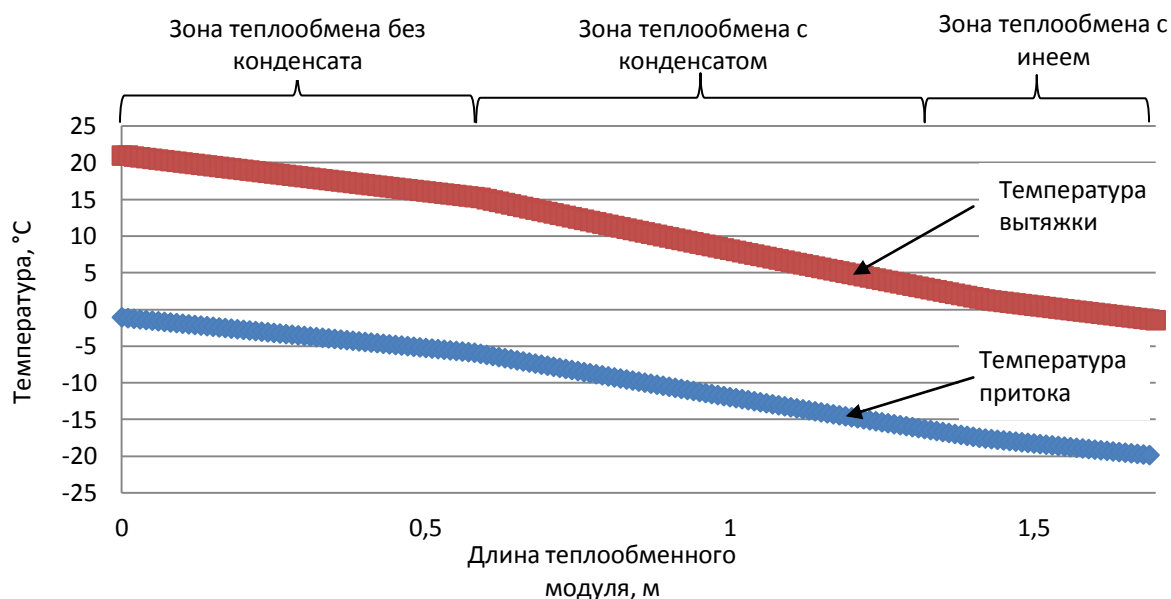


Рисунок 3.6 - Графики температур в приточном и вытяжном каналах рекуператора на режиме «с образованием инея»

Условия: время режима «рекуперация» $\tau_{рек} = 5$ мин; наружная температура $t_H = -20$ °С.

Как видно из рис. 3.6, есть три зоны теплопередачи тепла: зона теплообмена без конденсата, зона теплообмена с конденсатом и зона теплообмена с инеем. Приточный воздух, по мере прохождения приточного канала рекуператора, нагреется, так что его температура увеличится с -20 до -1 °С, т.е. на 19 °С. Воздух из помещения, по мере прохождения вытяжного канала рекуператора, изменяет свою температуру с 21 до $-1,4$ °С, т.е. воздух охладится на $22,4$ °С. В вытяжном канале воздух охладится сильнее, чем в приточном нагреется, это объясняется, тем что в приточном канале воздуха по массе поступает больше, чем движется в вытяжном канале.

При работе рекуператора на режиме «с образованием инея», в зоне теплообмена где температура стенки в вытяжном канале охлаждается ниже 0 °С, будет происходить рост инея. Иней будет расти вверх, сужая канал, уменьшая его проходное сечение и навстречу тёплому влажному воздуху. На рисунках 3.7 - 3.11 представлены графики роста слоёв инея для различных наружных температур и при разной продолжительности работы оборудования на режиме «рекуперация».

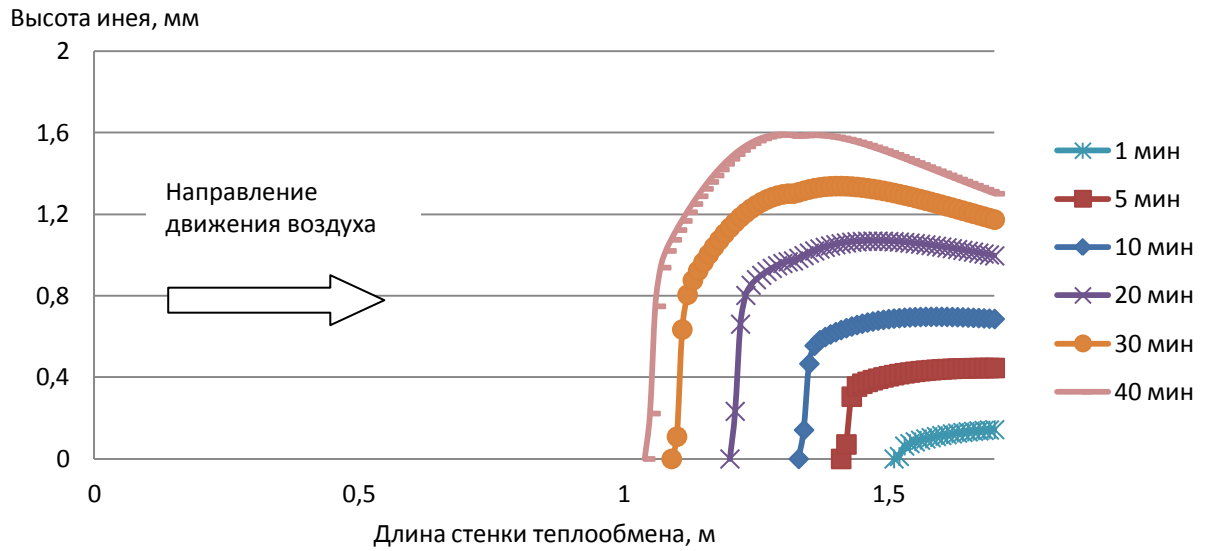


Рисунок 3.7 - Высота инея при наружной температуре $t_n = -20$ °С, при разном времени работы рекуператора на режиме «рекуперация»

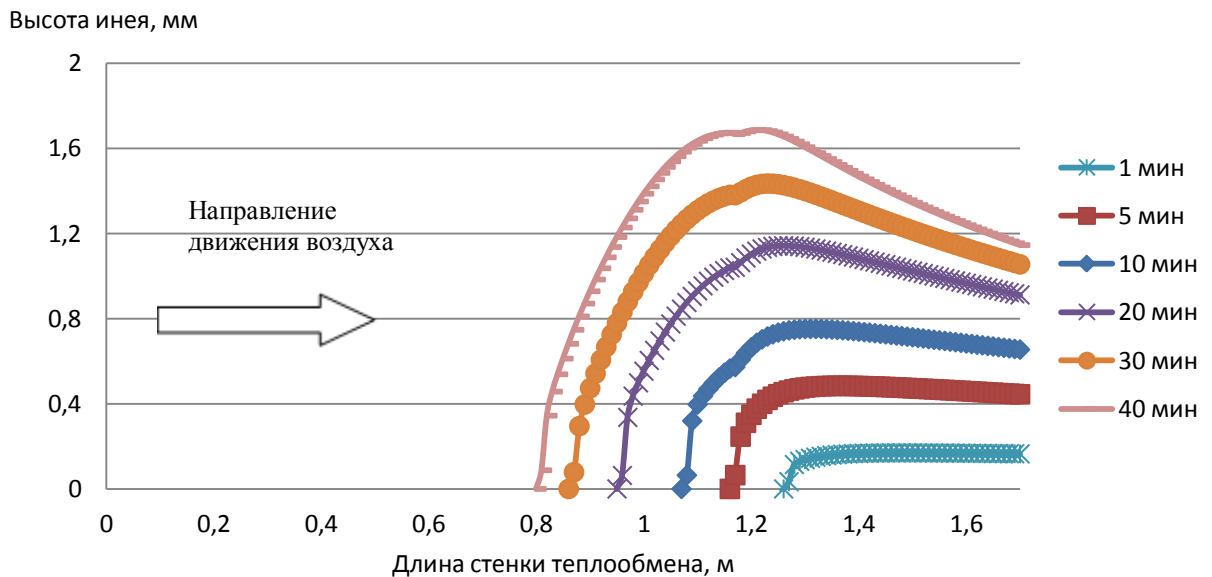


Рисунок 3.8 - Высота инея при наружной температуре $t_n = -25$ °С, при разном времени работы рекуператора на режиме «рекуперация»

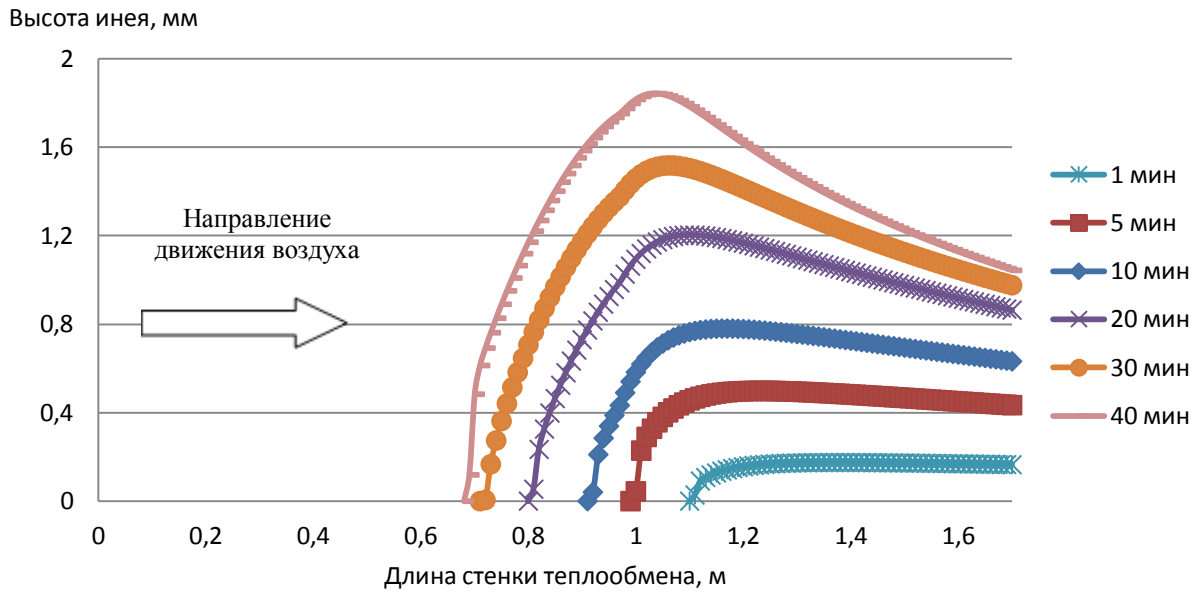


Рисунок 3.9 - Высота инея при наружной температуре $t_n = -30\text{ }^\circ\text{C}$, при разном времени работы рекуператора на режиме «рекуперация»

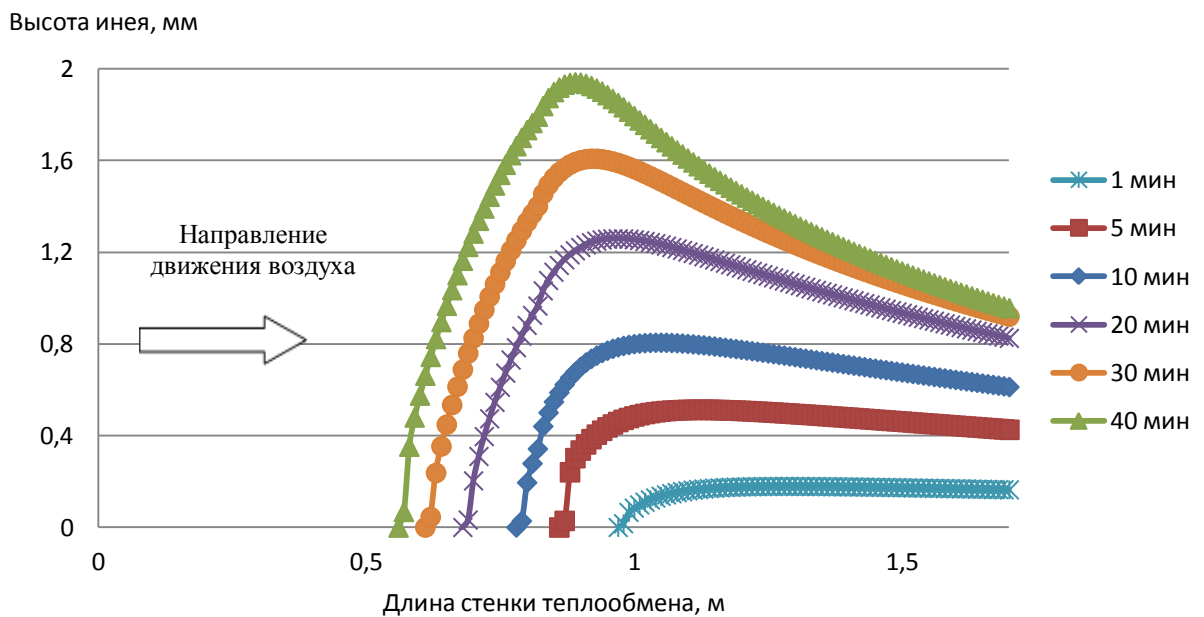


Рисунок 3.10 - Высота инея при наружной температуре $t_n = -35\text{ }^\circ\text{C}$, при разном времени работы рекуператора на режиме «рекуперация»

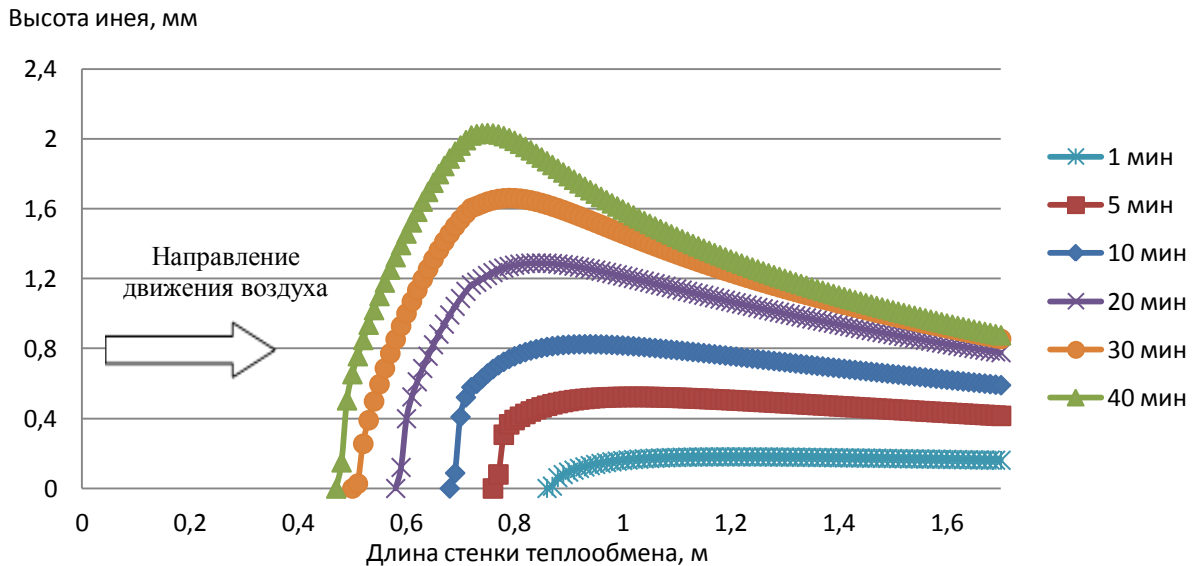


Рисунок 3.11 - Высота инея при наружной температуре $t_n = -40$ °С, при разном времени работы рекуператора на режиме «рекуперация»

Как видно из рисунков 3.7 - 3.11 иней, на стенке теплообмена, в вытяжном канале, растёт вверх и на встречу тёплому потоку воздуха. При росте инея вверх, происходит нарастание инея на 2-х противоположных стенках вытяжного канала. Соответственно, проходное сечение канала уменьшается в 2 раза быстрее, чем растёт иней. Скорость роста максимальной толщины инея, при прочих постоянных влияющих факторах, зависит от наружной температуры: чем меньше температура, тем интенсивнее происходит увеличение максимальной толщины инея и тем интенсивнее уменьшается проходное сечение вытяжного канала рис. 3.12.

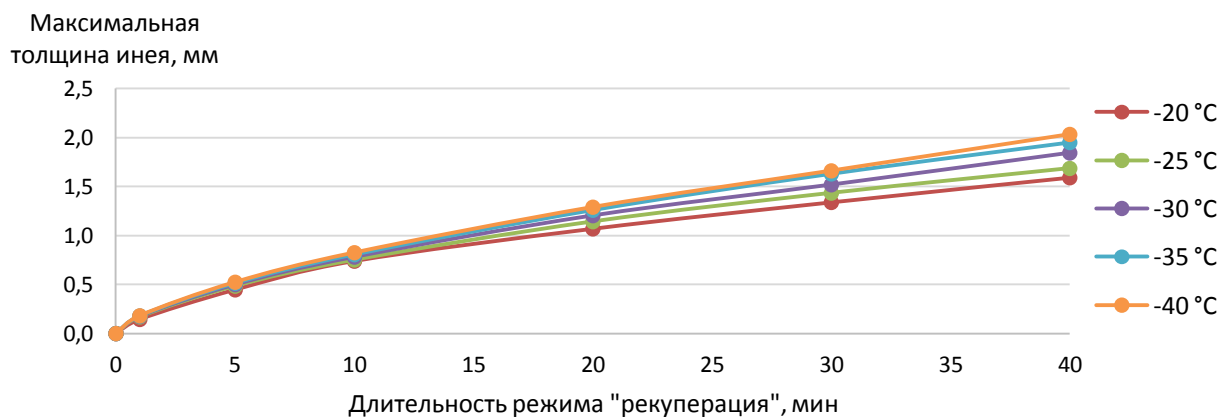


Рисунок 3.12 - Скорость роста максимальной толщины инея при разных наружных температурах

Как видно из рисунка 3.12, максимальная толщина инея зависит от длительности работы рекуператора на режиме «с образованием инея» и от величины наружной температуры. Чем ниже наружная температура, тем больше максимальная толщина инея. Наибольшая толщина инея будет при работе рекуператора на режиме «рекуперация» 40 мин, при наружной температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составит 2,03 мм.

При росте инея навстречу тепловому потоку воздуха, происходит смещение границы начала роста инея и увеличение площади теплообменной поверхности занятой инеем. Изменение по времени длины канала с инеем будет зависеть от наружной температуры. Чем ниже наружная температура, тем интенсивнее смещается граница начала роста инея и увеличивается зона занятая инеем рис 3.13.

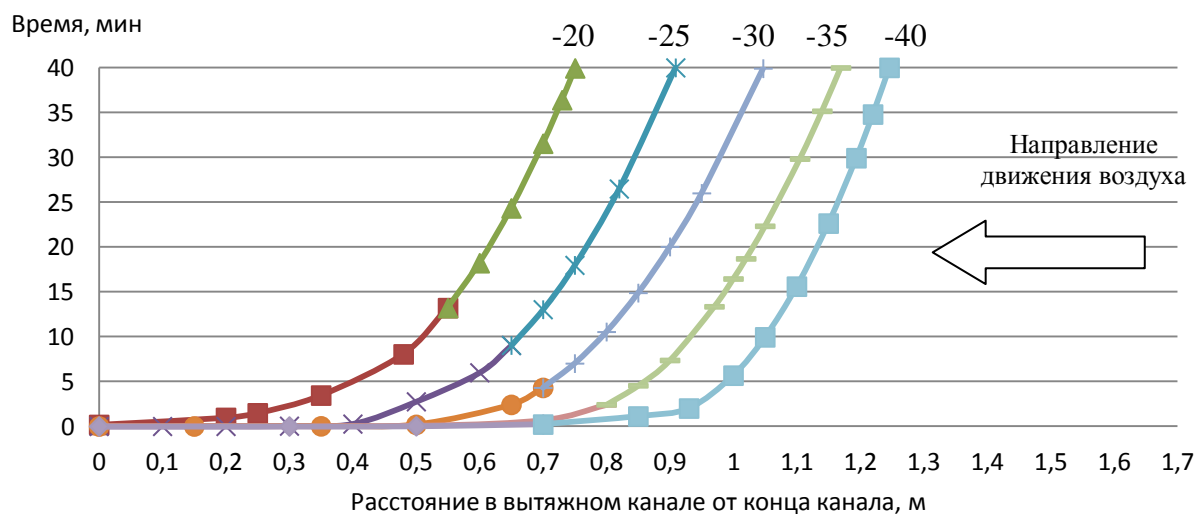


Рисунок 3.13 – Изменение по времени длины канала с инеем при разных температурах наружного воздуха

Как видно из рис. 3.13, наиболее интенсивно заниматься инеем будет поверхность теплообмена при наружной температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Максимальная протяжённость поверхности теплообмена занятой инеем, при работе рекуператора на режиме «рекуперация» 40 мин, при наружной температуре -

40 °С, составит 1,25 м. Суммарная площадь теплообменной поверхности занятой инеем, в этом случае, составит 98,8 м² из 134,4 м².

Изменение площади занятой инеем приводит к тому, что меняется интенсивность теплового потока через теплообменную поверхность рис. 3.14. Это связано с тем, что иней выступает дополнительной преградой для теплопередачи.

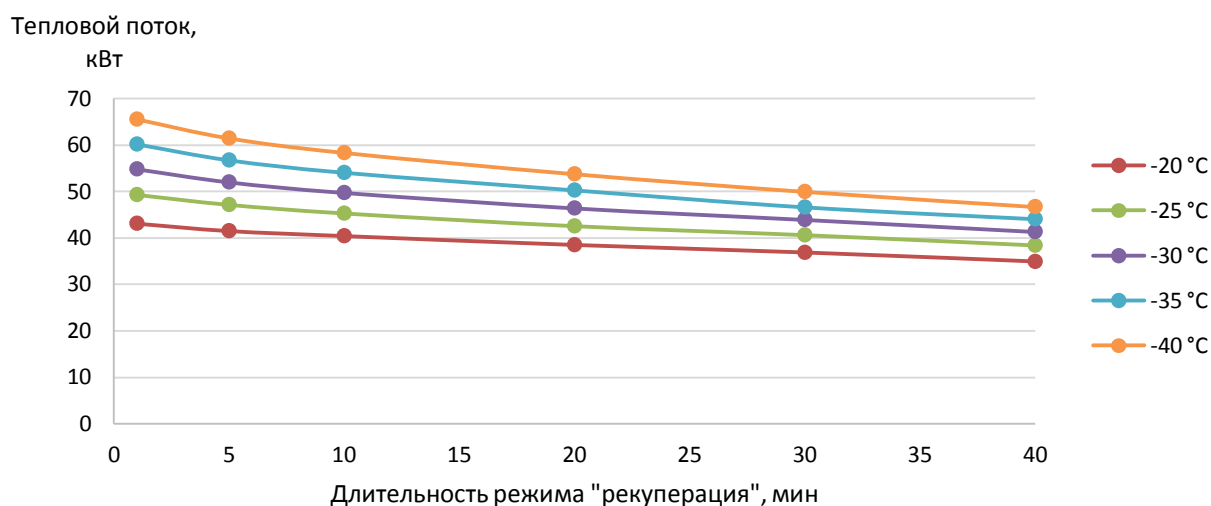


Рисунок 3.14 - Мощность теплового потока через стенку теплообмена при разных наружных температурах

Как видно из рис. 3.14. с увеличением площади теплообменной поверхности занятой инеем снижается интенсивность теплового потока через стенку теплообмена. Однако, при более низких наружных температурах, интенсивность теплового потока будет выше за счёт большего теплового напора. Максимальная мощность теплового потока будет при наружной температуре -40 °С, при длительности работы рекуператора на режиме «рекуперация» $\tau=1$ мин, составит 65,5 кВт.

При обмерзании вытяжного канала рекуператора уменьшится проходное сечение вытяжного канала, следовательно увеличится сопротивление для прохождения воздуха, что приведёт к уменьшению количества воздуха проходящего через рекуператор рис. 3.15.

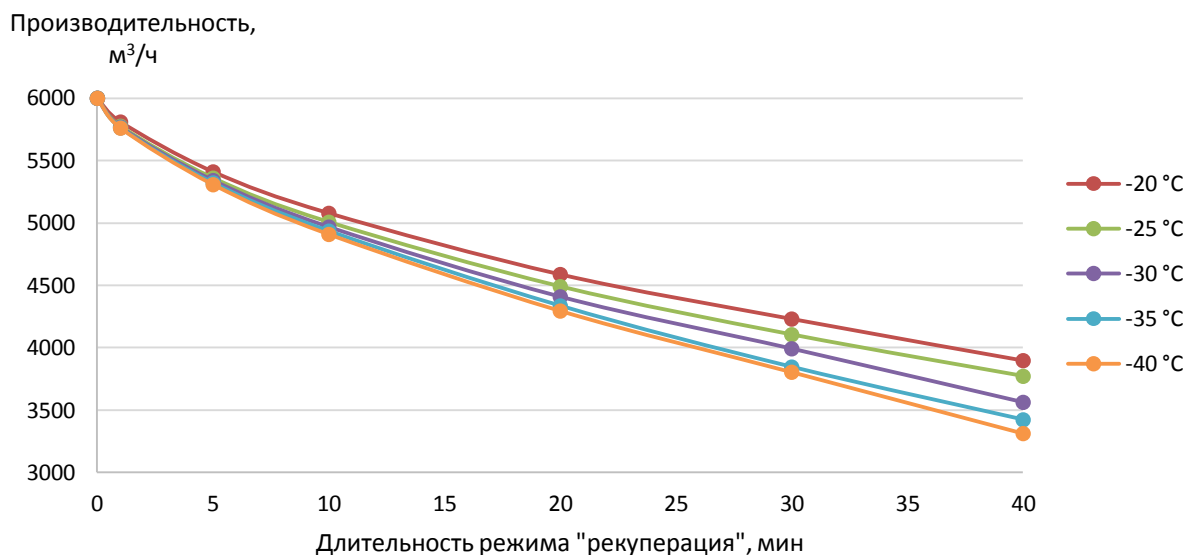


Рисунок 3.15 - Изменение количества проходящего воздуха через вытяжной канал рекуператора от времени работы на режиме «рекуперация», при обмерзании вытяжного канала, при различных наружных температурах

Как видно из рис. 3.15, чем ниже наружная температура, тем интенсивнее будет нарастать иней и тем интенсивнее будет уменьшаться количество воздуха проходящего через рекуператор. Наименьшая производительность будет при работе рекуператора на режиме «рекуперация» 40 мин, при наружной температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, и составит $3313\text{ м}^3/\text{ч}$.

Например, через 20 мин работы рекуператора, при наружной температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ будет достигнута производительность в $4300\text{ м}^3/\text{ч}$. Эта же производительность рекуператора будет достигнута, при наружной температуре $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, через 28 минут работы на режиме «рекуперация». Что говорить о том, что при более высоких наружных температурах воздуха, рекуператор будет на 8 минут дольше работать до такого же состояния частичного перекрытия вытяжного канала инеем.

3.4. Продолжительность цикла «рекуперация-регенерация»

Для работы рекуператора в циклическом режиме: «рекуперация-регенерация», определим время цикла:

$$\tau_{\text{цикл}} = \tau_{\text{рек}} + \tau_{\text{выкл}} + \tau_{\text{рег}} + \tau_{\text{вкл}}, \quad (3.2)$$

где: $\tau_{\text{цикл}}$ – время работы рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация», сек; $\tau_{\text{рек}}$ – время работы рекуператора на режиме «рекуперация», сек; $\tau_{\text{выкл}}$ – время перехода с режима «рекуперация» на режим «регенерация», сек; $\tau_{\text{рег}}$ – время работы рекуператора на режиме «регенерация», сек; $\tau_{\text{вкл}}$ – время перехода с режима «регенерация» на режим «рекуперация», сек;

Переход рекуператора из режима «рекуперация» в режим «регенерация» происходит за счёт выключения и последующей остановки приточного вентилятора и изменения положения заслонки рециркуляции. Холодный воздух по приточному каналу больше не поступает, а воздух помещения, прошедший через теплообменный модуль, направляется обратно в помещение. В этот момент воздух, проходящий через теплообменный модуль, осушается, соприкасаясь с холодной стенкой, а иней в вытяжном канале нагревается и тает. Время перехода с одного режима на другой определяется временем изменения положения заслонки рециркуляции и временем остановки приточного вентилятора:

$$\tau_{\text{выкл}} = f(\tau_{\text{ост}}; \tau_{\text{засл}}), \quad (3.3)$$

где: $\tau_{\text{выкл}}$ – время работы рекуператора при переходе в режим «регенерация», сек; $\tau_{\text{ост}}$ – время на остановку приточного вентилятора, сек; $\tau_{\text{засл}}$ – время на изменение положения заслонки рециркуляции, сек;

Переход рекуператора из режима «регенерация» в режим «рекуперация» происходит за счёт включения и набор оборотов приточным вентилятором и изменения положения заслонки рециркуляции, так, что весь воздух, проходящий через теплообменный модуль, направлялся на улицу. Время перехода с одного режима на другой определяется временем изменения положения заслонки и временем набора оборотов приточным вентилятором:

$$\tau_{\text{вкл}} = f(\tau_{\text{разг}}; \tau_{\text{засл}}), \quad (3.4)$$

где: $\tau_{\text{вкл}}$ – время работы рекуператора при переходе на режим «рекуперация», сек; $\tau_{\text{разг}}$ – время на включение и набора оборотов приточным вентилятором до максимальных оборотов, сек; $\tau_{\text{засл}}$ – время на изменение положения заслонки рециркуляции, сек

При смене режимов «рекуперация-регенерация», будет превалировать время изменения положения заслонки над временем остановки/разгона вентилятора, поэтому время изменения заслонки будет определяющим. Для расчёта примем, что время поворота заслонки рециркуляции на 90° составит $\tau_{\text{засл}} = 15$ сек. Время перехода рекуператора от режима к режиму составляет $\tau_{\text{выкл}} = \tau_{\text{вкл}} = 15$ сек.

3.5. Результаты расчёта режима «регенерация» рекуператора

На основании описанной выше математической модели составлена программа. Результаты расчётов времени регенерации вытяжного канала в зависимости от времени работы при образовании инея представлены на рис. 3.16.

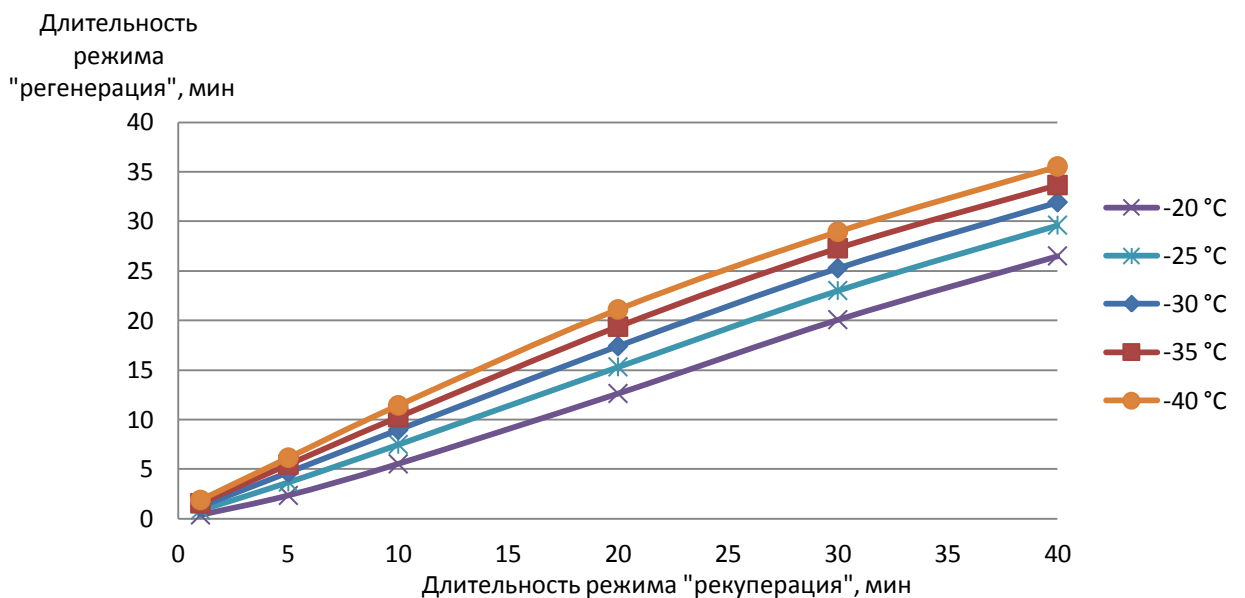


Рисунок 3.16 - Длительность режима «регенерация» в зависимости от времени работы на режиме «рекуперация»

Как видно из рис. 3.16, чем ниже наружная температура и больше длительность работы рекуператора на режиме «рекуперация», тем продолжительнее процесс регенерации вытяжного канала. Это объясняется тем, что при более низких температурах больше нарастает иней, а следовательно больше требуется времени на регенерацию вытяжного канала. Длительнее всего процесс регенерации будет при работе рекуператора на режиме «рекуперация» 40 мин, при наружной температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, и составит 35,5 мин.

3.6. Мощность теплового потока между вытяжным и приточным каналом рекуператора

Математическая модель позволяет определить мощность теплового потока между вытяжным и приточным каналом рекуператора и количество возвращённого тепла обратно в помещение рис. 3.17. На рисунке 3.17, для примера, представлен график тепловой мощности рекуператора Q [кВт] и количество возвращённого тепла P [кВт·ч], для условий: наружная температура $t_n = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура помещения $t_p = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность помещения $W_p = 60\text{ }%$.

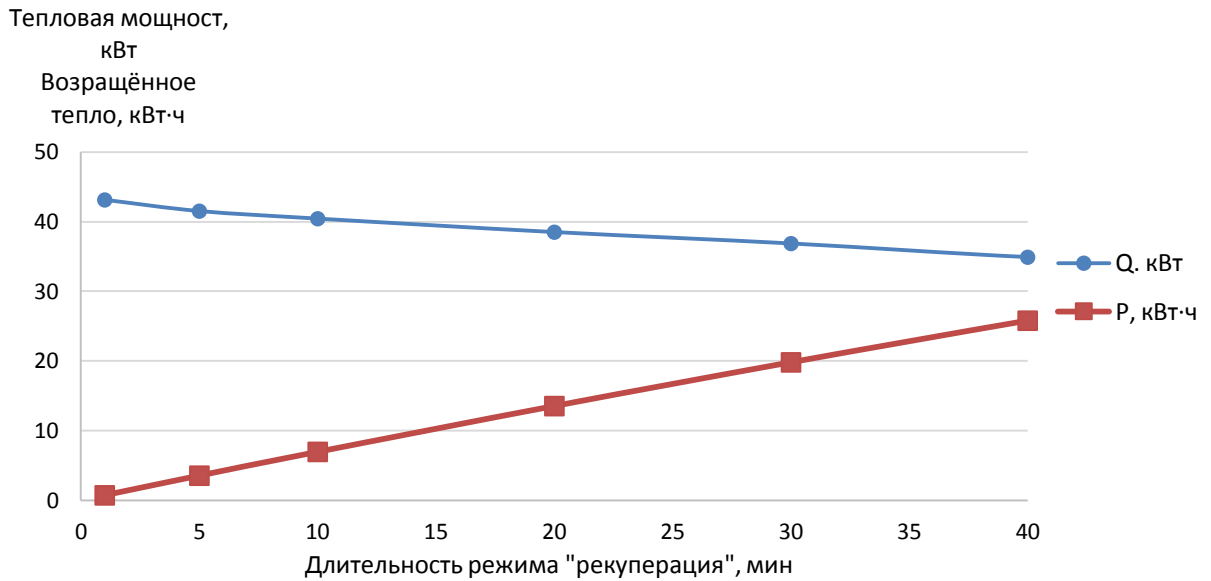


Рисунок 3.17 - Тепловая мощность рекуператора и количество возвращенного тепла

где: Q – тепловая мощность рекуператора, кВт; P – количество возвращенного тепла, кВт·ч.

Условия: Температура наружная $t_n = -20$ °С.

Как видно из рис. 3.17, чем дольше продолжается работа рекуператора на режиме «рекуперация», тем больше тепла поступит в помещение с приточным воздухом.

Количество тепла, возвращенного обратно в помещение, за цикл работы «рекуперация-регенерация», будет определяться при учёте тепла полученного во время работы на режиме «рекуперация» и тепла затраченного на регенерацию вытяжного канала во время работы на режиме «регенерация», что видно из следующего выражения:

$$P_{\text{цикл}} = P_{\text{рек}} - P_{\text{рег}}, \quad (3.5)$$

где: $P_{\text{цикл}}$ – количество тепла полученного от рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация», Вт·ч; $P_{\text{рек}}$ – количество тепла полученного от рекуператора на режиме «рекуперация», Вт·ч; $P_{\text{рег}}$ – количество тепла затраченного на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация», Вт·ч.

На рис. 3.18 представлен график количества тепла полученного за цикл $P_{\text{цикл}}$, с учётом тепла полученного на режиме «рекуперации» $P_{\text{рек}}$ и тепла затраченного на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация» $P_{\text{рег}}$.

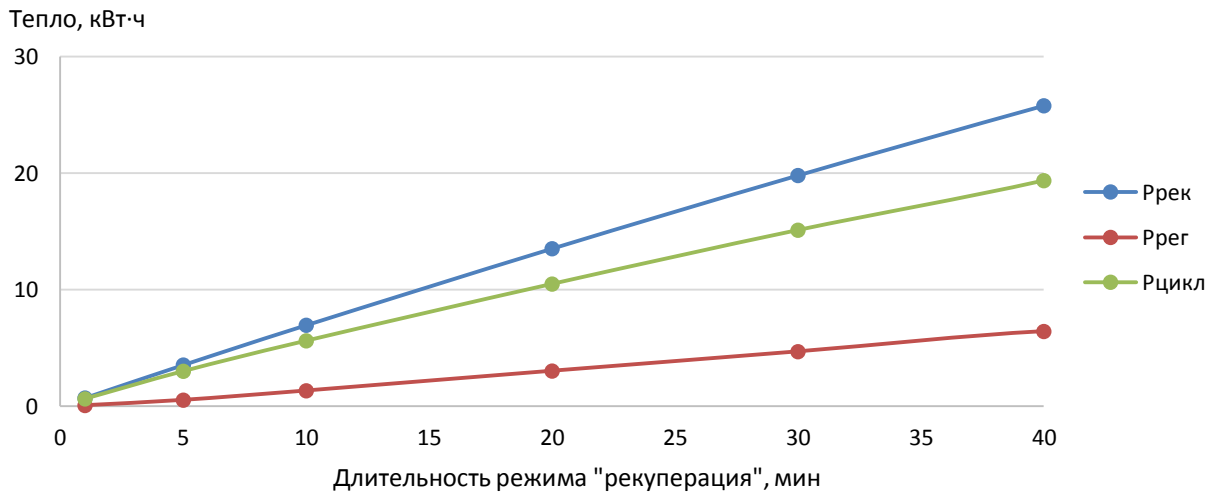


Рисунок 3.18 - Количество тепла возвращаемого за цикл «рекуперация-регенерация» при наружной температуре - 20 °С

где: $P_{\text{цикл}}$ – количество тепла полученного от рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация», кВт·ч; $P_{\text{рек}}$ – количество тепла полученного от рекуператора на режиме «рекуперация», кВт·ч; $P_{\text{рег}}$ – количество тепла затраченного на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация», кВт·ч;

Условия: Температура наружная $t_n = -20$ °С

Как видно из рис. 3.18, количество тепла поступившего при циклической работе рекуператора на режимах «рекуперация» и «регенерация» $P_{\text{цикл}}$ определяется разностью между количеством тепла которое было получено на режиме «рекуперация» $P_{\text{рек}}$ и теплом которое было затрачено на восстановление рекуператора на режиме «регенерация» $P_{\text{рег}}$.

Количество тепла возвращаемого в помещение за цикл «рекуперация-регенерация» для различных наружных температур приведено на рис. 3.19.

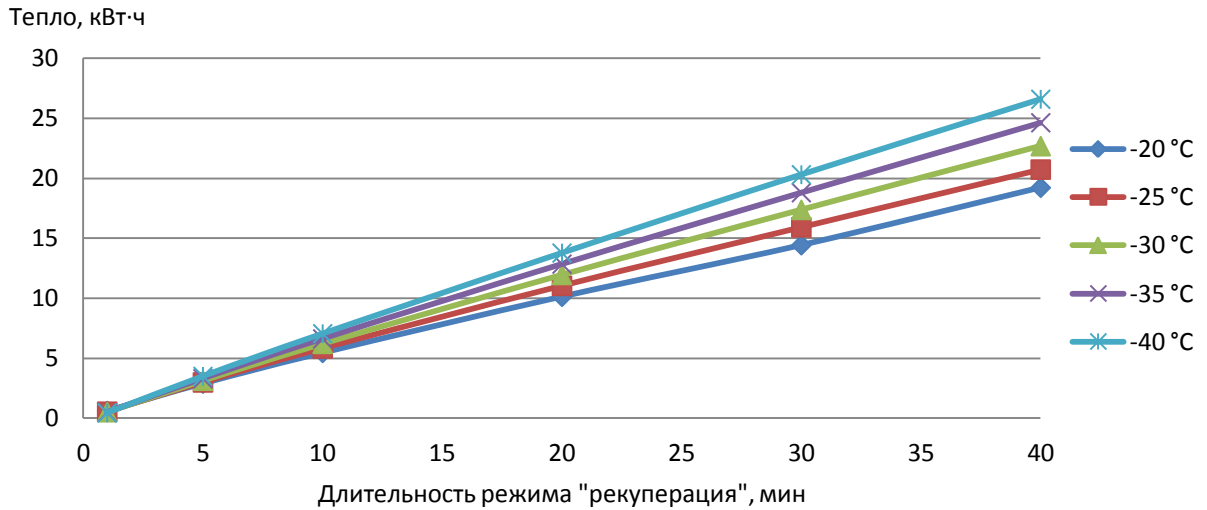


Рисунок 3.19 - Количество тепла возвращаемого в помещение за цикл «рекуперация-регенерация» в зависимости от наружной температуры

Как видно из рис. 3.19, чем ниже наружная температура и длительнее работа рекуператора на режиме «рекуперация», тем больше количества тепла поступает в помещение с приточным воздухом. Это объясняется величиной теплового напора через стенку теплообмена, который при более низких наружных температурах выше.

На основании полученных данных рассчитаем тепловую мощность рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация» по следующей формуле:

$$Q_{\text{цикл}} = \frac{P_{\text{цикл}}}{\tau_{\text{цикл}}}, \quad (3.6)$$

где: $Q_{\text{цикл}}$ – тепловая мощность рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация» Вт; $P_{\text{цикл}}$ – количество тепла полученного от рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация» Вт·ч; $\tau_{\text{цикл}}$ – время работы рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация», сек

При работе рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация» эффективность работы оборудования будет определяться максимальным количеством полученного тепла за цикл за минимальное время. Т.е. когда $Q_{\text{цикл}} \rightarrow \max$. Продолжительность цикла работы рекуператора должна быть организована из этих условий.

На рис. 3.20 представлена интенсивность получения тепла рекуператором за цикл при различных наружных температурах.

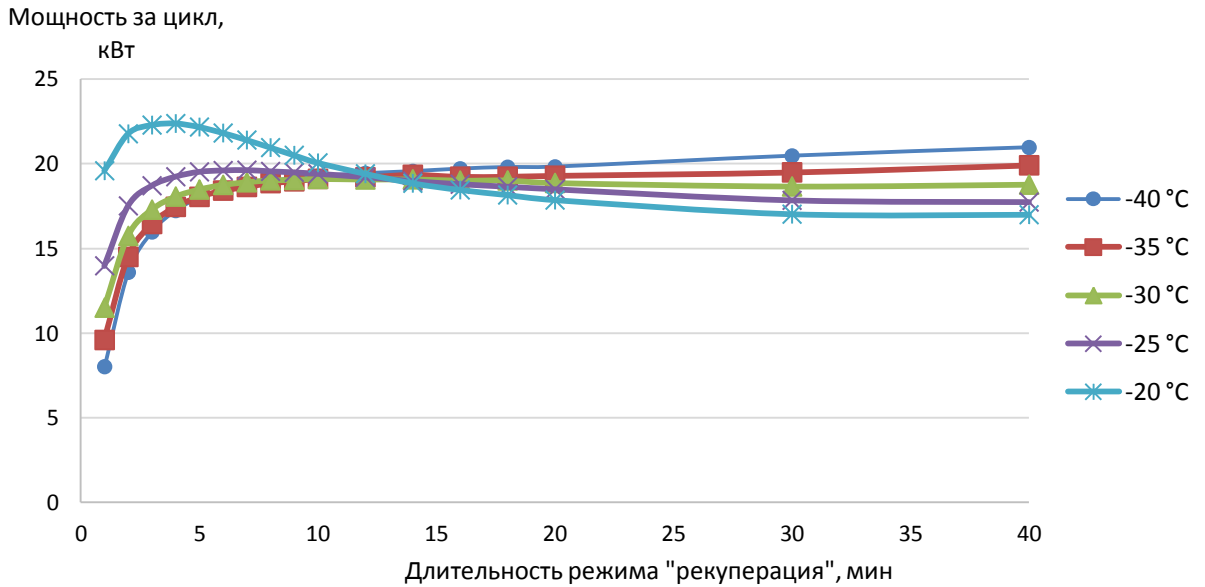


Рисунок 3.20 - Интенсивность передачи тепла за цикл «рекуперация-регенерация» при различных наружных температурах

Как видно из рис. 3.20, зависимость мощности рекуператора за цикл от длительности режима «рекуперация» является сложной. Максимальные значения мощности за цикл в диапазоне температур от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ сведены в таб. 3.8.

Таблица 3.8 – Максимальные значение мощности за цикл в зависимости от наружной температуры

Наружная температура, $^{\circ}\text{C}$.	Максимальные значения мощности за цикл, кВт	Длительность режима «рекуперация» при которой будет максимальная мощность за цикл, мин
-20	22,4	4
-25	19,6	7
-30	19,1	10
-35	19,9	40
-40	21	40

Как видно из таб. 3.8 с уменьшением наружной температуры максимальные значения мощности за цикл достигаются при более длительной работе рекуператора на режиме «рекуперация».

Время работы рекуператора на режиме «регенерация» и время на переход на этот режим, является временем, когда рекуператор не возвращает тепло обратно в помещение. Для повышения эффективности работы рекуператора желательно, чтобы это время было сокращено, а процесс регенерации интенсифицирован.

3.7. Коэффициент эффективности утилизации тепла

Для рекуператора работающего без обмерзания вытяжного канала, коэффициент эффективности утилизации тепла находится по следующему выражению [4]:

$$k = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}} \times \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{выт}}}, \quad (3.7)$$

где $t_{\text{пр}}$ – температура приточного воздуха на выходе из рекуператора, °С; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{вн}}$ – температура в помещении, °С; $G_{\text{пр}}$ – производительность рекуператора по притоку, кг/ч; $G_{\text{выт}}$ – производительность рекуператора по вытяжке, кг/ч;

Физический смысл коэффициента эффективности утилизации тепла заключается в оценке величины возвращённого тепла из потенциально возможного для утилизации. Запишется выражение следующим образом:

$$k = \frac{Q_{\text{возвр}}}{Q_{\text{max}}}, \quad (3.8)$$

где: $Q_{\text{возвр}}$ – тепло возвращённое при работе рекуператора, Вт; Q_{max} – потенциально возможное количество тепла на утилизацию, Вт, $Q_{\text{max}} = (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}) \cdot G_{\text{выт}} \cdot c_{\text{в}}$

При циклической работе рекуператора, при наличии циклов работы «рекуперация» и «регенерация» протекающих конечное время, необходимо учитывать продолжительность циклов работы и перейти к размерности «Вт·ч». Тогда, выражение будет записано следующим образом:

$$k = \frac{P_{возвр}}{P_{max}} = \frac{P_{рек} - P_{рег}}{P_{max}}, \quad (3.9)$$

где $P_{возвр}$ – количество тепла возвращённого при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация-регенерация», Вт·ч; P_{max} – потенциально возможное количество тепла за цикл, Вт·ч, $P_{max} = (t_{вн} - t_{н}) \cdot G_{выт} \cdot c_v \cdot \tau_{цикл}$, $\tau_{цикл}$ – время работы рекуператора за цикл; $P_{рек}$ – тепло полученное на режиме «рекуперация», Вт·ч; $P_{рег}$ – количества тепла затраченного на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация», Вт·ч.

Для случая, работы рекуператора, когда на режиме «регенерация» воздух через канал рециркуляции возвращается обратно в помещение, значение коэффициента эффективности утилизации будет записано следующим образом:

$$k = \frac{P_{рек} - P_{рег}}{P_{max рек} + P_{max рег} + 2 \times P_{max перех}}, \quad (3.10)$$

где: $P_{рек}$ – тепло полученное на режиме «рекуперация», Вт·ч; $P_{рег}$ – тепло затраченное на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация», Вт·ч; $P_{max рек}$ – потенциально возможное количество тепла прошедшего через рекуператор за цикл на режиме «рекуперация», Вт·ч, $P_{max рек} = (t_{вн} - t_{н}) \cdot G_{выт рек} \cdot c_v \cdot \tau_{рек}$, $G_{выт рек}$ – среднее значение производительности рекуператора за время работы рекуператора на режиме «рекуперация», кг/ч; $\tau_{рек}$ – время работы на режиме «рекуперация», ч; $P_{max рег}$ – потенциально возможное количество тепла прошедшего через рекуператор за цикл на режиме «регенерация», Вт·ч; $P_{max перех}$ – потенциально возможное количество тепла прошедшего через рекуператор во время перехода с режима «рекуперация» на режим «регенерация», Вт·ч; $P_{max перех} = (t_{вн} - t_{н}) \cdot G_{выт перех} \cdot c_v \cdot \tau_{вкл}$; где: $G_{выт перех}$ – количество воздуха удалённого из рекуператора за время смены режимов с «рекуперация» на «регенерация», $\tau_{вкл}$ – время работы рекуператора при смене режимов, ч.

При работе рекуператора на режиме «регенерация», весь воздух, прошедший через вытяжной канал, возвращается обратно в помещение,

проходя через канал рециркуляции. Величина удалённого на улицу воздуха через рекуператор на режиме «регенерация» будет равна нулю, как и количество тепла, на режиме «регенерация», удалённого на улицу, следовательно, $P_{\max \text{ рег}} = 0$. При переходе с режима «рекуперация» на режим «регенерация» и обратно, заслонка рециркуляции будет закрываться и открываться. Примем, что во время движения заслонки, только половина воздуха будет выброшено из помещения на улицу. Значение коэффициента эффективности утилизации будет записано следующим образом:

$$k = \frac{P_{\text{рек}} - P_{\text{рег}}}{P_{\max \text{ рек}} + P_{\max \text{ перех}}}, \quad (3.11)$$

где: $P_{\text{рек}}$ – тепло полученное на режиме рекуперации, Вт·ч; $P_{\text{рег}}$ – тепло затраченное на регенерацию вытяжного канала на режиме «регенерация», Вт·ч; $P_{\max \text{ рек}}$ – потенциально возможное количество тепла прошедшего через рекуператор за цикл в режиме рекуперации, Вт·ч; $P_{\max \text{ перех}}$ – потенциально возможное количество тепла прошедшего через рекуператор во время перехода с режима «рекуперация» на режим «регенерация», Вт·ч.

Значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от времени работы на режиме «рекуперация» и от наружной температуры представлены в таб. 3.9 и на рис. 3.21.

Таблица 3.9 - Значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от длительности режима «рекуперация» и от наружной температуры

Длительность режима "рекуперация", мин	Наружная температура, °С				
	-20	-25	-30	-35	-40
1	0,353	0,285	0,243	0,207	0,176
5	0,402	0,369	0,346	0,330	0,319
10	0,395	0,370	0,354	0,341	0,332
20	0,377	0,360	0,349	0,341	0,332
30	0,361	0,352	0,343	0,333	0,329
40	0,359	0,342	0,338	0,333	0,328

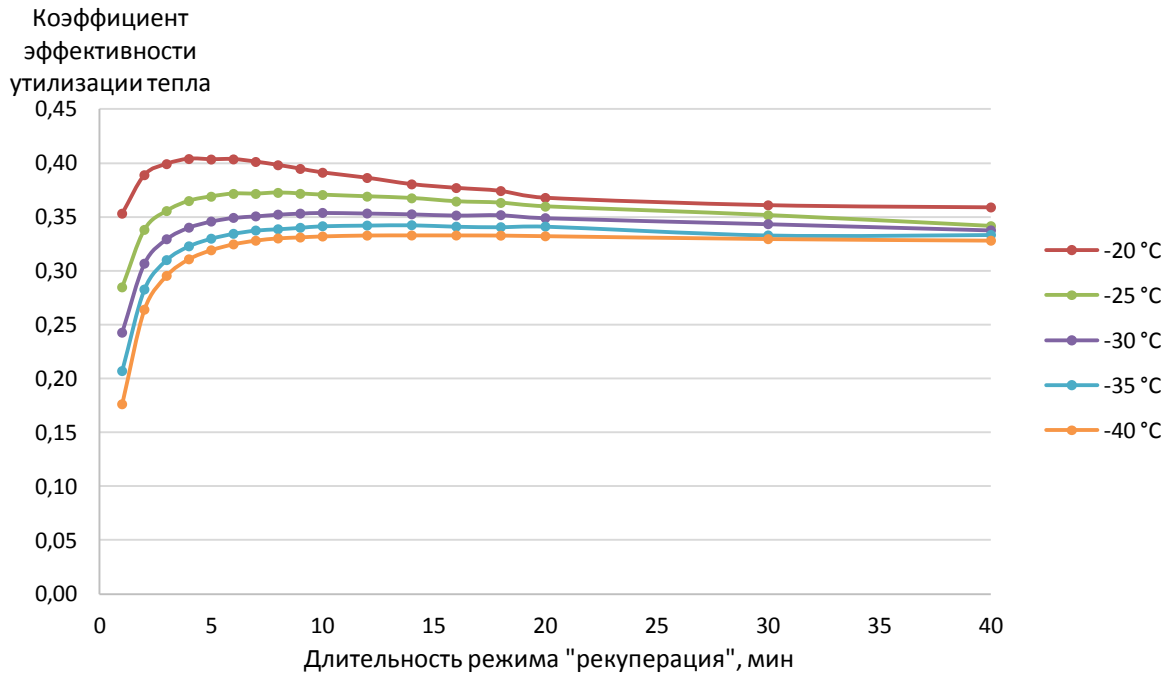


Рисунок 3.21 - Значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от длительности режима «рекуперация» и от наружной температуры

Как видно из приведённого графика на рис. 3.21, наибольшее значение коэффициента эффективности утилизации тепла будет, для каждой наружной температуры будет свое будет достигнуто при разном времени режима «рекуперация», таб. 3.10.

Таблица 3.10 – Максимальные значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры и от длительности режима «рекуперация»

Наружная температура, °C	Длительность режима «рекуперация», мин	Коэффициент эффективности утилизации тепла
-20	4	0,4
-25	8	0,37
-30	10	0,35
-35	14	0,34
-40	16	0,33

Как видно из приведённого графика на рис. 3.21, и таб. 3.10 значения коэффициента эффективности утилизации тепла будет, с уменьшением наружной температуры, уменьшаются. Это объясняется тем, что при более

низких наружных температурах слой инея будет больше по толщине и занимаемой площади, что скажется на интенсивности теплопередачи, и следовательно на эффективности утилизации тепла.

Наименьшие значения коэффициента эффективности рекуперации тепла, на режиме «рекуперация» 1 минута, связаны с тем, что большое влияние имеет работа рекуператора при переходе с режима «рекуперация» в режим «регенерация» и обратно.

Для практических расчётов определим динамику изменения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры, при длительности работы на режиме «рекуперация» 5 мин, рис. 3.22.

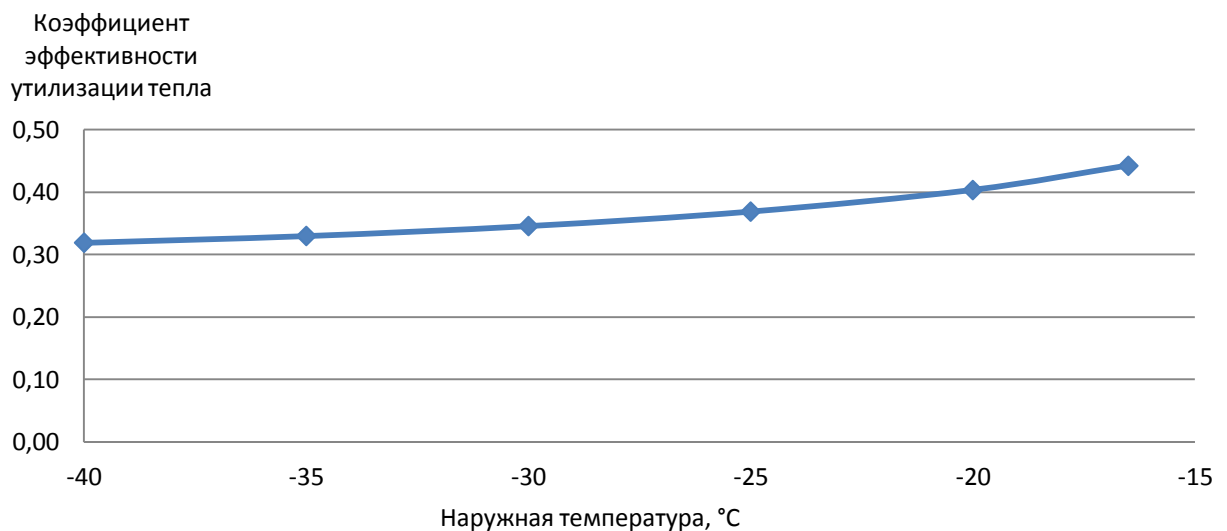


Рисунок 3.22 - Значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры для режима «с образованием инея»
Условия: $\tau_{рек} = 5$ мин

Как видно из приведённого графика на рис. 3.22, с уменьшением наружной температуры будет уменьшаться коэффициент эффективности утилизации тепла. В диапазоне наружных температур от -40 до -16,4 °C °C, при времени работы на режиме рекуперация 5 мин, значения коэффициента эффективности утилизации тепла составят от 0,32 до 0,43 соответственно.

Изменение коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры представленное на рис. 3.22 может быть описано уравнением:

$$k = 0,0001 \cdot t_n^2 + 0,013 \cdot t_n + 0,6015, \quad (3.12)$$

где k - коэффициент эффективности утилизации тепла; t_n – наружная температура, °С.

Обмерзание рекуператора начнётся при наружной температуре -16,4 °С. На основании выше приведённых данных построим график изменения коэффициента эффективности утилизации тепла от наружной температуры во всём диапазоне наружных температур для длительности режима «рекуперация» $\tau_{рек} = 5$ мин, рис. 3.23.

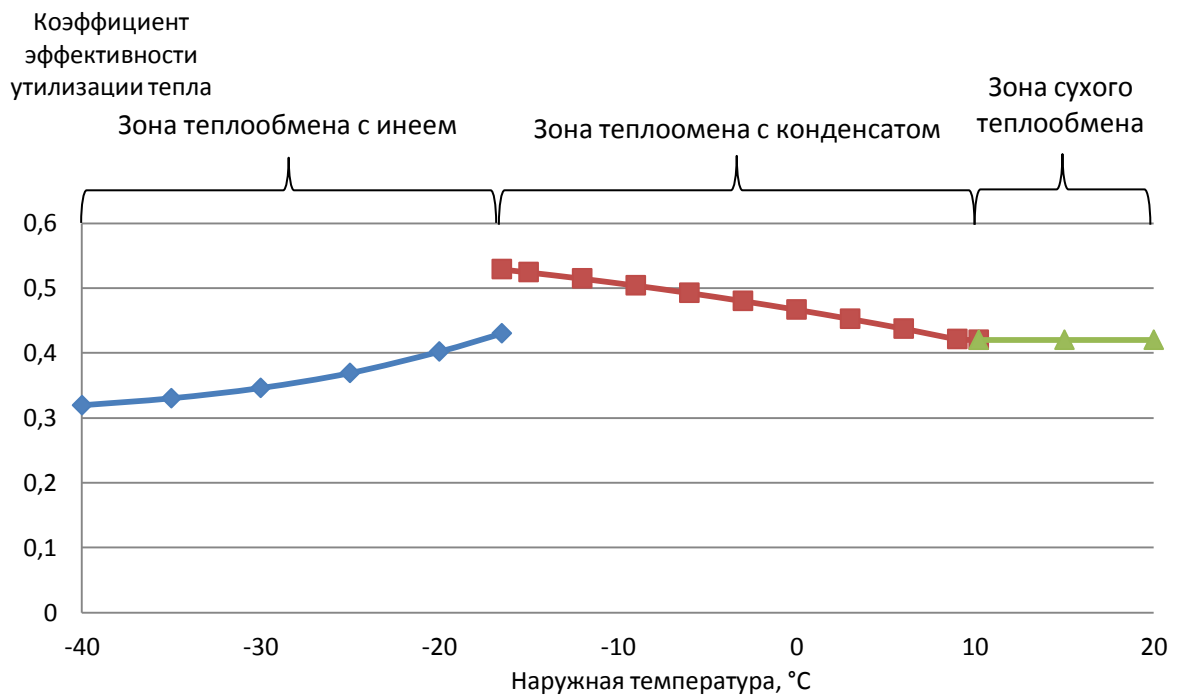


Рисунок 3.23 - Значения коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры
Условия: $\tau_{рек} = 5$ мин;

Как видно из приведённого графика на рис. 3.23, значения коэффициента эффективности утилизации тепла изменяются на 3-х участках по различным зависимостям. Наибольшая величина коэффициента

эффективности утилизации тепла будет при температурах от $-16,4$ °С до $+10,24$ °С. Наибольшее значение коэффициента эффективности утилизации тепла составит $0,53$ при наружной температуре $-16,4$ °С.

Можно дать рекомендацию, если обеспечить работу рекуператора с температурой на притоке не ниже $-16,4$ °С и без образования инея в вытяжном канале, то рекуператор будет работать с наибольшим значением коэффициента эффективности утилизации тепла.

3.8. Производительность рекуператора

Полная или часовая производительность рекуператора по вытяжке в цикле «рекуперация-регенерация» будет снижена за счёт двух факторов: 1) сужение проходного сечения вытяжного канала от нарастания инея; 2) не работа рекуператора по удалению воздуха из помещения на режиме «регенерация».

1) Сужение проходного сечения вытяжного канала от нарастания инея приводит к уменьшению пропускной способности вытяжного канала. Зависимость пропускной способности вытяжного канала от наружной температуры, при обмерзании вытяжного канала, представлена на рис. 3.15. Уменьшение пропускной способности вытяжного канала при нарастании инея может быть описано коэффициентом:

$$K_{ин} = \frac{S_{ин}}{S_{max}}, \quad (3.13)$$

где: $K_{ин}$ – коэффициент снижения производительности рекуператора от нарастания инея в вытяжном канале; $S_{ин}$ – производительность рекуператора при образования инея, $м^3/ч$; S_{max} – производительность рекуператора максимальная, $м^3/ч$;

Производительность рекуператора при образовании инея $S_{ин}$ зависит о целого ряда факторов: времени работы рекуператора, относительной

влажности в помещении и на улице, температуры в помещении и на улице, и т.д. Производительность рекуператора при образовании инея может быть представлена в виде функции:

$$S_{\text{ин}} = f(\tau_{\text{рек}}, W_{\text{п}}, t_{\text{п}}, W_{\text{н}}, t_{\text{н}}), \quad (3.14)$$

где: $S_{\text{ин}}$ – производительность рекуператора при образования инея, м³/ч; $\tau_{\text{рек}}$ – время работы рекуператора на режиме "рекуперация", сек; $W_{\text{п}}$ – относительная влажность в помещении; %; $t_{\text{п}}$ – температура в помещении, °С; $W_{\text{н}}$ – наружная относительная влажность, %; $t_{\text{н}}$ – наружная температура, °С.

Производительность рекуператора максимальная S_{max} это производительность при условии, что в рекуператоре не образуется иней и конденсат, рекуператор не загрязнён.

2) Отсутствие удаления воздуха из помещения на режиме «регенерация» связано со сменностью работы рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация». Так как рекуператор, работая в цикле «рекуперация-регенерация», вынужден останавливаться для регенерации вытяжного канала и прекращать удалять воздух помещения, то его часовая производительность по вытяжке будет зависеть от продолжительности режима «регенерация» и может быть представлена коэффициентом:

$$K_{\tau} = \frac{\tau_{\text{рек}}}{\tau_{\text{цикл}}}, \quad (3.15)$$

где: K_{τ} – коэффициент снижения производительности рекуператора при работе в цикле «рекуперация-регенерация»; $\tau_{\text{рек}}$ – время работы рекуператора на режиме «рекуперация», сек; $\tau_{\text{цикл}}$ – время работы рекуператора за цикл «рекуперация-регенерация»; сек;

Значения коэффициента снижения производительности рекуператора при работе в цикле «рекуперация-регенерация» в зависимости от времени работы рекуператора в режиме «рекуперация» и от наружной температуры представлено на рис. 3.24.

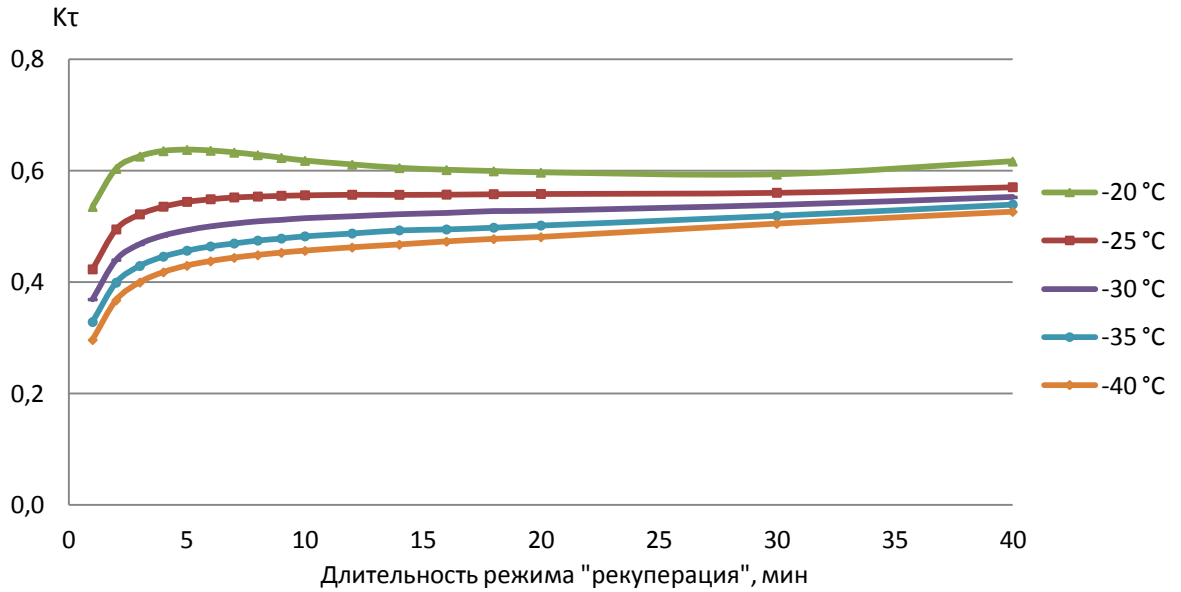


Рисунок 3.24 - Значения коэффициента снижения производительности рекуператора при работе в цикле «рекуперация-регенерация» в зависимости от времени работы рекуператора в режиме «рекуперация» и от наружной температуры

Как видно из приведённого графика на рис. 3.24, при работе рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация», больше 36% времени в течении часа, рекуператор не будет работать на вытяжку. Снижение коэффициента K_{τ} , при времени до 5 минут работы на режиме «рекуперация» обусловлено тем, что большое влияние оказывает время на смену режима «рекуперация-регенерация».

Полная производительность рекуператора по вытяжке, т.е. сколько рекуператор удалит воздуха из помещения в час и утилизирует тепло содержащееся в нём, будет определяться по выражению:

$$S_{\Pi} = S_{max} \cdot K_{ин} \cdot K_{\tau}, \quad (3.16)$$

где: S_{Π} – полная производительность рекуператора, $\text{м}^3/\text{ч}$; S_{max} – производительность рекуператора максимальная, $\text{м}^3/\text{ч}$; $K_{ин}$ – коэффициент снижения производительности рекуператора от нарастания инея в вытяжном канале; K_{τ} – коэффициент снижения производительности рекуператора при работе в цикле «рекуперация-регенерация».

Полная производительность рекуператора по вытяжке S_{Π} в зависимости от длительности работы на режиме рекуперации и от наружной температуры приведена на рис. 3.25.

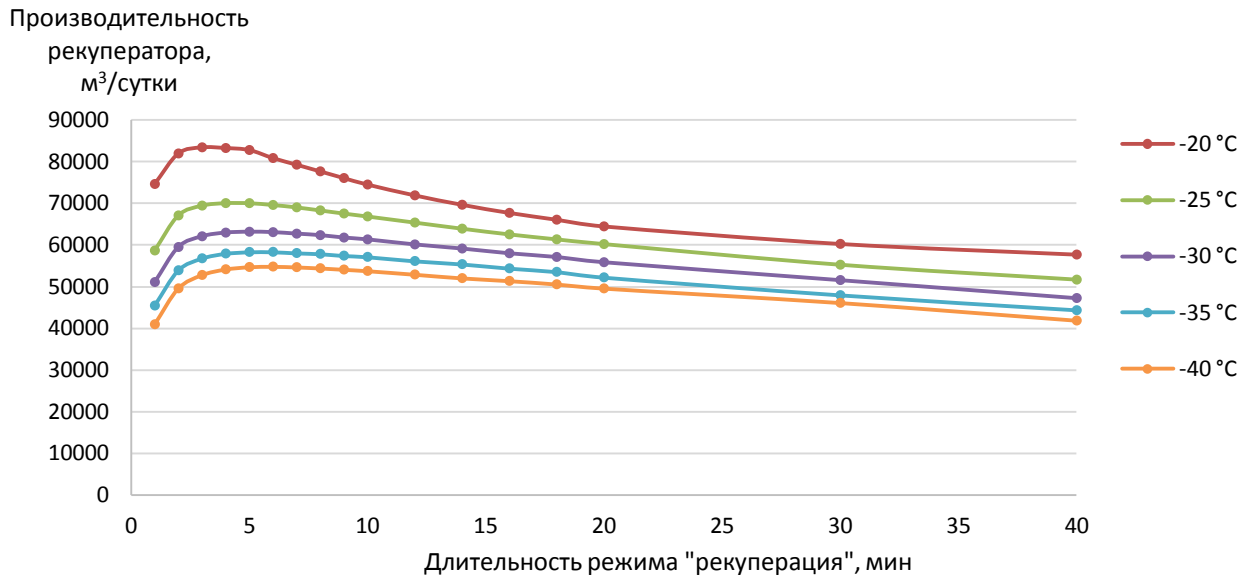


Рисунок 3.25 - Полная суточная производительность рекуператора по вытяжному каналу работающего в циклическом режиме в зависимости от длительности режима «рекуперация» и от наружной температуры

Как видно из приведённого графика на рис. 3.25, при работе рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация» снижается производительность. Производительность будет тем меньше, чем больше инея образуется на стенках вытяжного канала. Снижение производительности за счёт образования инея будет преобладать при работе рекуператора при длительности более 6 минут. Снижение производительности в начале работы рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация» будет снижаться за счёт «простоя» рекуператора при смене режима работы. При более низкой наружной температуры инея будет образовываться больше, следовательно производительность рекуператора будет ниже.

Численные значения графиков на рис. 3.25 представлены в таб. 3.11.

Таблица 3.11 – Таблица снижение полной производительности в вытяжном канале рекуператора в зависимости от наружной температуры

Наружная температура, °С	Полная суточная производительность, м ³ /сут	Полная часовая производительность, м ³ /ч	Минимальное снижение производительности, %
- 20	83420	3476	42,1
- 25	70028	2918	51,4
-30	63155	2531	56,1
-35	58331	2430	59,5
-40	54808	2284	61,9

Как видно из таб. 3.11 при наружных температурах от -20 °С до -40 °С будет снижаться производительность от 3476 до 2284 соответственно. Минимальное снижение производительности будет от 42,1% до 61,9%.

При длительности цикла «рекуперация-регенерация» 5 минут, производительность рекуператора, в диапазоне наружных температур -20...-40 °С, снизится от максимальной, от 42,5% до 62%.

В качестве примера, определим изменение производительности рекуператора по вытяжке в зависимости от наружной температуры при длительности работы на режиме «рекуперация» 5 мин, рис. 3.26.

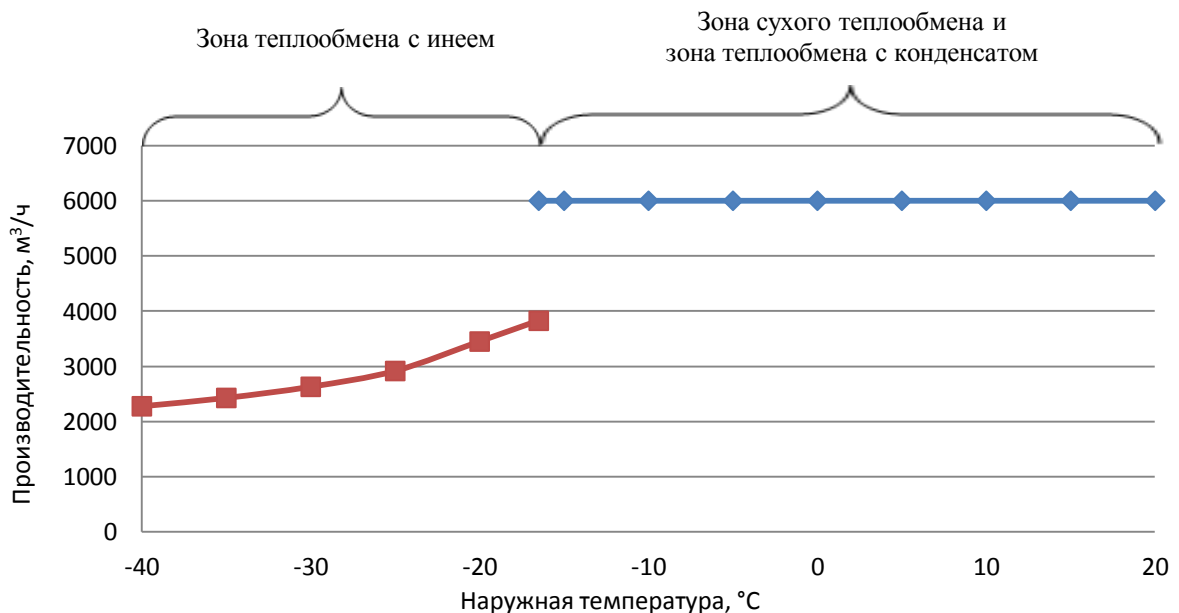


Рисунок 3.26 - Полная производительности рекуператора по вытяжному каналу в зависимости от наружной температуры

Условия: $\tau_{рек} = 5$ мин.

Как видно из приведённого графика на рис. 3.26, рекуператор перейдёт в режим работы с регенерацией вытяжного канала при температуре $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, в этот момент его производительность составит $3830\text{ м}^3/\text{ч}$, что на $36,2\%$ меньше максимальной производительности. При длительности цикла «рекуперация-регенерация» 5 минут, производительность рекуператора, в диапазоне наружных температур $-16,4\dots-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, снизится от максимальной, от $36,2\%$ до 62% .

Полная производительности рекуператора по вытяжному каналу в зависимости от наружной температуры, для режима «рекуперация», при наружной температуре ниже $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\tau_{\text{рек}} = 5\text{ мин}$, представленная на рис. 3.26 может быть описана уравнением:

$$S_{\text{п}} = 2,429 \cdot t_{\text{н}}^2 + 202,38 \cdot t_{\text{н}} + 6505,5, \quad (3.17)$$

где: $S_{\text{п}}$ – полная производительность рекуператора по вытяжному каналу для наружной температуры ниже $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{м}^3/\text{ч}$; $t_{\text{н}}$ – наружная температура, $^{\circ}\text{C}$

При работе рекуператора во всём диапазоне температур, в том числе и при температурах ниже $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, поверхность теплообмена будет разделена на зоны: зона «сухой» работы, зона «с образованием конденсата» и зона «с образованием инея». По мере изменения наружной температуры эти зоны будут меняться в размере и смещаться по поверхности теплообмена. Построим границы зон на теплообменной поверхности в зависимости от наружной температуры. Для режима циклической работы «рекуперация-регенерация», в качестве примера, примем время 5 минут работы на режиме «рекуперация» рис. 3.27.

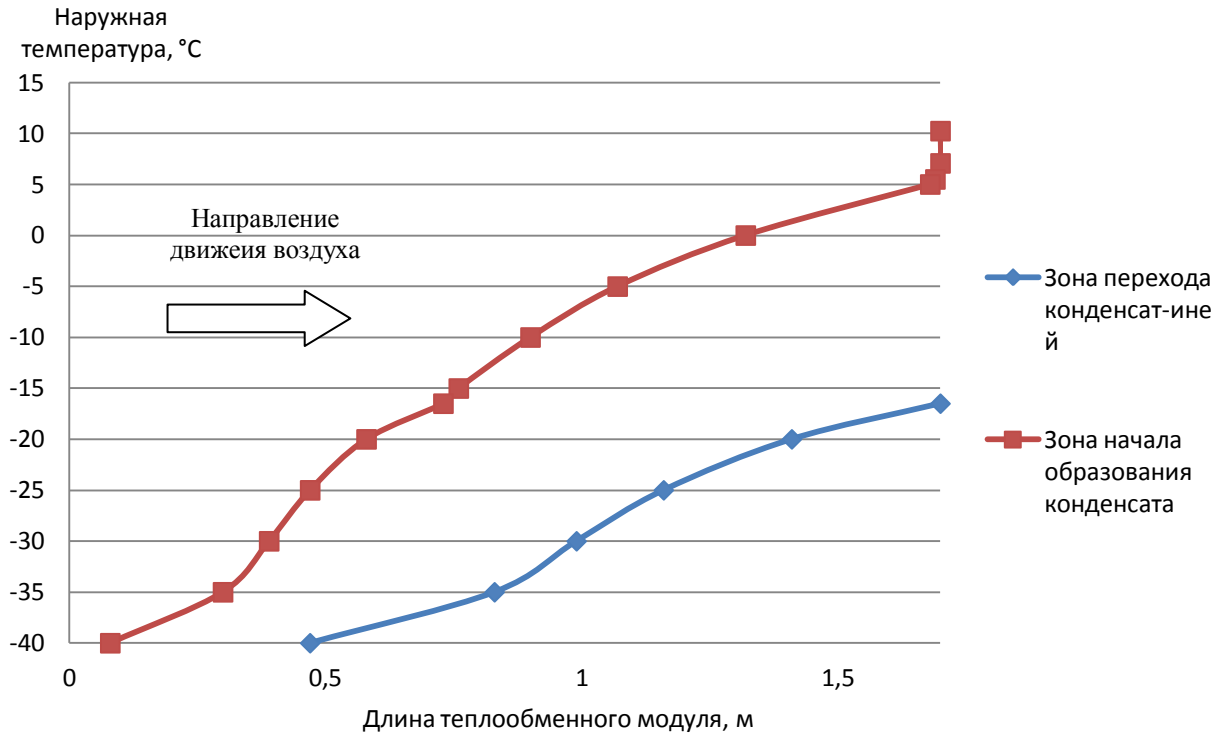


Рисунок 3.27 – Зоны вытяжного канала рекуператора «занятые» конденсатом и инеем в зависимости от наружной температуры
Условия: $\tau_{рек} = 5$ мин.

Как видно из рисунка, 3.27 зона «с образованием конденсата» начинает появляться на поверхности теплообмена при наружной температуре 10,2 °C. Зона «с образованием конденсата» начинает появляться на поверхности теплообмена при наружной температуре -16,4 °C. Максимальная поверхность которая будет занята инеем при наружной температуре -40 °C составит 1,03 м длины теплообменного модуля.

При работе рекуператора на режиме «рекуперация» при наружных температурах ниже -16,4 °C, воздух по мере движения в вытяжном канале будет менять своё влагосодержание за счёт образования конденсата и за счёт образования инея. Для режима «рекуперация», при времени работы 5 мин, величина влагосодержания воздуха, по мере прохождения воздуха через вытяжной канал, представлена на рис. 3.28.

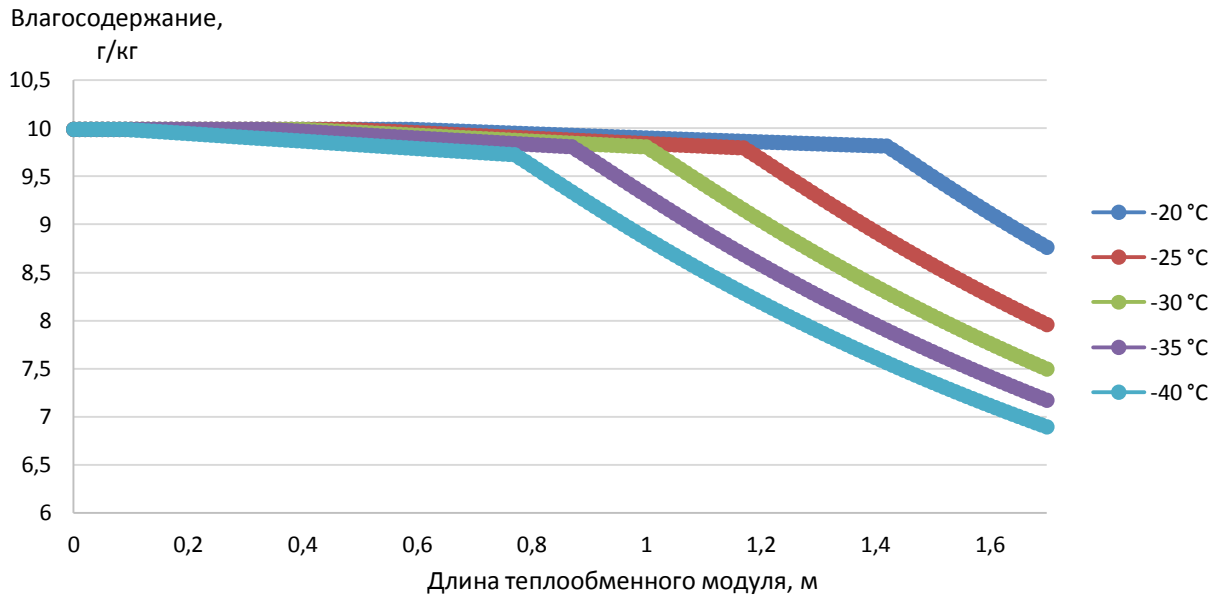


Рисунок 3.28 - Влагосодержание воздуха в вытяжном канале рекуператора в зависимости от пройденного расстояния в вытяжном канале при различных наружных температурах
Условия: $\tau_{рек} = 5$ мин.

Как видно из рисунка 3.28, чем ниже наружная температура, тем интенсивнее уменьшается влагосодержание воздуха проходящего по вытяжному каналу за счёт образования конденсата и инея в вытяжном канале.

При работе рекуператора при наружных температурах ниже $-16,4$ °C, температура приточного воздуха будет зависеть от времени работы рекуператора на режиме «рекуперация». Значения температуры приточного воздуха для различных наружных температур приведены на рис 3.29.

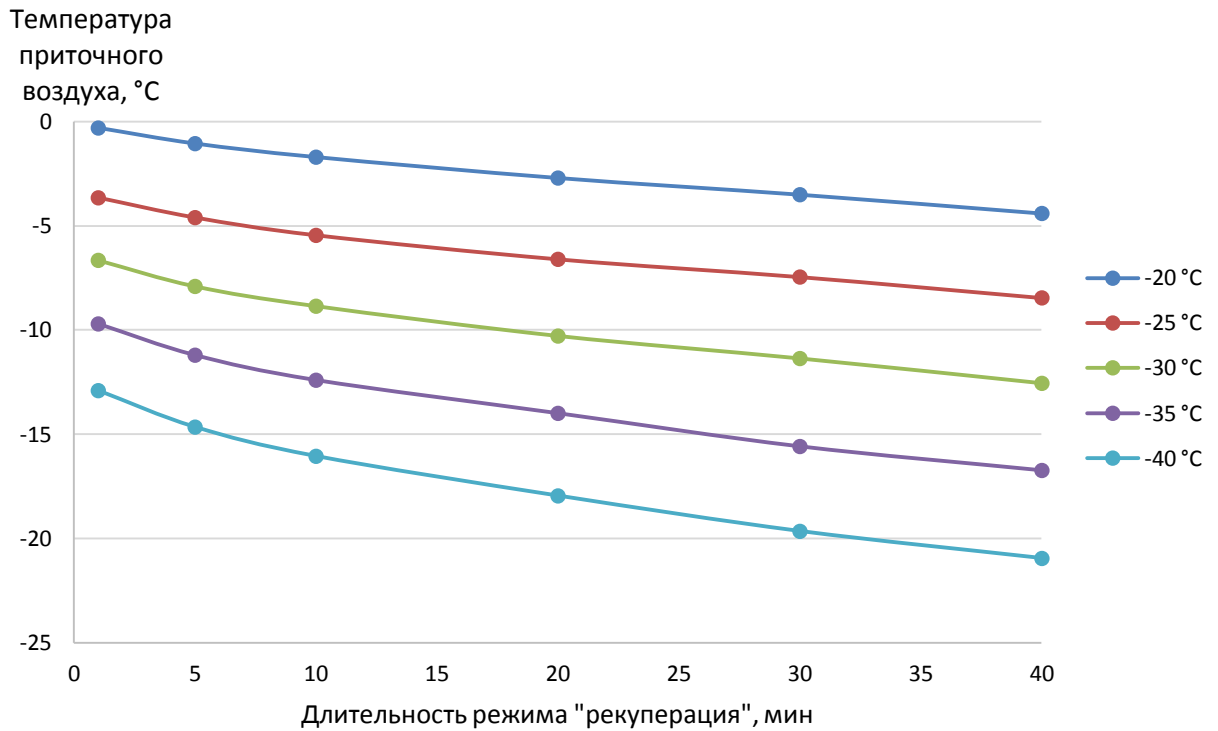


Рисунок 3.29 - Изменение температуры приточного воздуха для режима «образованием инея» различных наружных температур

Как видно из рисунка, 3.29 чем ниже наружная температура, тем ниже температура приточного воздуха. Это объясняется нарастанием инея при более длительной работе рекуператора, и как следствие снижением интенсивности теплопередачи при большей толщине инея и площади которую он занимает.

Весь диапазон температур приточного воздуха при работе рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация» приходится на отрицательные температуры. Это означает, что при работе рекуператора в цикле «рекуперация-регенерация», во-первых, воздух нельзя сразу подавать в зону обитания животных, необходимо его перемешать с воздухом помещения; во-вторых, одновременно с рекуператорами должны быть дополнительные источники тепла для компенсации в помещении теплодефицита.

Выводы по главе 3

1. Приведены расчёты математической модели для всех 3-х режимов работы рекуператора по параметрам воздуха в вытяжном канале для случая когда вся вода образующая на стенке вытяжного канала остаётся в канале;
 2. Определена динамика роста инея в зависимости от времени работы рекуператора на режиме «рекуперация» в зависимости от наружной температуры:
 - определена динамика роста инея приводящая к сужению проходного сечения канала;
 - определена динамика роста инея навстречу тёплому потоку воздуха;
 3. Определена зависимость длительности режима «регенерация» от длительности режима «рекуперация».
 4. Определены значения коэффициента эффективности утилизации тепла для различных наружных температур при работе рекуператора на режиме «рекуперация» для внутренних условий температура помещения $t_{п} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность помещения $W_{п} = 62\%$:
 - для режима «сухой» работы коэффициента эффективности утилизации тепла составит от 0,42 до 0,43;
 - для режима «с образованием конденсата» коэффициент эффективности утилизации тепла будет меняться в диапазоне наружных температур от $+10,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-16,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и значения составят от 0,42 до 0,53;
 - для режима «с образованием инея», с учётом работы рекуператора в циклическом режиме «рекуперация-регенерация», при времени работы на режиме рекуперация 5 мин, в диапазоне наружных температур от $-40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-16,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ значения составят от 0,32 до 0,43.
- Таким образом, режим «с образованием конденсата» имеет эффективность утилизации тепла выше до 18%, чем при режиме

«сухой» работы и до 17 % выше, чем при режиме «с образованием инея».

5. В качестве примера для расчёта была выбрана продолжительность работы на режиме «рекуперация» 5 мин и получена производительность рекуператора для на наружных температур ниже -16,4 °С.
6. Определена зависимость изменение температуры приточного воздуха при работе рекуператора при наружных температурах от +20 до -40 °С;
7. Определено для длительности режима «рекуперация» 5 мин:
 - границы зон в вытяжном канале рекуператора «занятых» конденсатом и инеем в зависимости от наружной температуры;
 - влагосодержание воздуха в вытяжном канале рекуператора в зависимости от пройденного расстояния в вытяжном канале при различных наружных температурах;
 - полная производительности рекуператора по вытяжному каналу в зависимости от наружной температуры.
8. Для подтверждения полученных расчётных данных требуется натурные испытания рекуператора.

ГЛАВА 4. ИСПЫТАНИЯ РЕКУПЕРАТОРА ТЕПЛА

4.1. Условия проведения испытаний

Испытания проводились на участке карантина свиноводческого комплекса ООО «Кампоферма» расположенном в пригороде г. Зарайска Московской области, с октября 2019 г. по февраль 2022 г. Участок карантина, это отдельно стоящее здание, состоящее из одного помещения для содержания животных с 8 клетками и подсобным помещением для обслуживающего персонала (санпропускник и вспомогательные помещения). Здание представляет собой рамную конструкцию, обшитую сэндвич-панелями толщиной: стены 100 мм и кровлей 150 мм. Размеры помещения в плане 11,9х18 м, рис. 4.1. Клетки для содержания животных имеют сплошные пластиковые перегородки высотой 1 м. Питание животных осуществляется 2-х сторонними бункерными кормушками расположенными в середине клетки. Пол под бункерными кормушками сплошной шириной 1,3 м, остальной пол в клетках щелевой. В центральном проходе сплошной бетонный пол. Здание карантина рассчитано для размещения 160 голов ремонтного поголовья или 208 голов откормочного поголовья.

В здании установлено вентиляционное оборудование состоящее из 3-х осевых вытяжных вентиляторов установленных по периметру помещения, 2-х приточных шахт, рекуператора расположенного у торцевой стены и теплогенератора расположенного у противоположной стены относительно рекуператора. Их характеристики приведены в таб.4.1.

Таблица 4.1 – Характеристики вентиляционного оборудования

Наименование оборудования	Количество, шт.	Наименование	Характеристики
Вентилятор	2	AF 710	11800 об/мин
	1	HLA 850	10400 об/мин
Приточные шахты	2	VBP-710	10 000 м ³ /ч при 30 Па
Рекуператор	1	УТ-6000	6000/6000 м ³ /ч
Теплогенератор	1	RS 45	45 кВт

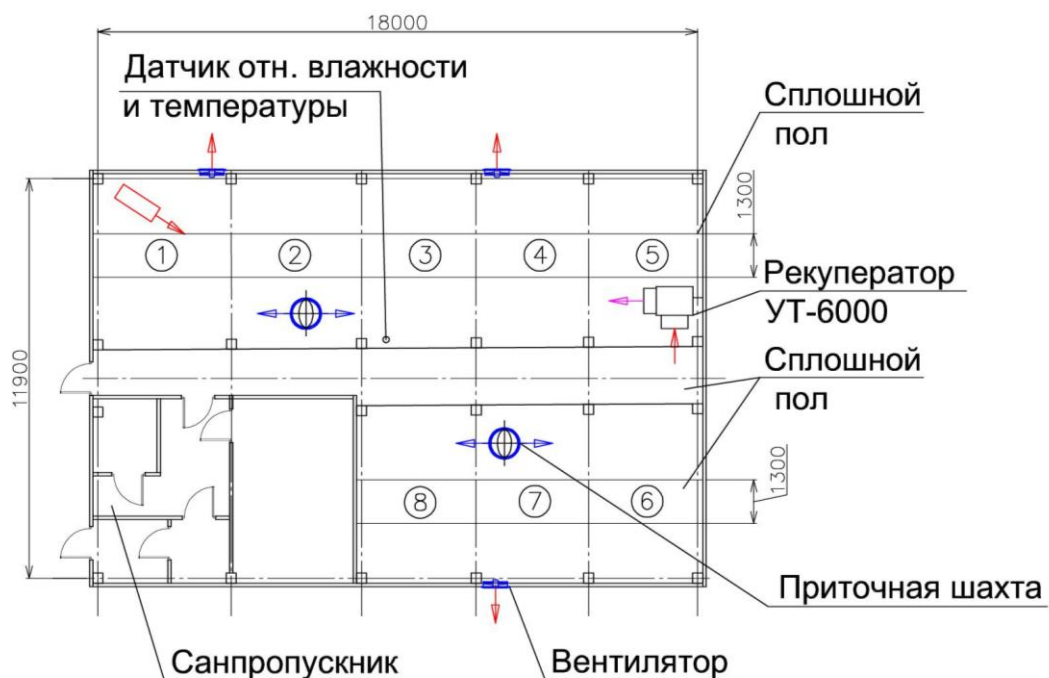


Рисунок 4.1 – Схема расстановки вентиляционного оборудования, датчиков контроля параметров микроклимата и размещения сплошного пола в здании карантина, цифры – точки замеров параметров микроклимата в зоне обитания животных

Работа вентиляционной системы разделена на вентиляцию в летний и вентиляцию в зимний периоды.

Работа вентиляционной системы в летний период. Величина воздухообмена регулируется по избыткам теплоты. Температура контролируется по датчику температуры. Приток воздуха через шахты, вытяжка через стеновые вентиляторы и вытяжной канал рекуператора. Приточный вентилятор рекуператора в летний период не работает.

Работа вентиляционной системы в зимний период. Величина воздухообмена регулируется по избыткам влаги. Параметры микроклимата контролируется по датчику относительной влажности и температуры. Приток воздуха осуществляется преимущественно через рекуператор и, если необходимо, через приточные шахты. Вытяжка воздуха через рекуператор. Стеновые вентиляторы работают от частотного регулятора частоты вращения в режиме подвижной заслонки. В случае необходимости, вентиляторы увеличивают воздухообмен.

Конструкция и порядок работы рекуператора. Теплообменный модуль выполнен из сотового поликарбоната, вытяжной канал имеет вертикальное расположение рис. 4.2. Стенка теплообмена разделяющая потоки выполнена из поликарбоната. Конденсат образующейся в вытяжном канале под действием гравитационных сил стремится в низ, собирается в поддоне и отводится в навозный канал.

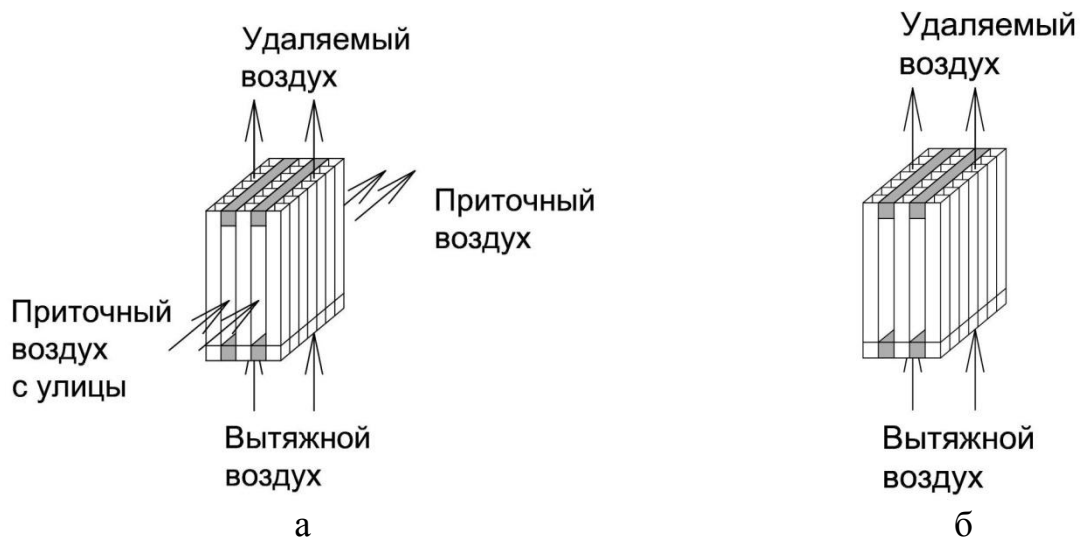


Рисунок 4.2 – Принципиальная схема работы теплообменного модуля воздух-воздух

где а – работа в режиме «рекуперация»; б – работа в режиме «регенерация»

Работа рекуператора в режиме «рекуперация» до начала обмерзания вытяжного канала. Вытяжной воздух проходит через теплообменный модуль,

нагревая приточный воздух через стенку теплообмена. Одновременно, вытяжной воздух осушается, так как охлаждается до температуры точки росы и частично очищается от взвешенных частиц, которые остаются на теплообменной поверхности вытяжного канала. Образующийся конденсат, в вытяжном канале, стекает в поддон и далее отводится в навозный канал. После теплообменного модуля часть воздуха выбрасывается на улицу, а часть воздуха через окно рециркуляции, поступает обратно в помещение рис. 4.2, а.

При снижении наружной температуры воздуха до значений, когда в вытяжном канале начнёт образовываться иней, рекуператор начинает работать в циклическом режиме «рекуперация - регенерация».

При работе рекуператора в режиме «регенерация» вытяжной вентилятор работает с максимальной производительностью, приточный вентилятор не работает и воздух в помещение по приточному каналу принудительно не поступает. Одновременно с этим, часть воздуха, прошедшая по вытяжному каналу, возвращается обратно в помещение через окно рециркуляции, за счёт разряжения в помещении. Этот воздух проходя через вытяжной, обледеневший канал охлаждается до точки росы, тем самым осушается и, далее, возвращается обратно в помещение рис. 4.2, б. Иней в вытяжном канале, на режиме «регенерация», тает, и вода, образовавшаяся от инея, полностью высыхает. После высыхания всей влаги, в вытяжном канале, рекуператор переходит на режим работы «рекуперация».

Раз в сутки автоматически включается режим промывки рекуператора. Над вытяжным каналом, сверху, через форсунки низкого давления, подаётся вода. Вода стекает через вытяжной канал, собирается в поддон и отводится через трубу для слива конденсата в навозный канал. В момент промывки, чтобы вода не вылетала с потоком рециркуляционного воздуха в секцию, чтобы вода не попала на животных и не происходило обледенение вытяжного канала, предусмотрено отключение приточного и вытяжного вентиляторов рис. 4.3, в.

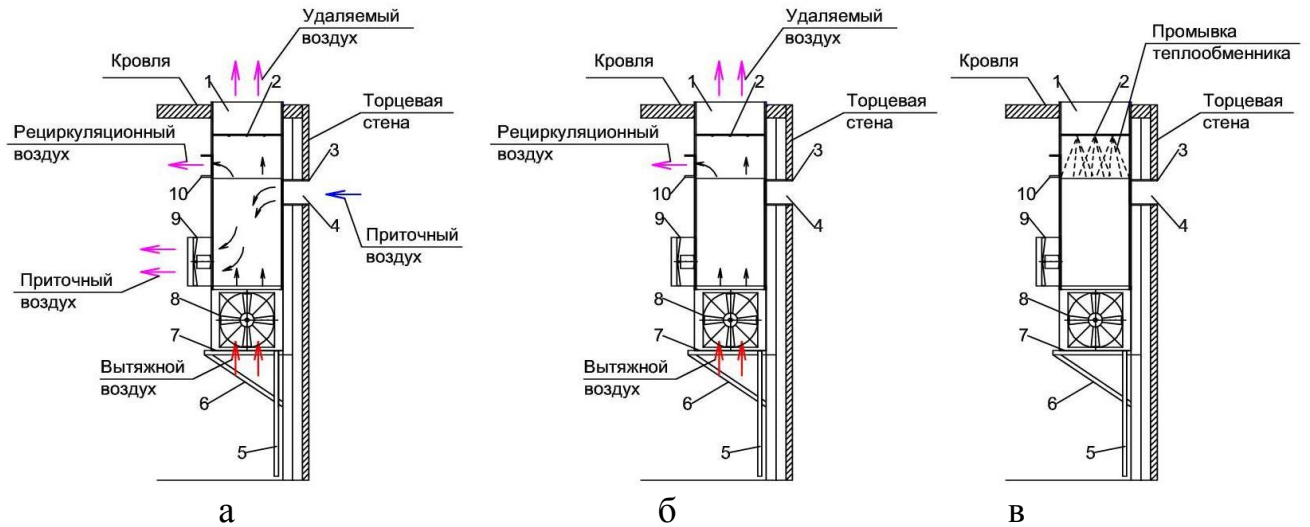


Рисунок 4.3 – Рекуператор

где а – режим «рекуперация»; б – режим «регенерация»; в – режим промывки; 1 – вытяжной воздуховод; 2 – трубопровод с форсунками для промывки; 3 – окно в торцевой стене; 4 – приточный воздуховод; 5 – стальная труба для слива конденсата; 6 – опора энергосберегающей установки; 7 – поддон для сбора конденсата; 8 – вытяжной вентилятор; 9 – приточный вентилятор; 10 - окно рециркуляции;

На рис. 4.4 приведен рекуператора после монтажа и в процессе эксплуатации. На приточном вентиляторе и на окне рециркуляции смонтированы направляющие для воздуха.



а



б

Рисунок 4.4 – Фото рекуператора

где а – рекуператор после монтажа; б – рекуператор в процессе эксплуатации;

Измерения параметров микроклимата проводились термогигрометром Testo-425 и газоанализатором ПГА-200, рис. 4.5. Характеристики приборов представлены в таб. 4.2-4.4.



Рисунок 4.5 – Общий вид измерительных приборов:
где а – термогигрометр Testo-425; б – газоанализатор ПГА-200

Таблица 4.2 – Техническая характеристика термогигрометра Testo-425

Измерение температуры (сенсор NTC)	
Диапазон измерений	-20 ... +70 °С
Погрешность	±0,5 °С (0 ... +60 °С)
	±0,7 °С (в ост. диапазоне)
Разрешение	0,1 °С
Измерение скорости (термоанемометр)	
Диапазон измерений	0 ... +20 м/с
Погрешность	±(0,03 м/с + 5 % от изм. знач.)
Разрешение	0,01

Таблица 4.3 – Техническая характеристика газоанализатора ПГА-200

Характеристики	Значения
Диапазон рабочих температур, °С	от -20 до +40
Время измерения ПГА-200, с,	не более:
- для оптического датчика	30
- для электрохимического датчика	60
Время непрерывной работы, ч	не менее 20
Способ отбора пробы	диффузионный
Питание	2 аккумулятора типа АА-1700
Индикация разряда аккумулятора.	да
Габаритные размеры, мм	160×80×30
Масса, кг	0,3

Таблица 4.4 – Характеристика датчиков газоанализатора ПГА-200

Газ	Тип датчика	Диапазон измер. об. д., %	Ед. изм. мг/м ³	Погрешность
CO ₂	оптический	0 - 5,0	-	±(0,10+0,04Сх) об.д., %
H ₂ S	электрохим.	(0 - 7) ppm	0 - 10	± 2,5 мг/м ³
	электрохим.	(7 - 32) ppm	10-45	±25%
NH ₃	оптический	(0 - 7) ppm	0 - 10	± 2,5 мг/м ³
	оптический	(7 - 32) ppm	10-45	±10%

Измерения проводились в соответствии с «СТО АИСТ 31.2–2007 Испытания сельхозтехники. Комплекты оборудования для создания микроклимата в животноводческих и птицеводческих помещениях. Методы оценки функциональных показателей». Замеры микроклимата проводились в точках, указанных на рисунке 4.1, на высоте 600 мм от уровня пола в зоне обитания животных, в соответствии с рекомендациями РД АПК 1.10.02.04-12.

4.2. Результаты испытаний рекуператора

В процессе испытаний рекуператора проверялось соответствие расчётных показателей и фактически полученных результатов. Замеры можно условно разделить на 3 температурных группы по наружной температуре, что будет соответствовать режимам работы рекуператора:

1-я температурная группа от + 10,2 °С и выше, что соответствует режиму «сухой» работы рекуператора;

2-я температурная группа от -16,4 до +10,2 °С, что соответствует режиму работы рекуператора «с образованием конденсата»;

3-я температурная группа ниже -16,4 °С, что соответствует режиму работы рекуператора «с образованием инея».

В результате замеров в первой и во второй температурных группах получены данные температуры приточного воздуха, которые приведённые на

рис. 4.6. По усреднённым значениям экспериментальных данных построена зависимость.

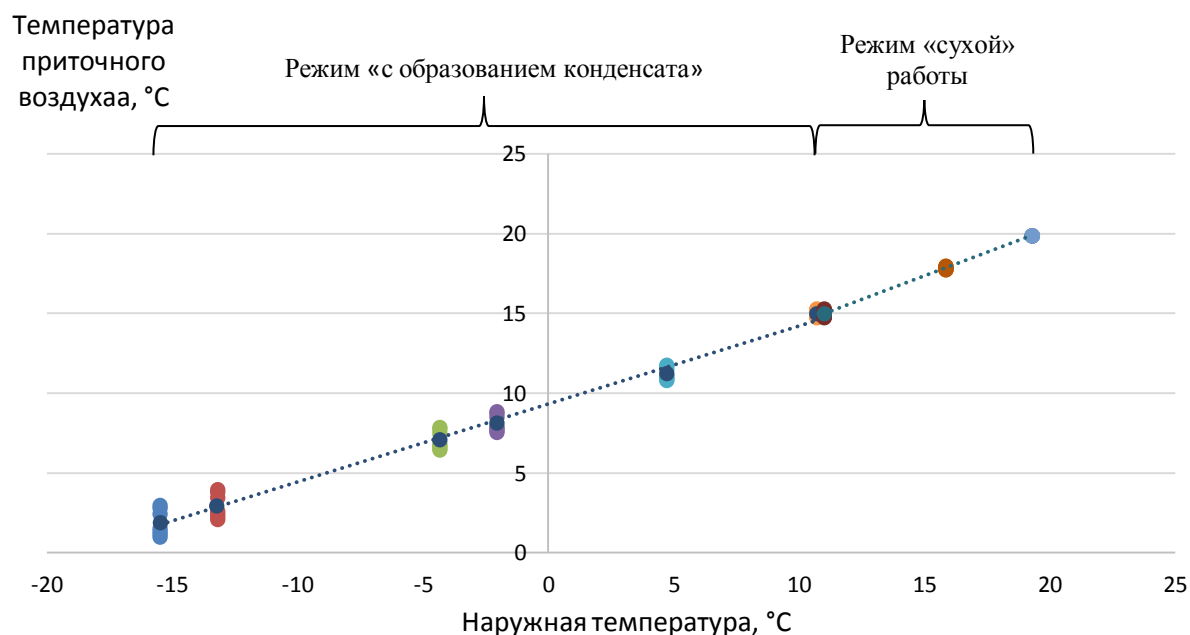


Рисунок 4.6 – Экспериментальные данные температуры приточного воздуха в зависимости от наружной температуры

Как видно из рис. 4.6, зависимость температуры приточного воздуха от наружной температуры может быть аппроксимирована линейной зависимостью. При наружной температуре $+10,2$ °C наблюдается изменение угла наклона зависимости. С уменьшением наружной температуры наблюдается увеличение разброса экспериментальных значений. При этом, при наружной температуре $-15,5$ °C не наблюдалось обмерзания вытяжного канала рекуператора.

Полученные экспериментальные данные представленные на рис. 4.6 были сопоставлены с результатами расчёта и представлены на рис. 4.7.

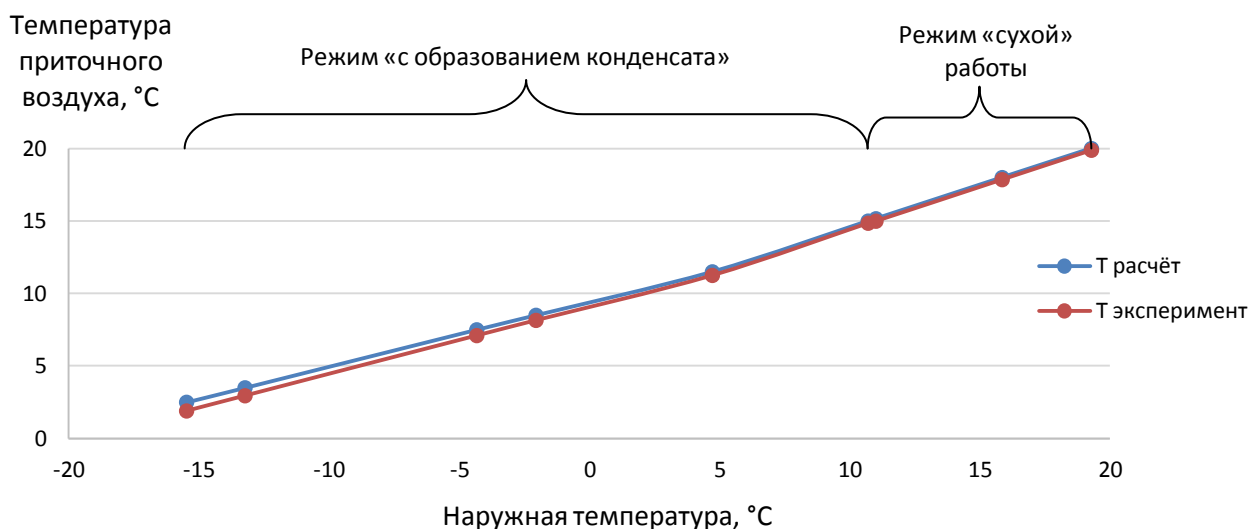


Рисунок 4.7 – Сопоставление расчётных и экспериментальных данных температуры приточного воздуха в зависимости от наружной температуры

Как видно из рис. 4.7 усреднённые экспериментальные значения приточного воздуха меньше расчётных значений. Причём, чем ниже наружная температура, тем больше разница расчётных и экспериментальных значений.

На режиме «сухой» работы, при наружной температуре $+10,2\text{ °C}$ расхождение расчётных и экспериментальных данных составило $0,1\text{ °C}$ (температура притока расчётная $14,9\text{ °C}$, температура притока экспериментальная 15 °C).

На режиме работы «с образованием конденсата», при наружной температуре $-15,5\text{ °C}$ расхождение расчётных и экспериментальных данных составило $0,6\text{ °C}$ (температура притока расчётная $-2,5\text{ °C}$, температура притока экспериментальная $-1,9\text{ °C}$).

Температурные зоны соответствующие режимам работы рекуператора совпадают для расчётных и экспериментальных значений. Смена режима работы рекуператора с режима «сухой» работы на режим «с образованием конденсата» происходит при $+10,2\text{ °C}$.

Испытания в 3-й температурной зоне при работе рекуператора на режиме «с образованием инея» проводились при температурах: $-18, -20, -22$ и -25 °C .

На рис. 4.8 показаны трубки вытяжного канала на выходе из рекуператора. Снимок сделан при испытании рекуператора при наружной температуре - 20 °С.



Рисунок 4.8 - Образование инея в вытяжном канале рекуператора на стенке теплообмена, наружная температура - 20 °С

Как видно из рис. 4.8, иней в трубке растёт преимущественно на стенке, которая контактирует с приточным каналом.

Результаты испытаний при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 18 °С приведены на рис. 4.9.

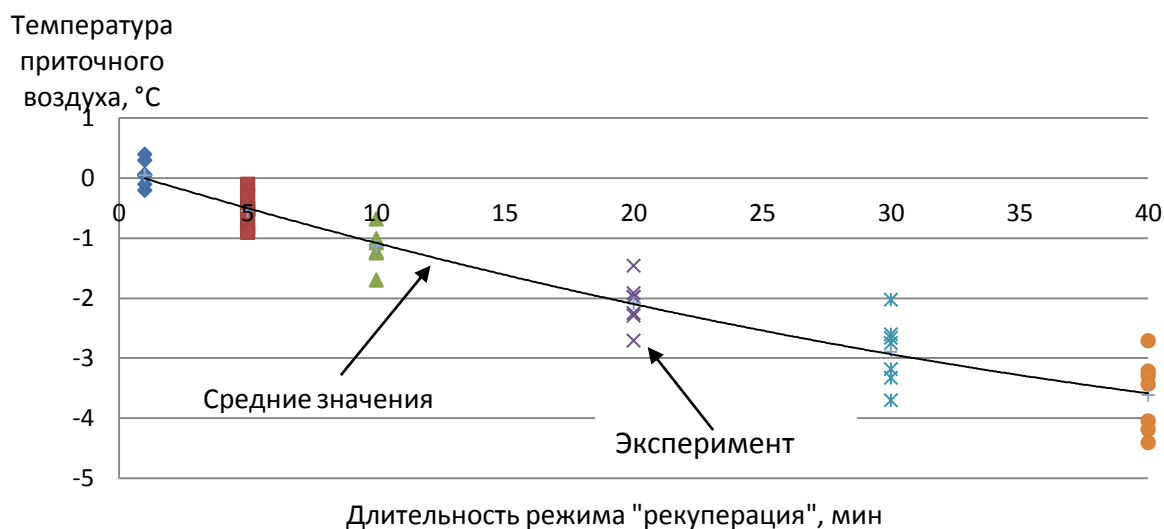


Рисунок 4.9 – Экспериментальные данные температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре -18 °C

Как видно из рис. 4.9 средняя температура приточного воздуха меняется от 0,1 °C до -3,6 °C при работе на режиме «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно. Максимальный разброс экспериментальных значений от среднего значения приточного воздуха при длительности режима «рекуперация» 40 мин составил 1,7 °C.

Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха при наружной температуре -18 °C представлено на рис. 4.10.

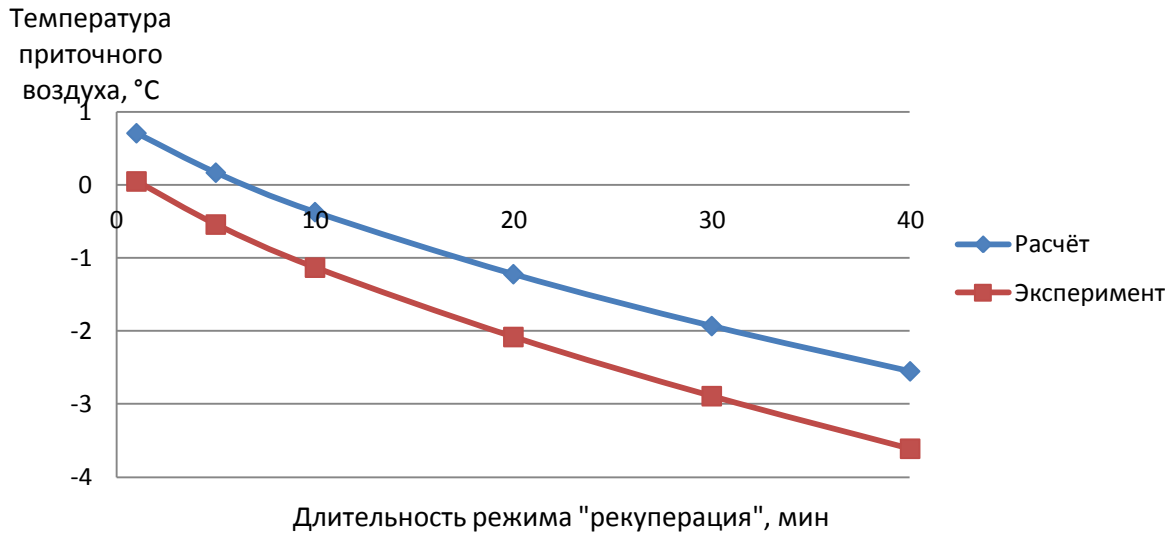


Рисунок 4.10 – Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 18 °С

Как видно из рис. 4.10, кривые изменения расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха имеют идентичный характер изменения и различия между ними составляют от 0,7 °С до 1,1 °С при длительности режима «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно.

Максимальный разброс экспериментальных данных при наружной температуре - 18 °С составляет 1,7 °С, а максимальное различие экспериментальных от расчётных данных составляет 1,1 °С. Т.е. отклонение расчётных результатов от экспериментальных меньше чем разброс экспериментальных данных.

Результаты испытаний при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 20 °С приведены на рис. 4.11.

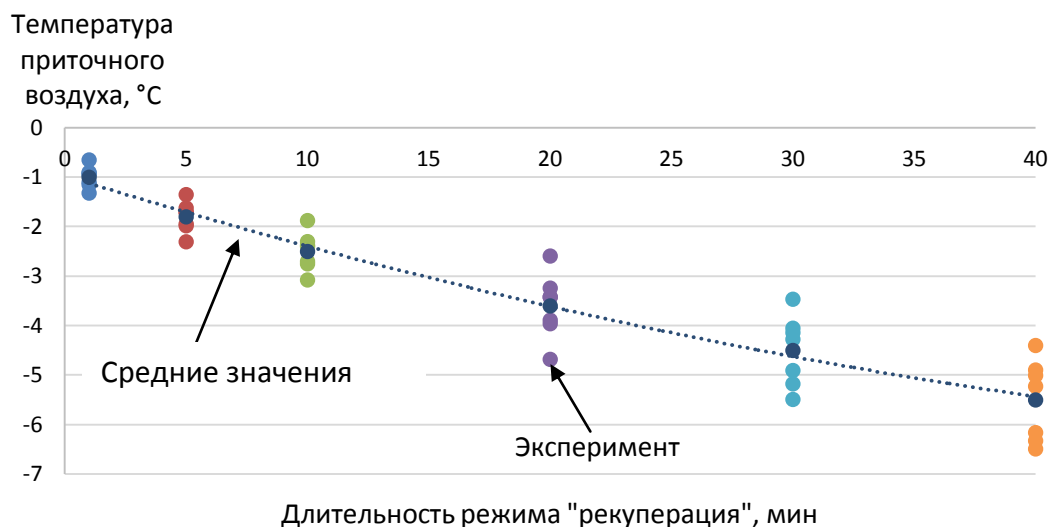


Рисунок 4.11 – Экспериментальные данные температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 20 °C

Как видно из рис. 4.11, средняя температура приточного воздуха меняется от -1 °C до -5,5 °C при работе на режиме «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно. Максимальный разброс экспериментальных значений от среднего значения приточного воздуха при длительности режима «рекуперация» 40 мин составил 2,1 °C.

Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха при наружной температуре -20 °C представлено на рис. 4.12.

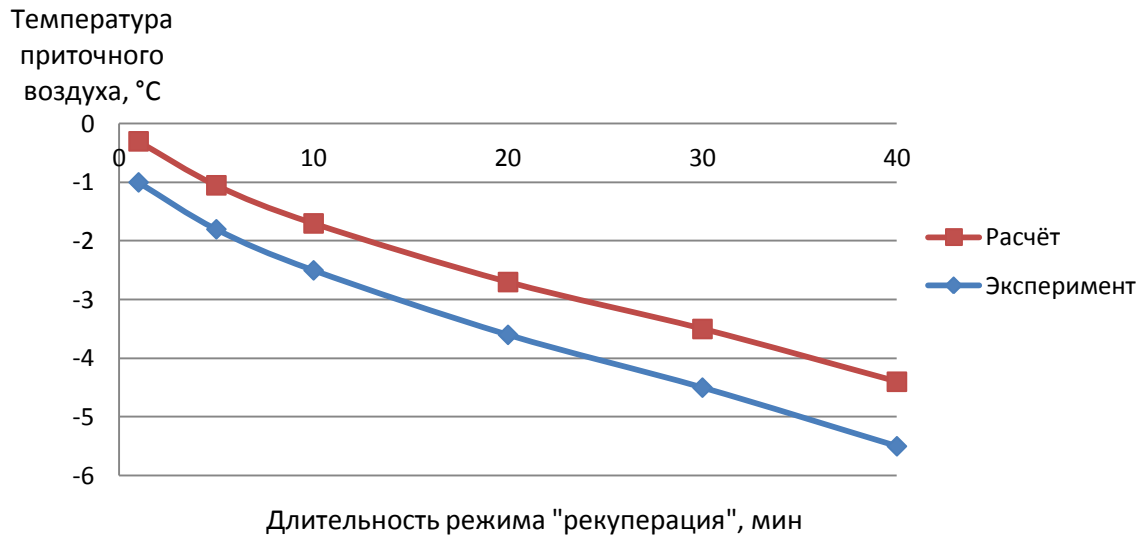


Рисунок 4.12 – Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 20 °С

Как видно из рис. 4.12, кривые изменения расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха имеют идентичный характер изменения и различия между ними составляют от 0,7 °С до 1,1 °С при длительности режима «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно.

Максимальный разброс экспериментальных данных при наружной температуре - 20 °С составляет 2,1 °С, а максимальное различие экспериментальных от расчётных данных составляет 1,1 °С. Т.е. отклонение расчётных результатов от экспериментальных меньше чем разброс экспериментальных данных.

Результаты испытаний при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 22 °С приведены на рис. 4.13.

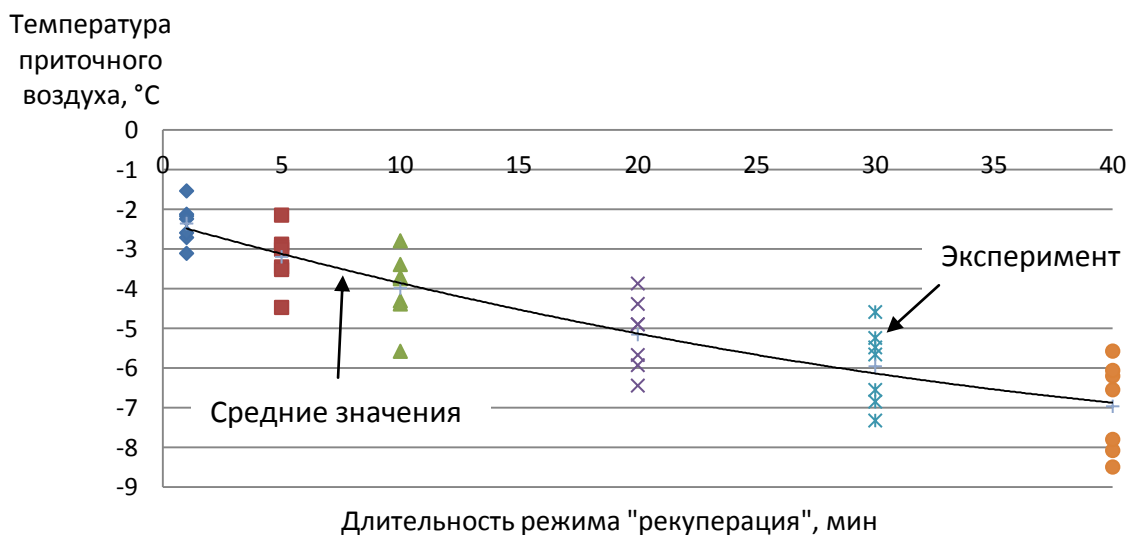


Рисунок 4.13 – Экспериментальные данные температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно из рис. 4.13, средняя температура приточного воздуха меняется от $-2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ при работе на режиме «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно. Максимальный разброс экспериментальных значений от среднего значения приточного воздуха при длительности режима «рекуперация» 40 мин составил $2,9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха при наружной температуре $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$ представлено на рис. 4.14.

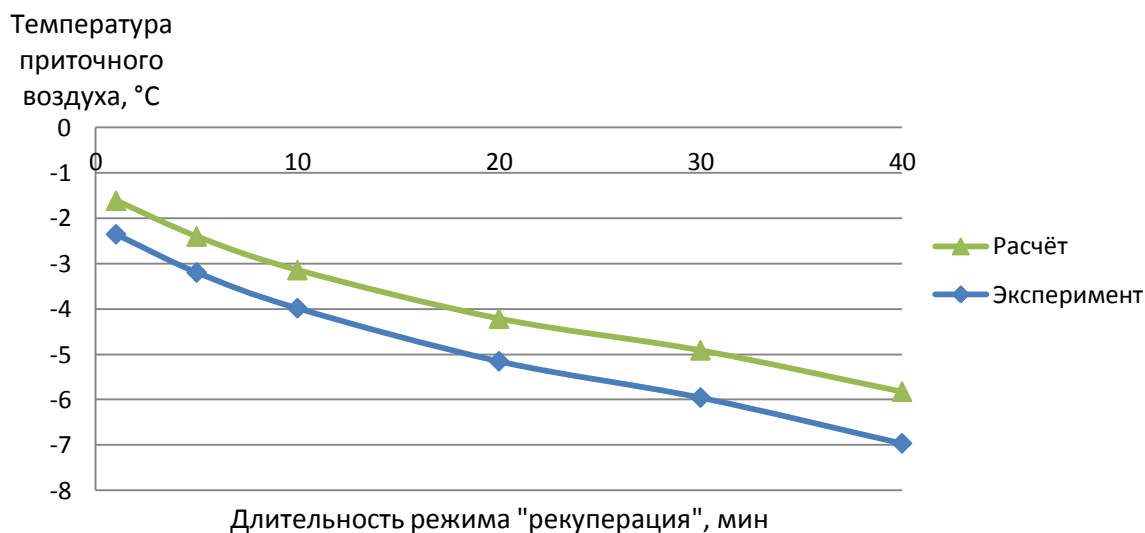


Рисунок 4.14 – Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 22 °C

Как видно из рис. 4.14, кривые изменения расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха имеют идентичный характер изменения и различия между ними составляют от 0,7 °C до 1,1 °C при длительности режима «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно.

Максимальный разброс экспериментальных данных при наружной температуре - 22 °C составляет 2,9 °C, а максимальное различие экспериментальных от расчётных данных составляет 1,1 °C. Т.е. отклонение расчётных результатов от экспериментальных меньше чем разброс экспериментальных данных.

Результаты испытаний при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 25 °C приведены на рис. 4.15.

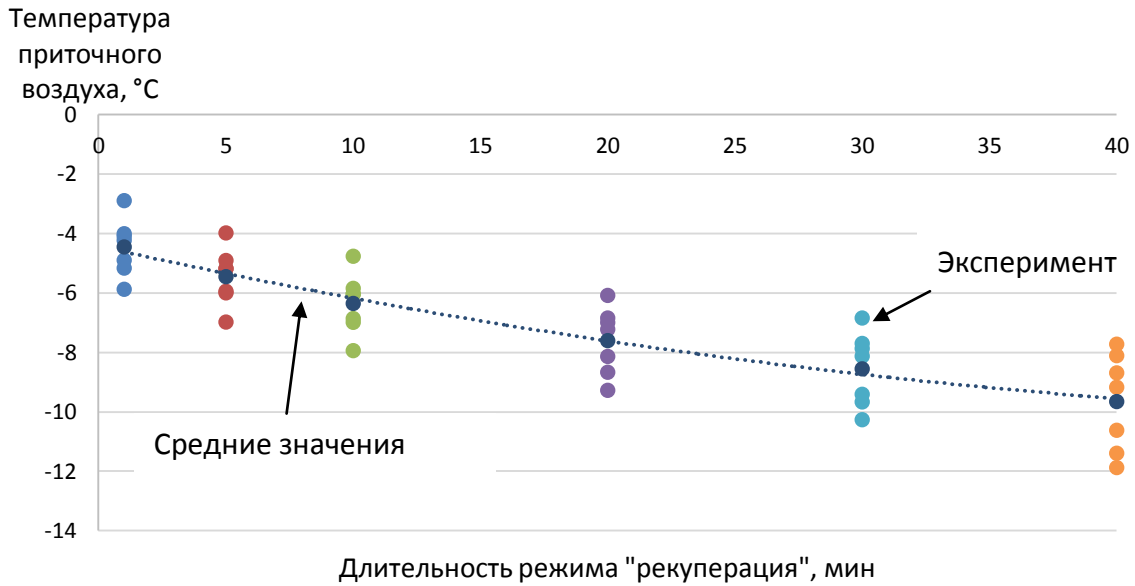


Рисунок 4.15 – Экспериментальные данные температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 25 °С

Как видно из рис. 4.15, средняя температура приточного воздуха меняется от -4,5 °С до -9,7 °С при работе на режиме «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно. Максимальный разброс экспериментальных значений от среднего значения приточного воздуха при длительности режима «рекуперация» 40 мин составил 4,2 °С.

Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха при наружной температуре -25 °С представлено на рис. 4.16.

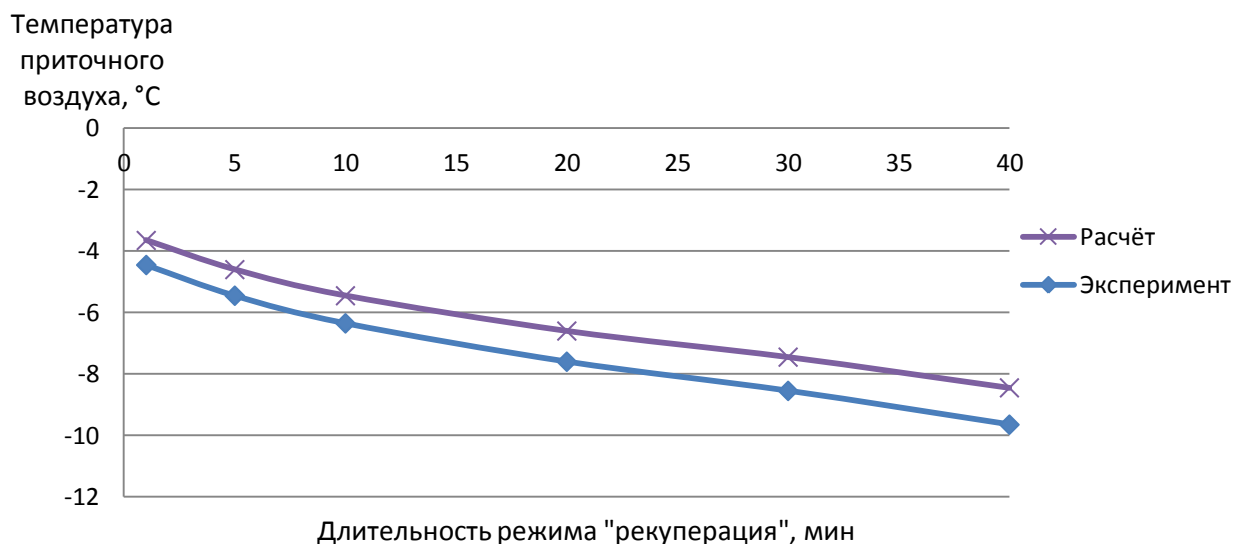


Рисунок 4.16 – Сопоставление расчётных и экспериментальных значений температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» при наружной температуре - 25 °C

Как видно из рис. 4.16, кривые изменения расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха имеют идентичный характер изменения и различия между ними составляют от 0,8 °C до 1,2 °C при длительности режима «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно.

Максимальный разброс экспериментальных данных при наружной температуре -25 °C составляет 4,2 °C, а максимальное различие экспериментальных от расчётных данных составляет 1,2 °C. Т.е. отклонение расчётных результатов от экспериментальных меньше чем разброс экспериментальных данных.

Как видно из рис. 4.9, 4.11, 4.13, 4.15, максимальное отклонение экспериментальных от расчётных значений приточного воздуха при длительности режима «рекуперация» 40 мин составляет от 1,1 °C до 1,2 °C для наружных температур от -25 °C до -18 °C соответственно.

Анализируя динамику изменения расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха для наружных температур от $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ приведённые на рис. 4.10, 4.12, 4.14, 4.16, можно сделать вывод, что разница расчётных и экспериментальных значений температур приточного воздуха меняется от $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ при длительности режима «рекуперация» от 1 до 40 мин соответственно, для всего экспериментально исследуемого диапазона наружных температур.

Функции изменения экспериментальных средних значений температуры приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» в диапазоне наружных температур от $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ представлены на рис. 4.17.

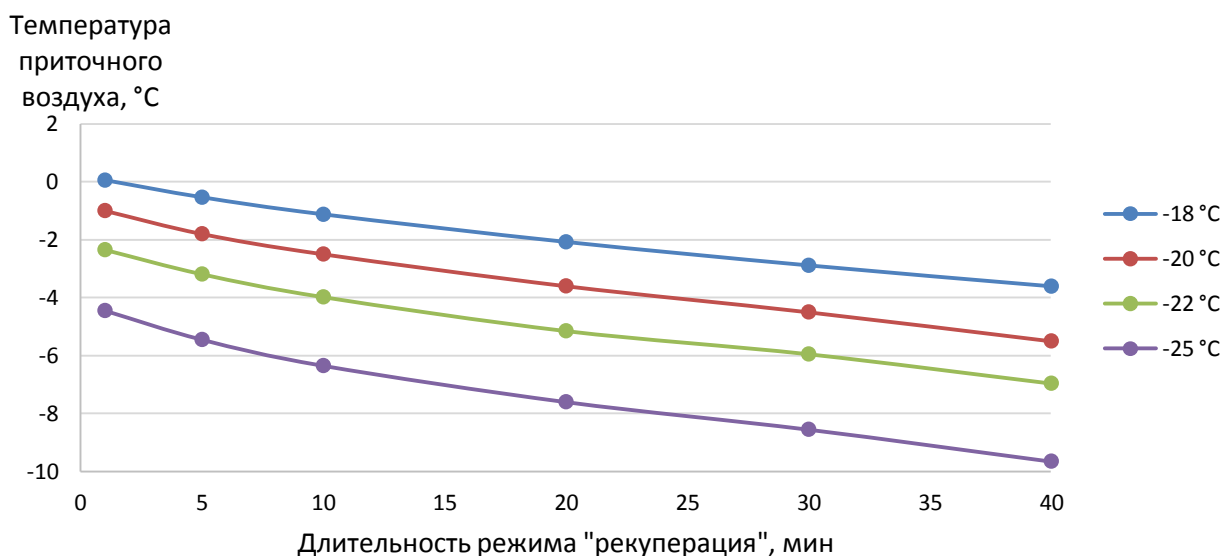


Рисунок 4.17 – Изменения экспериментальных значений средних температур приточного воздуха в зависимости от длительности режима «рекуперация» при работе рекуператора в циклическом режиме «рекуперация – регенерация» в диапазоне наружных температур от $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно из рис 4.17, при уменьшении наружной температуры пропорционально снижается температура приточного воздуха с ростом длительности режима рекуперации. Характер изменения кривых, для различных

наружных температур, идентичен. С ростом длительности режима рекуперации температура приточного воздуха монотонно снижается. При наружной температуре $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, при изменении длительности от 1 до 40 мин, снижение составляет $3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, при $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ снижение составляет $5,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Изменение производительности вытяжного канала при наружной температуре $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ в зависимости от длительности работы на режиме «рекуперация» представлена на рис. 4.18.

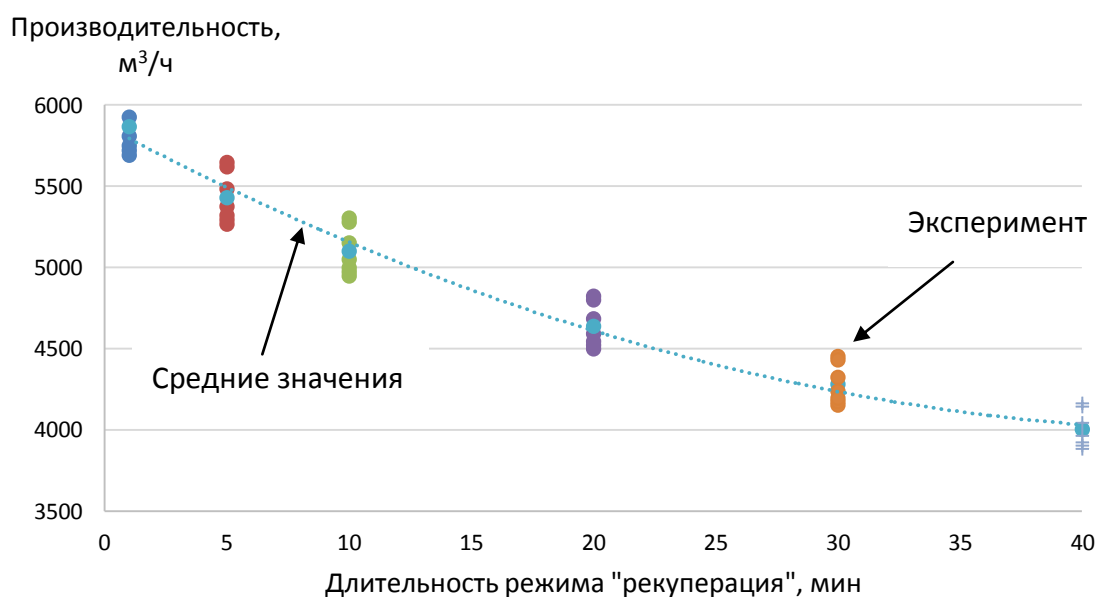


Рисунок 4.18 – Экспериментальные данные значения производительности вытяжного канала при работе на режиме «рекуперация» при наружной температуре $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно из рис. 4,18, что при увеличении экспериментальных данных увеличивается достоверность полученных результатов. Средние значения полученных экспериментальных данных близки к теоретическим.

Изменение производительности вытяжного канала при наружной температуре $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ в зависимости от длительности работы на режиме «рекуперация» представлена на рис. 4.19.

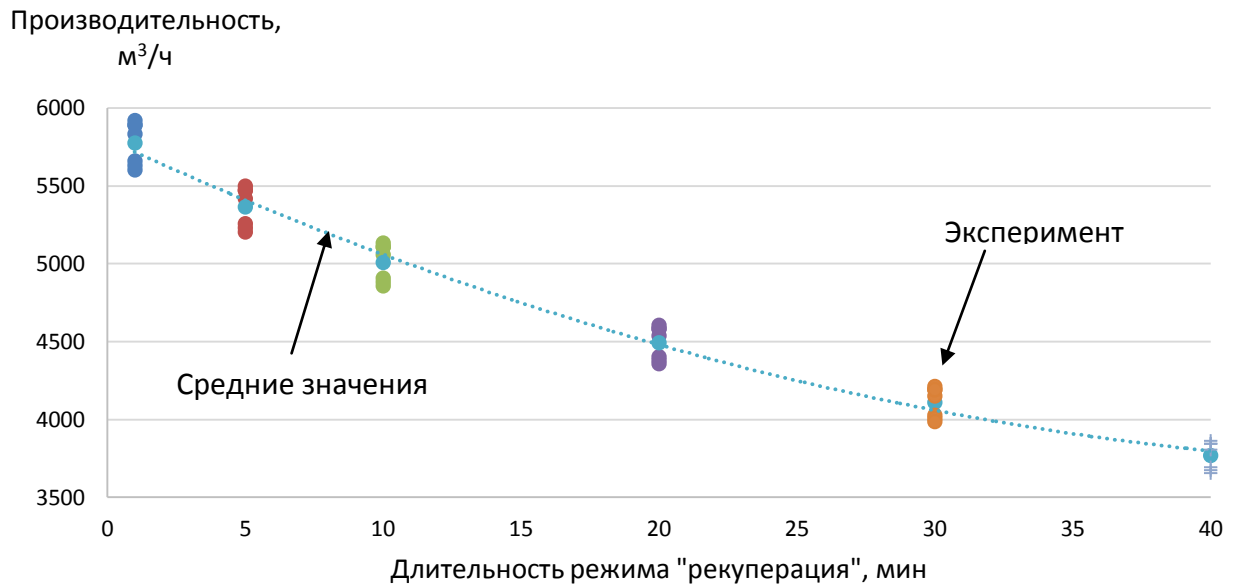


Рисунок 4.19 – Экспериментальные данные значения производительности вытяжного канала при работе на режиме «рекуперация» при наружной температуре $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно из рис. 4.19, при увеличении экспериментальных данных увеличивается достоверность полученных результатов. Средние значения полученных экспериментальных данных близки к теоретическим.

Значение производительности вытяжного канала рекуператора при циклической работе рекуператора, при времени работы рекуператора на режиме «рекуперация» 5 мин, представлена на рис. 4.20.

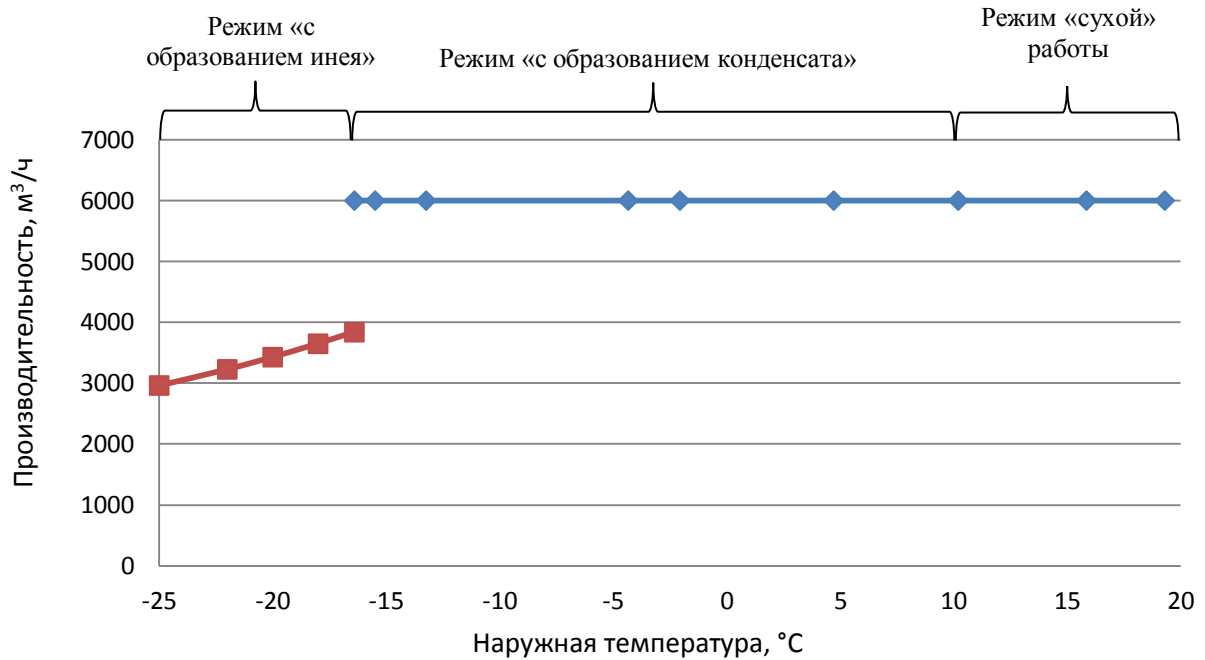


Рисунок 4.20 – Производительность вытяжного канала рекуператора в зависимости от наружной температуры, условия: $\tau_{рек} = 5$ мин

Как видно из рис. 4.20, производительность вытяжного канала до начала обмерзания канала не меняется, т.е. при наружной температуре от 20 °C до -16,4 °C производительность составляет 6000 м³/ч. При уменьшении наружной температуры ниже -16,4 °C вытяжной канал обмерзает, рекуператор начинает работать в циклическом режиме и производительность вытяжного канала с уменьшением наружной температуры снижается.

Производительность вытяжного канала рекуператора в диапазоне наружных температур от -16,4 °C до -25 °C может быть описана уравнением:

$$W = 2,4288 \cdot t_n^2 + 202,33 \cdot t_n + 6504, \quad (4.1)$$

где W – производительность вытяжного канала рекуператора, м³/ч; t_n – наружная температура, °C.

4.3. Микроклимат в помещении при работе рекуператора

Результаты замеров параметров микроклимата при работе рекуператора для летнего, переходного и зимнего периода сведены в таб. 4.5 и 4.6. Замеры делались в клетках с животными в соответствии с номерами указанными на рис. 4.1.

Таблица 4.5 – Параметры микроклимата при работе вентиляционного оборудования с рекуператором в летний и переходный период

	Летний период				Переходный период			
	Параметры наружного воздуха							
Наружная температура, °С	25				3			
Наружная относительная влажность, %	39				97			
Параметры воздуха помещения								
Точки замеров	t	φ	CO ₂	NH ₃	t	φ	CO ₂	NH ₃
	°С	%	%	мг/м ³	°С	%	%	мг/м ³
1	27,1	53,4	0,08	13,1	20,6	69,7	0,1	15
2	26,4	57,2	0,11	13,5	20,3	66,7	0,1	15,6
3	26,8	61,3	0,12	14	20,8	66	0,12	15,8
4	26,3	62,7	0,11	14,6	20,8	64,5	0,12	16,8
5	26,1	64,2	0,1	14,8	21,5	62	0,15	16,9
6	26,2	57,1	0,09	14,6	21	64,7	0,14	16,4
7	26,5	60,8	0,11	14,4	20,9	65,3	0,13	16,6
8	26,9	58,3	0,08	14,6	20,9	67,4	0,1	16,5
Среднее значение	26,5	59,4	0,1	14,2	20,9	65,8	0,12	16,5
Максимальное значение	27,1	64,2	0,12	14,8	21,5	69,7	0,15	16,9
Минимальное значение	26,1	53,4	0,08	13,1	20,3	62	0,1	15

Как видно из таб.4.5, что параметры микроклимата в зоне обитания животных имеют значения в диапазоне который рекомендован в РД АПК 1.10.02.04-12 за исключением параметров температуры в летний период.

Результаты замеров в летний период показали, что температура в зоне обитания животных была на 1,1-2,1 °С выше, чем наружная температура и

составляла от 26,1 °С до 27,1°С. Относительная влажность в помещении составила 53,4-64,2 %, содержание углекислого газа 0,08-0,12 %, содержание аммиака 13,1-14,8 мг/м³.

В переходный период при наружной температуре 3 °С параметры микроклимата составили: температура воздуха помещения 20,9-21,5 °С, относительная влажность 62-69,7 %, содержание углекислого газа 0,1-0,15 %, содержание аммиака 15-16,9 мг/м³.

Таблица 4.6 – Параметры микроклимата при работе вентиляционного оборудования с рекуператором в зимний период

	Зимний период							
	Параметры наружного воздуха							
Наружная температура, °С	-12				-20			
Наружная относительная влажность, %	58				77			
Точки замеров	Параметры воздуха помещения							
	t °С	φ %	CO ₂ %	NH ₃ мг/м ³	t °С	φ %	CO ₂ %	NH ₃ мг/м ³
1	20,3	68,1	0,12	15,9	20,2	68,2	0,17	17,2
2	20,4	66,7	0,13	16,5	20,4	67,3	0,15	17,5
3	20,8	63,4	0,16	16,8	20,6	65,3	0,16	18,6
4	21	62,6	0,16	17,4	20,9	63,8	0,18	19
5	21,4	62,1	0,18	18,2	21,2	61,3	0,19	19,1
6	21,3	64,3	0,17	18	21,3	61,3	0,18	18,4
7	20,8	67,7	0,15	17,4	20,9	63,7	0,15	18,4
8	20,5	67,1	0,15	17,4	20,6	64,1	0,18	18,2
Среднее значение	20,8	65,3	0,15	17,2	20,8	64,4	0,17	18,3
Максимальное значение	21,4	68,1	0,18	18,2	21,3	68,2	0,19	19,1
Минимальное значение	20,3	62,1	0,12	15,9	20,2	61,3	0,15	17,2

Как видно из таб. 4.6, параметры микроклимата в зоне обитания животных имеют значения в диапазоне который рекомендован в РД АПК 1.10.02.04-12.

В зимний период параметры микроклимата составили:

- при наружной температуре $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура воздуха помещения $20,3\text{-}21,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $62,1\text{-}68,1\%$, содержание углекислого газа $0,12\text{-}0,18\%$, содержание аммиака $15,9\text{-}18,2\text{ мг/м}^3$;

- при наружной температуре $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура воздуха помещения $20,2\text{-}21,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $62,3\text{-}68,2\%$, содержание углекислого газа $0,15\text{-}0,19\%$, содержание аммиака $17,2\text{-}19,1\text{ мг/м}^3$.

4.3. Анализ результатов испытаний

На основе полученных экспериментальных данных определим коэффициент эффективности утилизации тепла для длительности режима рекуперации 5 мин. Сравнение расчётных данных и экспериментальных представлено на рис. 4.21.

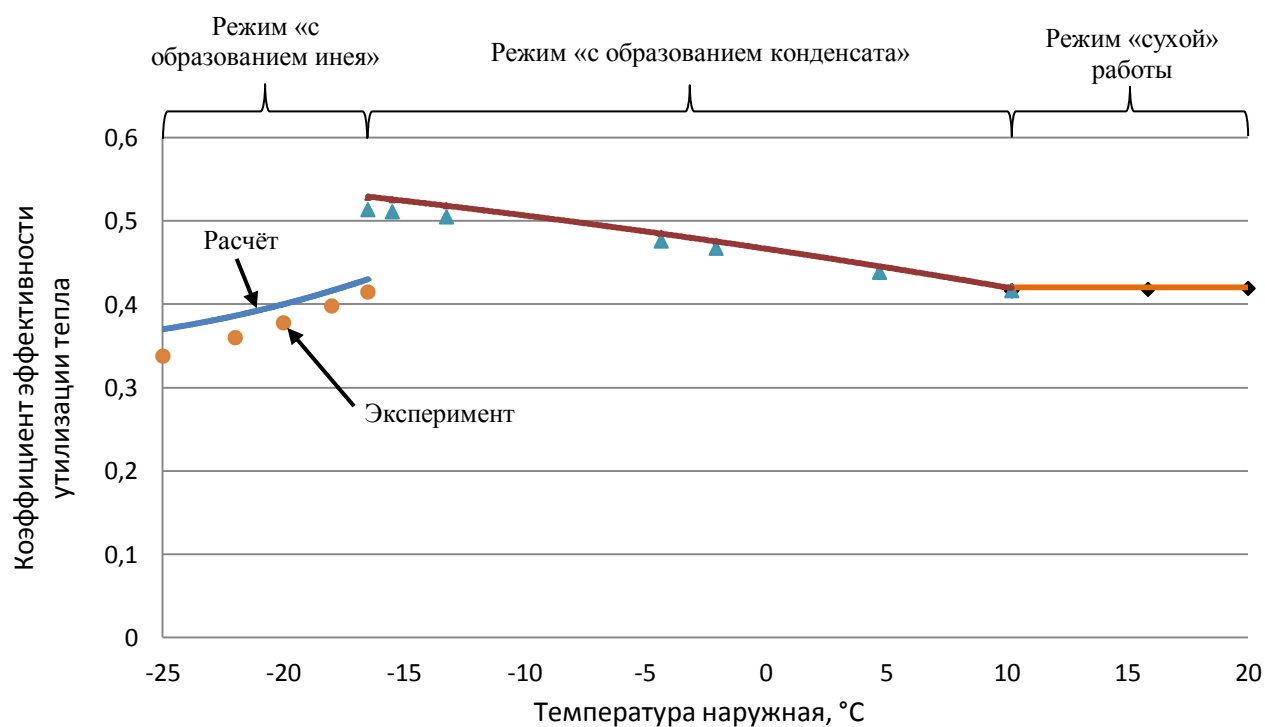


Рисунок 4.21 – Зависимость коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры: расчётные и экспериментальные значения, условия: $\tau_{\text{рек}} = 5\text{ мин}$

Как видно из рис. 4.21, значения коэффициента эффективности утилизации тепла во всём диапазоне наружных температур меньше, чем расчётные. При чём, уменьшение экспериментальных значений относительно расчётных наблюдается с уменьшением наружной температуры.

Зависимость экспериментальных значений коэффициента эффективности утилизации тепла от наружной температуры, в температурном диапазоне от -25 °С до $-16,4$ °С, может быть описана следующим уравнением:

$$k = 0,0003 \cdot t_n^2 + 0,0216 \cdot t_n + 0,6893, \quad (4.2)$$

где k - коэффициент эффективности утилизации тепла; t_n - наружная температура, °С.

Экспериментальные значения коэффициента эффективности утилизации тепла, в температурном диапазоне от -25 °С до $-16,4$ °С, изменяются в диапазоне от 0,34 до 0,42.

Зависимость экспериментальных значений коэффициента эффективности утилизации тепла от наружной температуры, в температурном диапазоне от $-16,4$ °С до $+10,2$ °С, может быть описана следующим уравнением:

$$k = -0,00004 \cdot t_n^2 + 0,0039 \cdot t_n + 0,4594, \quad (4.3)$$

где k - коэффициент эффективности утилизации тепла; t_n - наружная температура, °С.

Экспериментальные значения коэффициента эффективности утилизации тепла, в температурном диапазоне от $-16,4$ °С до $+10,2$ °С, изменяются в диапазоне от 0,51 до 0,42.

Зависимость экспериментальных значений коэффициента эффективности утилизации тепла от наружной температуры, в температурном диапазоне от $+10,2$ °С до $+20$ °С, может быть описана следующим уравнением:

$$k = 0,0003 \cdot t_n + 0,4193, \quad (4.4)$$

где k - коэффициент эффективности утилизации тепла; t_n - наружная температура, °С.

Экспериментальные значения коэффициента эффективности утилизации тепла, в температурном диапазоне от +10,2 °С до +20 °С, составляют 0,42.

4.4. Оценка экономии тепла при использовании рекуператора в системе вентиляции

Оценка экономии тепла системы вентиляции с использованием рекуператора проводилась на основе методики описанной в источниках [30-32]. Средние значения продолжительности температуры воздуха для расчётного региона, были взяты из «Строительная климатология: Справочное пособие к СНиП 23-01-99» [69]. На основании этой методики был сделан расчёт тепловлажностного баланса помещения карантина и определена максимальная потребности в тепле и потребность в тепле за отопительный период, таб. 1. Значения коэффициента эффективности утилизации тепла и производительности рекуператора были взяты на основе экспериментальных данных.

Таблица – 4.7 Потребность в тепле в помещении карантина

Оснащённость системы отопления и вентиляции	Максимальный теплодефицит помещения	Годовая потребность в тепле	Экономия тепла за отопительный период
	кВт	кВт·ч/год	%
Без рекуператора	43,6	3 659 841,2	-
С рекуператором	29,2	411 058,1	88,8

Как видно из таб. 4.7, максимальный теплодефицит помещения карантина с использованием рекуператора и без использования рекуператора отличается на 14,4 кВт. Расчётная годовая потребность в тепле помещения карантина с использованием рекуператора и без использования рекуператора отличается на

3 248 783,1 кВт·ч, что составит годовую экономию тепла при использовании рекуператора 88,8 %.

Графическое отображение годовой потребности в тепле помещением карантина в зависимости от наружной температуры представлена на рис. 4.22.

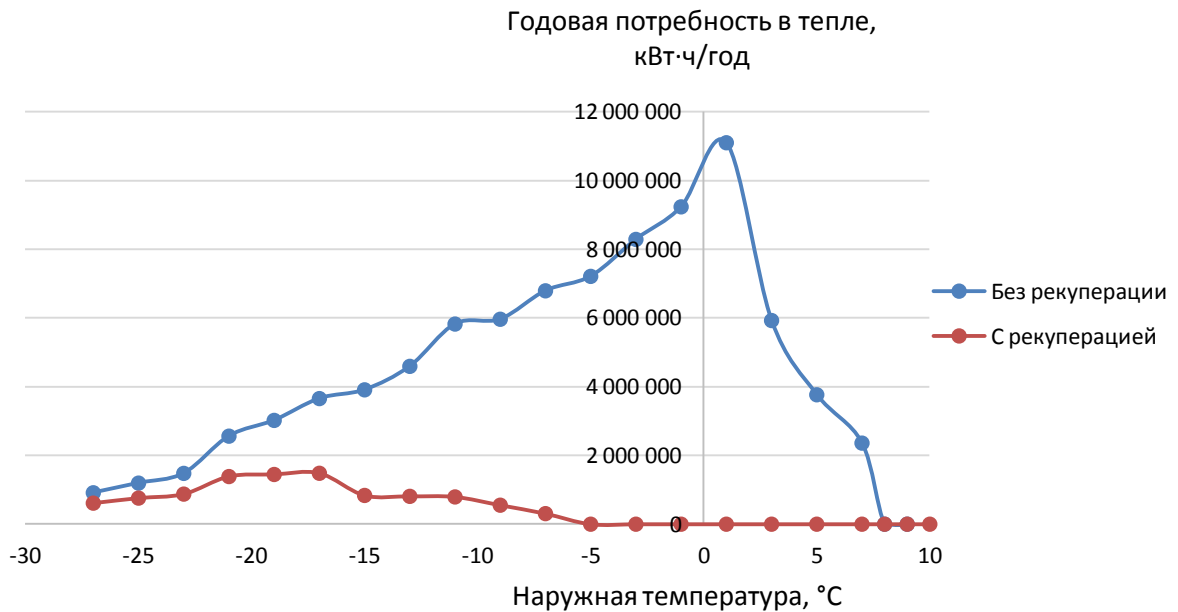


Рисунок 4.22 - Годовая потребность в тепле в помещении карантина в зависимости от наружной температуры

Как видно из рис. 4.22, потребность в дополнительном тепле при работе системы вентиляции с рекуператором возникнет при наружной температуре ниже $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. При наружной температуре выше $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, тепла возвращаемого рекуператором будет хватать для отопления помещения. При температуре ниже $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ рекуператор начнёт работать в циклическом режиме, что скажется на коэффициенте эффективности утилизации тепла, он снизится и возрастёт потребность в дополнительном тепле от теплогенератора.

4.5. Рекомендации по конструированию и проектированию рекуператора работающего в условиях отрицательных температур

I. Конструктивные особенности рекуператора.

Для обеспечения бесперебойной работы рекуператора с регенерацией вытяжного канала с максимальной эффективностью работающего при наружных температурах ниже - 16 °С, у рекуператора должны быть реализованы следующие конструктивные особенности:

- должна быть реализована функция регенерации вытяжного канала для удаления образовавшегося инея;
- при более низкой наружной температуре регенерация должна производиться дольше, до полного освобождения вытяжного канала от инея и высушивания его;
- должна быть обеспечена регулярная промывка вытяжного канала рекуператора;
- должно быть предусмотрено осушение вытяжного канала рекуператора после процедуры промывки и на режиме регенерации. Продолжительность сушения вытяжного канала должно быть пропорциональна количеству влаги и инея которые образуются на режиме рекуперации, которые зависят от параметров наружного воздуха и воздуха помещения;
- при остановке приточного вентилятора должно быть исключено попадание воздуха из помещения в приточный канал рекуператора;
- рекуператор должен иметь возможность диагностики на замерзание конденсата и засорение вытяжного канала;
- должна быть исключена или минимизирована рециркуляция вытяжного воздуха, выброшенного рекуператором на улицу, в приточное окно рекуператора;

- в конструкции рекуператора желательно исключить подвижные элементы конструкции в местах встречи тёплого и холодного воздуха или они должны иметь защиту от обмерзания.

II. Выполнение гигиенических требований.

Для улучшения параметров микроклимата помещения и выполнения требований РД АПК 1.10.02.04-12, у рекуператора с регенерацией вытяжного канала должны быть реализованы следующие конструктивные особенности:

- теплообменный модуль рекуператора должен иметь утеплённый корпус настолько, чтобы на поверхности корпуса в помещении не образовывался конденсат;

- подача воздуха в помещение из приточного канала рекуператора должна быть организована так, чтобы воздух шёл не сразу в зону обитания животных, а предварительно перемешивался с воздухом помещения.

III. Обеспечение эффективности работы.

Для повышения эффективности работы рекуператора и обеспечения максимально высокого коэффициента утилизации тепла, работа рекуператора должна быть автоматизирована из условий выполнения следующих критериев:

- согласование наружной температуры с продолжительностью режима рекуперации и началом режима регенерации;

- сокращение времени простоя рекуператора при процедуре регенерации вытяжного канала;

- выбор оптимальной продолжительности процесса рекуперации до начала процесса регенерации из условия максимального возврата тепла рекуператором за цикл.

Выводы по главе 4

1. Проведены испытания рекуператора с системой регенерации вытяжного канала. Полученные экспериментальные данные значений температуры приточного воздуха, они имеют максимальное отклонение от расчётных:

- для режима «сухой» работы, для наружной температуры от $+10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$, отклонения до $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- для режима «с образованием конденсата», для наружной температуры от $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, отклонения до $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- для режима «с образованием инея», при длительности режима «рекуперация» 40 мин, отклонения составляет от $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. до $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ для наружных температур от $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответственно.

2. Подтверждены изменения производительности рекуператора по вытяжке, при работе в условиях образования инея, при наружных температурах ниже $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Получено уравнение описывающее изменение производительности рекуператора по вытяжке в зависимости от наружной температуре в диапазоне наружных температур от $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3. Параметры микроклимата в помещении, при работе системы вентиляции с рекуператором, составили значения рекомендованные в РД АПК 1.10.02.04-12:

- в переходный период при наружной температуре $3\text{ }^{\circ}\text{C}$: температура воздуха помещения $20,9-21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $62-69,7\text{ }%$, содержание углекислого газа $0,1-0,15\text{ }%$, содержание аммиака $15-16,9\text{ мг/м}^3$.

- в зимний период при наружной температуре $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$: температура воздуха помещения $20,3-21,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $62,1-68,1\text{ }%$, содержание углекислого газа $0,12-0,18\text{ }%$, содержание аммиака $15,9-18,2\text{ мг/м}^3$;

- в зимний период при наружной температуре $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$: температура воздуха помещения $20,2-21,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $62,3-68,2\text{ }%$, содержание углекислого газа $0,15-0,19\text{ }%$, содержание аммиака $17,2-19,1\text{ мг/м}^3$.

4. Определены функции изменения фактических значений коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры. Для всех режимов работы рекуператора следующие значения:

- режим «сухой» работы, для наружной температуры от $+10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 0,42;

- режим «с образованием конденсата», для наружной температуры от $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, от 0,51 до 0,42;

- режима «с образованием инея», для наружной температуры от $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, от 0,34 до 0,42.

5. Расчёт тепловлажностного баланса помещения карантина показал, что при использовании рекуператора:

- максимальная потребность в тепле будет меньше на 14,4 кВт и составит 29,2 кВт, против 43,6 кВт без использования рекуператора;

- расчётная годовая экономия газа при использовании рекуператора составит 3 248 783,1 кВт·ч, что будет соответствовать экономии газа до 88,8 %;

- при наружной температуре выше $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, тепла возвращаемого рекуператором будет хватать для отопления помещения карантина.

6. Даны рекомендации по конструированию и проектированию рекуператора с регенерацией вытяжного канала, которые позволяют обеспечить работу рекуператора в условиях отрицательных наружных температур.

8. Полученные подтверждённые результаты расчета могут быть положены в основу разработки алгоритма автоматического управления процессом регенерации рекуператора с учётом производительности рекуператора, величины наружной и внутренней температуры, частоты промывки рекуператора и др. влияющих факторов.

9. С учётом полученных результатов даны рекомендации по:

- конструктивным особенностям рекуператора;

- выполнению гигиенических требований;

- обеспечению эффективности работы рекуператора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена методика построения математической модели работы рекуператора в условиях обмерзания вытяжного канала и его регенерация.

2. Математическая модель рекуператора с регенерацией вытяжного канала позволяет:

- прогнозировать количество тепла возвращаемого в помещение при работе рекуператора и значения коэффициента эффективности утилизации тепла на всех режимах работы рекуператора;

- прогнозировать значение наружной температуры, при которой начнётся обмерзание вытяжного канала;

- прогнозировать значения приточного и вытяжного воздуха на выходе из рекуператора;

- прогнозировать количество образовавшегося инея в вытяжном канале и длительность режима регенерации рекуператора;

- прогнозировать производительность рекуператора по вытяжке при работе в условиях обмерзания вытяжного канала.

3. Полученные экспериментальные данные значений температуры приточного воздуха, они имеют максимальное отклонение от расчётных:

- режим «сухой» работы, для наружной температуры от +10,2 до +20 °С, до 0,3 °С;

- режим «с образованием конденсата», для наружной температуры от -16,4 °С до +10,2 °С, до 0,6 °С;

- режим «с образованием инея», при длительности режима «рекуперация» 40 мин, составляет от 1,1 °С. до 1,2 °С для наружных температур от -25 °С до -18 °С соответственно.

4. Определены функции изменения фактических значений коэффициента эффективности утилизации тепла в зависимости от наружной температуры. Для всех режимов работы рекуператора значения следующие:

- режим «сухой» работы, для наружной температуры от +10,2 до +20 °С, 0,42;

- режим «с образованием конденсата», для наружной температуры от -16,4 °С до +10,2 °С, от 0,51 до 0,42;

- режим «с образованием инея», для наружной температуры от -25 °С до -16,4 °С, от 0,34 до 0,42.

5. Расчёт тепловлажностного баланса помещения карантина показал, что при использовании рекуператора:

- максимальная потребность в тепле будет меньше на 14,4 кВт и составит 29,2 кВт, против 43,6 кВт без использования рекуператора;

- расчётная годовая экономия газа при использовании рекуператора составит 3 248 783,1 кВт·ч, что будет соответствовать экономии газа до 88,8 %;

- при наружной температуре выше -5 °С, тепла возвращаемого рекуператором будет хватать для отопления помещения карантина.

6. Полученные в работе результаты исследований могут являться основой для проектирования и создания рекуператоров, предназначенных для работы в условиях низких наружных температур.

7. Полученные в работе результаты исследований могут являться основой для разработки алгоритма автоматического управления процессом регенерации рекуператора с учётом производительности рекуператора, величины наружной и внутренней температуры, частоты промывки рекуператора и др. влияющих факторов.

8. С учётом полученных результатов работы даны рекомендации по:

- конструктивным особенностям рекуператора;
- выполнению гигиенических требований;
- обеспечению эффективности работы рекуператора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД-АПК 1.10.02.04-12 Методические рекомендации по технологическому проектированию свиноводческих ферм и комплексов. М.: Минсельхоз РФ. 2012.-144 с.
2. Национальный союз свиноводов. Дайджест 2020: [сайт]. URL: <http://www.nssrf.ru/> (дата обращения 11.10.2021).
3. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. Х. Хаузен Перевод с нем. И. Н. Дулькина. - М. : Энергоиздат, 1981. - 383 с. : ил.; 25 см.; ISBN В пер. (В пер.)
4. Игнаткин, И.Ю. Системы вентиляции и влияние параметров микроклимата на продуктивность свиней / И.Ю. Игнаткин, М.Г. Курячий // Вестник НГИЭИ. – 2012. – № 10 (17). – С. 16-34.
5. Пуган А. А. Установка утилизации тепла с системой оттаивания / А. А. Пуган, О. П. Андреев // Международный технико-экономический журнал. – 2020. – № 2. – С. 76-85. – DOI 10.34286/1995-4646-2020-71-2-76-85.
6. Лебедев П.Т. Гигиена выращивания молодняка [Текст] / П.Т. Лебедева. - М.: Колос, 1978:-С. 5.
7. Лебедь А. А. Микроклимат животноводческих помещений / А. А. Лебедь. - М. : Колос, 1984. - 199 с. : ил.; 22 см.
8. Проблема электрификации, автоматизации и теплоснабжения сельскохозяйственного производства. Сб.тезисов докладов Всесоюзной научно-технической конференции. М., ВИЭСХ, 1982.
9. Рекуперация тепла // Проспект ООО «АгроПроектИнвест»
- 10.Ильин, И.В. Ресурсосберегающая система отопления и вентиляции / И.В. Ильин, И.Ю. Игнаткин, М.Г. Курячий // Эффективное животноводство. – 2011. – №9. – С. 42-44.
- 11.Игнаткин И.Ю. Опыт внедрения системы рекуперации тепла вентиляционного воздуха в систему поддержания микроклимата в

- свинарнике ООО "Фирма "Мортадель" / И. Ю. Игнаткин, А. М. Курячий, А.А., Путан, Бондарев, М. Г., А.В. Архипцев // Инновации в сельском хозяйстве. – 2014. – № 4(9). – С. 256-261.
12. Рекуперация в системах вентиляции. Анализ систем рекуперации и экономическая целесообразность их применения. [сайт]. URL : <https://www.promventholod.ru/tekhnicheskaya-biblioteka/rekuperatsiya-v-sistemakh-ventilyatsii-analiz-sistem-rekuperatsii-i-ekonomicheskaya-tselesoobraznost.html> (дата обращения 11.10.2021).
13. Schönhammer Wärmetauscher und Lüftungstechnik. Каталог оборудования : [сайт]. URL: www.schoenhammer.de (дата обращения 19.09.2021).
14. Компания Möller Agrarklima Steuerungen. Каталог оборудования : [сайт]. URL: <http://moeller.eu> (дата обращения 19.09.2021).
15. Компания HDT-Anlagenbau. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.hdt-technik.de/waermerueckgewinnung.html> (дата обращения 19.09.2021).
16. Компания НАКА. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.haka-agrar.de/waermetauscher> (дата обращения 19.09.2021).
17. Компания Агропроектинвест. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <http://new.agroproj.msk.ru/index.html> (дата обращения 19.09.2021).
18. Компания Tuffigo-rapidex. Буклет по системе CLIMwell: [сайт]. URL: <http://www.tuffigorapidex.com/wpFichiers/1/1/Ressources/file/fiche-comm-produit/FR-CLIMwell-porc.pdf>. (дата обращения 19.09.2021).
19. Компания Vencomatic Group. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.vencomaticgroup.com/climate-solutions-poultry-production> (дата обращения 19.09.2021).
20. Компания BigDutchman. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.bigdutchman.de/fileadmin/content/poultry/products/de/Gefluegelhaltung-Waermetauscher-Earny-Big-Dutchman-de.pdf>. (дата обращения 19.09.2021).

21. Мишуров, Т.Н. Энергосберегающее оборудование для обеспечения микроклимата в животноводческих помещениях: Научный аналитический обзор / Н.П. Мишуров, Т.Н. Кузьмина // М.: Изд-во ФГНУ «Росинформагротех». – 2004.
22. Электротеплоутилизатор с озонированием и рециркуляцией воздуха: пат. .2 337 276 Рос. Федерация: МПК F24F 3/147, F24F 3/16, F24F 12/00 / В.Н. Расстригин, Д.А. Тихомиров, А.Ф. Перши, А.В. Тихомиров; заявитель и патентообладатель Российская Академия Сельскохозяйственных наук ГНУ ВИЭСХ. – № 2007117839/06, заявл. 15.05.2007; опубл 27.10.2008 Бюл. № 30.
23. Новое энергосберегающее вентиляционно-отопительное оборудование // Проспект АО «ВНИИКОМЖ»
24. Компания Reventa. Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.reventa.de/ru/produkty/svinovodcheskikhpomeshchenii/otoplenie/teploobmenniki-tipa-vozdukh-vozdukh/heat-x-rotate/#content> (дата обращения 19.09.2021).
25. Игнаткин, И. Ю. Методы эффективного построения и функционирования комбинированной системы обеспечения параметров микроклимата в свиноводстве : диссертация ... доктора технических наук: - Москва, 2018. - 352 с. : ил.
26. Рекомендации по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата животноводческих помещений с утилизацией теплоты выбросного воздуха. М.: ГИПРОНИСЕЛЬХОЗ. – 1987. – 77 с.
27. Новиков Н.Н., Моделирование и расчет систем микроклимата животноводческих помещений. М., ГНУ ВНИИМЖ, 2013. – 60 с.
28. Рекомендации по расчёту и проектированию систем обеспечения микроклимата животноводческих помещений с утилизацией теплоты выбросного воздуха – М.: ФГНУ НПЦ «Гипронисельхоз»; ГНУ ВИЭСХ, 2004.

29. Рекомендации по использованию нетрадиционных источников энергии в животноводстве, кормопроизводстве, крестьянских хозяйствах и сельском жилом секторе – М.: ВИЭСХ, 1982.
30. Методические рекомендации по расчёту и применению системы микроклимата в ж/в помещениях с использованием теплоутилизационного оборудования – М.: ВИЭСХ, 1988. – 64 с.
31. Бирюков, В. В. Теплообменные конденсационные системы вентиляции животноводческих помещений : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.23.03 / Рост. гос. строит. ун-т. - Ростов-на-Дону, 2005. - 26 с.
32. Шаталов, М.П. Обоснование параметров теплоутилизационной установки на базе полимерного перекрестноточного пластинчатого теплообменника для животноводческих помещений: дис.. наук. М.. – 2010. – 1... к-та техн 68 с.,
33. Игнаткин, И.Ю. Методы эффективного построения и функционирования комбинированной системы обеспечения параметров микроклимата в свиноводстве: дис. ... д-ра техн. наук. М.. – 2018. – 352 с.,
34. Самарин, В. А. Энергосберегающие системы управления микроклиматом животноводческих помещений : диссертация ... доктора технических наук: 05.20.02. - Москва, 2001. - 326 с. : ил.
35. Самарин, Г. Н. Энергосберегающая технология формирования микроклимата в животноводческих помещениях: диссертация ... доктора технических наук: - Москва, 2009. - 442 с.: ил.
36. Панова, Т. В. Разработка и обоснование параметров приточно-вытяжного утилизатора тепла для улучшения микроклиматических условий в животноводческих помещениях : диссертация ... кандидата технических наук: - Москва, 2011. - 187 с. : ил.
37. Напалков Г. Н. Тепломассоперенос в условиях образования инея / Г. Н. Напалков. - М. : Машиностроение, 1983. - 189 с. : ил.; 21 см.

38. Антонов П.П. Обеспечение микроклимата в животноводческих помещениях // Достижения науки и техники АПК. – 1989. – №4. – С. 45 - 47.
39. Антонов П.П. Улучшение микроклимата животноводческих зданий // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – №2. – С. 54 - 57.
40. Тихомиров Д.А. Энергосберегающие электрические системы и технические средства теплообеспечения основных технологических процессов в животноводстве: дис. ... д-ра техн. наук. М. – 2015.
41. Гулевский В.А. Моделирование теплообмена в пластинчатых теплообменниках / В.А. Гулевский, В.П. Шацкий // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – № 2. – С. 140-144.
42. Гулевский, В.А. Нормализация температурно-влажностных параметров воздушной среды птицеводческих помещений путем обработки воздуха пластинчатыми теплообменниками : диссертация ... доктора технических наук : 05.20.01 / Гулевский Вячеслав Анатольевич; [Место защиты: Воронеж. гос. аграр. ун-т им. императора Петра I]. - Воронеж, 2014. - 327 с. : ил.
43. Кавыгин, А. А. Разработка способа эксплуатации пластинчатого рекуперативного теплоутилизатора в условиях обмерзания : диссертация ... кандидата технических наук : - Воронеж, 2016. - 154 с. : ил.
44. Белоногов, Н. В. Пути совершенствования пластинчатых перекрестноточных рекуперативных теплообменников : специальность 05.04.03 "Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения", 01.04.14 "Теплофизика и теоретическая теплотехника" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Белоногов Нил Владимирович. – Санкт-Петербург, 2005. – 16 с.

45. Белоногов, Н. В. Математическое моделирование процессов теплообмена в перекрестноточном пластинчатом рекуператоре / Н. В. Белоногов, В. А. Пронин // Вестник Международной академии холода. – 2003. – № 4. – С. 6-9.
46. Анисимов, С. М. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестноточном рекуператоре / С. М. Анисимов, В. Ф. Васильев, А. Едликоский, Д. Панделидис // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2014. – № 7(151). – С. 79-83.
47. Горяйнов В. В. Анализ математической модели теплообменных систем с учетом поперечной и продольной теплопроводности : автореферат дис. ... кандидата физико-математических наук : 05.13.18 / Воронеж. гос. технол. акад. - Воронеж, 2004. - 23 с.
48. Чичиндаев, А. В. Тепломассообмен влажного воздуха в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках : специальность 01.04.14 "Теплофизика и теоретическая теплотехника" : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Чичиндаев Александр Васильевич. – Новосибирск, 2006. – 354 с.
49. Самсонов А. Н. Повышение эффективности систем естественной вентиляции в помещениях для содержания КРС путем совершенствования их режимов работы и способа подачи наружного воздуха : диссертация ... кандидата технических наук : 05.20.01 / Самсонов Андрей Николаевич; [Место защиты: Сев.-Зап. науч.-исслед. ин-т механизации и электрификации сел. хоз-ва]. - Санкт-Петербург, 2007. - 141 с. : ил.
50. Никуличев, А. С. Способы предотвращения обмерзания противоточных каналов рекуператоров / А. С. Никуличев, В. А. Гулевский // Повышение эффективности использования мобильных энергетических средств в различных режимах движения : материалы международной научно-практической конференции, посвященной 115 годовщине со дня рождения профессора Харитончика Ефима Мироновича, Воронеж,

- 06 апреля 2017 года – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2017. – С. 255-260.
51. Игнаткин, И. Ю. Теплоутилизационная установка с адаптивной рециркуляцией / И. Ю. Игнаткин // Вестник НГИЭИ. – 2016. – № 10(65). – С. 102-110.
52. Чичиндаев, А. В. Анализ эффективности средств борьбы с обмерзанием теплообменника-конденсатора за счет переменного отношения термических сопротивлений теплообменной поверхности / А. В. Чичиндаев, Ю. В. Дьяченко, В. В. Ларичкин, А. И. Кириленко // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2017. – № 4(37). – С. 112-118. – DOI 10.17212/1727-2769-2017-4-112-118.
53. Патент № 2538516 С1 Российская Федерация, МПК F24F 7/06, F24F 7/08 Приточно-вытяжная установка с пластинчатым рекуперативным теплоутилизатором: № 2013130112/12, заявл. 01.07.2013: опубл. 10.01.2015 / А.А. Кавыгин, С.А. Колодяжный ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "ВКТехнология".
54. Патент № 2337276 С1 Российская Федерация, МПК F24F 3/147, F24F 3/16, F24F 12/00. Электротеплоутилизатор с озонированием и рециркуляцией воздуха : № 2007117839/06 : заявл. 15.05.2007 : опубл. 27.10.2008 / В. Н. Расстригин, Д. А. Тихомиров, А. Ф. Першин, А. В. Тихомиров ; заявитель Российская Академия Сельскохозяйственных наук Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства (ГНУ ВИЭСХ).
55. Патент № 2296463 С1 Российская Федерация, МПК А01К 29/00, А01К 31/20, F24H 3/04. Электротеплоутилизационная установка : № 2005134261/12 : заявл. 08.11.2005 : опубл. 10.04.2007 / В. Н. Расстригин, Д. А. Тихомиров, А. В. Сычков ; заявитель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-

- исследовательский институт электрификации сельского хозяйства (ГНУ ВИЭСХ).
56. Патент № 2219764 С2 Российская Федерация, МПК А01К 1/00. Установка для организации микроклимата в сельскохозяйственном помещении : № 2002102207/12 : заявл. 30.01.2002 : опубл. 27.12.2003 / Д. П. Лебедев, А. А. Пенкин, М. П. Шаталов ; заявитель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства.
57. Вишневский, Е. П. Пластинчатые теплообменники рекуперативного типа в суровых климатических условиях / Е. П. Вишневский // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2011. – № 6(114). – С. 56-61.
58. Патент № 2627199 С1 Российская Федерация, МПК А01К 29/00. Теплоутилизационная установка : № 2016127599 : заявл. 08.07.2016 : опубл. 03.08.2017 / И. В. Ильин, И. Ю. Игнаткин ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева" (ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева).
59. Кавыгин, А. А. Разработка способа эксплуатации пластинчатого рекуперативного теплоутилизатора в условиях обмерзания : диссертация ... кандидата технических наук : - Воронеж, 2016. - 154 с. : ил.
60. Коротков, Е. Н. Вентиляция животноводческих помещений - М.: Агропромиздат, 1987. - 111 с., С. 25.
61. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции / Теория, техника и проектирование — СПб.: АТ-Publishing. Т. I, 2005; Т. II, ч. 1, 2006; Т. II, ч. 2, 2007
62. Бабаханов, Ю.М. Вентиляционно-отопительное оборудование систем микроклимата М.: Россельхозиздат – 1982. – 127 с.

63. Кокорин, О.Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха. М. – 2007. – 256 с.
64. Новиков, Н.Н. Решение проблемы микроклимата, автоматизации процессов и теплоснабжения на животноводческих фермах // Вестник ВНИИМЖ. – 2014. – № 2 (14). – С. 102-111.
65. Строительная климатология: Справочное пособие к СНиП 23-01-99* / Под ред. чл-кор Савина В. К. М НИИ строительной физики РААСН, 2006 — 258 с.
66. Методические рекомендации по расчёту и применению системы микроклимата в ж/в помещениях с использованием теплоутилизационного оборудования – М.: ВИЭСХ, 1988. – 64 с.
67. Янцен В.К. О возможностях применения рекуперативных теплообменников в системах вентиляции животноводческих помещений // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1983 - № .С. 19-21.
68. Бородин, И. Ф. Энергосберегающие технологии формирования оптимального микроклимата в животноводческих помещениях / И. Ф. Бородин, С. П. Рудобашта, В. А. Самарин // Технологическое и техническое обеспечение производства продуктов животноводства: науч. тр. ВИМ. Т. 142, ч. 2. - М.: ВИМ, 2002. - С. 113-115.
69. Механизация и технология животноводства / В.В. Кирсанов, Д.Н. Мурусидзе, В.Ф. Некрашевич, В.В. Шевцов, Р.Ф. Филонов: Учебник. М., 2013. 585 с.
70. Кирсанов, В.В. Математическая модель рекуперации теплоты в условиях образования инея / В.В. Кирсанов, И.Ю. Игнаткин // Вестник НГИЭИ. – 2016. – № 6 (73). – С. 68-77.
71. Кирсанов, В.В., Игнаткин И.Ю. Способ повышения эффективности рекуперации теплоты в условиях инееобразования / В.В. Кирсанов, И.Ю. Игнаткин // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального

- образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». – 2017. – № 4 (80). – С. 28-33.
72. Кирсанов, В.В. Универсальная установка обеспечения микроклимата / В.В. Кирсанов, И.Ю. Игнаткин // Н. Новгород: Вестник НГИЭИ. –2016. –№ 8 (63). –С. 110-116.
73. Трунов, С. С. Энергосберегающие системы обеспечения микроклимата в животноводстве / С. С. Трунов, С. А. Растимешин, Ю. Б. Каткова // Инновации в сельском хозяйстве. – 2014. – № 4(9). – С. 155-159. – EDN TAOSZN.
74. Растимешин, С. А. Локальный обогрев поросят / С. А. Растимешин, Ю. Б. Каткова // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. – 2013. – № 4(12). – С. 55-60. – EDN RNIULP.
75. Сочетание средств общего и локального обогрева в энергетической системе животноводческого помещения / С. А. Растимешин, С. С. Трунов, Д. А. Тихомиров, Ю. Б. Каткова // Доклады ТСХА, Москва, 02–04 декабря 2014 года. – Москва: Грин Эра 2, 2015. – С. 295-300. – EDN ZPAGTB.
76. Механизация и технология животноводства : Учебник / В. В. Кирсанов, Д. Н. Мурусидзе, В. Ф. Некрашевич [и др.]. – Москва : Издательский Дом "Инфра-М", 2013. – 585 с. – (Высшее образование - бакалавриат). – ISBN 978-5-16-005704-0. – EDN RPPIOF.
77. Мурусидзе, Д. Н. Некоторые пути улучшения микроклимата широкогабаритных птичников / Д. Н. Мурусидзе, Н. А. Степанова // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. – 1971. – № 8. – С. 171-174. – EDN WAMEMT.
78. Самарин, Г. Н. Энергосберегающая рециркуляционная система микроклимата животноводческих ферм с обеззараживателем воздуха / Г. Н. Самарин, М. С. Соловьев, П. В. Степанов // Труды

- международной научно-технической конференции Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. – 2012. – Т. 3. – С. 256-261.
79. Optimization of technological processes in animal husbandry / G. Samarin, A. N. Vasiliev, A. A. Vasiliev [et al.] // E3S Web of Conferences : International Conference on Efficient Production and Processing, ICEPP 2020, Prague, 27–28 февраля 2020 года. – Prague: EDP Sciences, 2020. – P. 01094. – DOI 10.1051/e3sconf/202016101094. – EDN BTRBMA.
80. Optimization of Microclimate Parameters Inside Livestock Buildings / G. N. Samarin, A. N. Vasilyev, A. A. Zhukov, S. V. Soloviev // Advances in Intelligent Systems and Computing. – 2019. – Vol. 866. – P. 337-345. – DOI 10.1007/978-3-030-00979-3_35. – EDN YTLRET.
81. Архипцев, А. В. Анализ системы вентиляции с избыточным давлением для охлаждения (или нагрева) приточного воздуха и его фильтрация / А. В. Архипцев, А. А. Пуган // Материалы международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 150-летию А.В. Леонтовича : Сборник статей, Москва, 03–06 июня 2019 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2019. – С. 444-448. – EDN RHIBSH.
82. Использование тепла вытяжной вентиляции птичников / А. В. Скляр, В. И. Минаев, В. В. Мохов, М. В. Постнова // Вестник Волгоградского государственного университета. Серия 11: Естественные науки. – 2018. – Т. 8. – № 2. – С. 72-75. – DOI 10.15688/jvolsu11.2018.2.14. – EDN ZAAUTJ.
83. Strub M., Jabbour O., Bedecarrats J.P. Experimental study of the crystallization of a water droplet. *Int. J. of Refr.*, 2003, vol. 26, pp. 59–68.
84. Ostin R., Anderson S. Frost growth parameters in a forced air stream. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 1991, vol. 14, pp. 1009–1017.
85. Yun R. Modelling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate. R. Yun, Y. Kim, M. Min *Int. J. of Refr.*, 2002, vol. 25, pp. 362–371.

86. Кичигин М.А., Теплообменные аппараты и выпарные установки / Кичигин М.А., Костенко Г.Н. – Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 392 с. С. 90-99.
88. Орлов М.Е. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен : учебное пособие / М. Е. Орлов; Ульяновский гос. техн. ун-т. – Ульяновск : УлГТУ, 2013. – 204 с. С. 128.
89. Гавриш С.А. Об особенностях краевого угла смачивания и механизма процесса конденсации. Гавриш, С.А., С.А. Труды четвертой российской национальной конференции по теплообмену. Т.5., М. МЭИ, 2006. – 340 с. С. 77-80.
90. А.Шварц, Дж Перри. Поверхностно активные вещества. — М.: Иностранной литературы, 1953. — С. 250. — 550 с.
91. Сергазин Ж.Ф. Экспериментальное исследование тепло и массообмена при конденсации пара из влажного воздуха. : автореферат. ... к-та техн. наук. М.. – 1965. – 18 с., С. 12.
92. Исаченко В.П. Теплопередача. Исаченко В.П., Осипова В.А, Сукомед А.С., М. Энергия, 1975. – 488 с. С. 264.
93. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селеверстов В.М. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1979 – 446 с., ил.+ прил. С. 336.
94. Компания Vostermans Ventilation . Каталог оборудования: [сайт]. URL: <https://www.vostermans.com/ventilation/axial-fans> (дата обращения 19.09.2021).
95. Кузнецов, В. С. Экспериментальное определение коэффициентов гидравлических сопротивлений : метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа» / В. С. Кузнецов, А. С. Шабловский, В. В. Яроц. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014. – 18 с.
96. Лагутин А. Е. Моделирование формирования инея на оребренной поверхности воздухоохладителя. А. Е. Лагутин, И. С. Козаченко, Ю.А.

- Желиба, Проблемы региональной энергетики 2 (34) 2017 г. Стр 64.
<https://journal.ie.asm.md/ru>
97. Рогов И.А. Инееобразование и методы интенсификации тепло- и массообмена в камерном оборудовании. И.А. Рогов, Б.С. Бабакин, В.А. Выгодин. Холодильщик.RU Холодильщик интернет-выпуск № 2(14), февраль, 2006 г.
98. Coles W.D. Tech. Note N 3143. NASA. March, 1954.
99. Cheng, C.-H., & Shiu, C.-C. (2002). Frost formation and frost crystal growth on a cold plate in atmospheric air flow.
100. International Journal of Heat and Mass Transfer 45(21), 4289-4303. https://www.researchgate.net/publication/324897929_Review_on_the_measurement_and_calculation_of_frost_characteristics
101. Маринюк Б.Т. Аппараты холодильных машин (теория и расчёт). – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 160 с.: ил. С.10.
102. Королев И.А. Исследование камерного воздухоохладителя с учётом динамики образования инея на теплообменной поверхности аппарата. ... к-та техн. наук. М.. – 2020. – 233 с., С. 47.
103. БЕЛОНОГОВ Н.В. Обмерзание и конденсация водяного пара в перекрестноточных пластинчатых рекуператорах. Опубликовано в журнале СОК №11 | 2005 <https://www.c-o-k.ru/articles/obmerzanie-i-kondensaciya-vodyanogo-para-v-perekrestnotochnyh-plastinchatyh-rekuperatorah>
104. Явнель Б.К. Исследование коэффициентов тепло- и массообмена на продольной обтекаемой пластине при инееобразовании // Холодильная техника 1963. № 11. С.13-17.
105. Королев И.А. Математическое моделирование развития криоосадка на охлаждаемых поверхностях холодильного оборудования. Научный руководитель: Маринюк Б.Т. Сборник трудов конференции ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва. С. 162.

106. Маринюк, Б. Т. Математическое моделирование динамики роста инея на поверхности трубчато-ребристого воздухоохладителя / Б. Т. Маринюк, С. В. Белуков, И. А. Королев // Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения : Третья международная научно-практическая конференция: материалы конференции, Москва, 19 ноября 2020 года – 20 2019 года. – Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2020. – С. 235-245.
108. EUROVENT 10/1 Heat Recovery Devices — Specifications, Terminology, Classification And Functional Characteristics. 1987.
109. Okawa S., Saito A., Suto H. The experimental study on freezing of supercooled water using metallic surface. Int. J. of Refr., 2002, vol. 25, pp. 514–520.
113. Компания Rimu Agrartechnologie: [сайт]. URL: <http://www.rimu.de/de/index.html> (дата обращения 19.09.2021).

Приложение А (обязательное).**Акты внедрения и отзывы**

АКТ

О работе системы вентиляции.

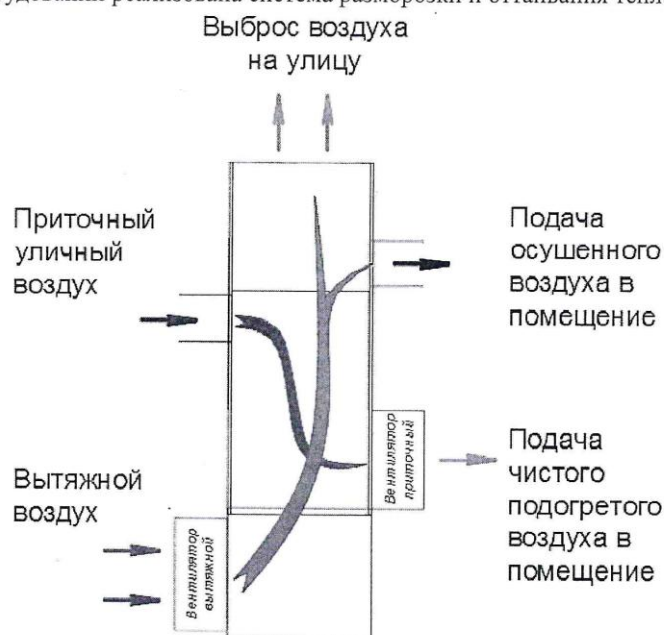
г. Зарайск

«14» января 2020 г.

Настоящий акт составлен о том, что на площадке карантина ООО "Кампоферма" установлена система рекуперации тепла ООО «АгроПроектИнвест». Претензий к работе оборудования нет. Система работает стабильно.

Рекуператор работает, как утилизатор тепла и, как осушитель воздуха помещения. Утилизируя тепло воздуха, который выбрасывается на улицу, и осушая воздух который поступает обратно в помещение.

В оборудовании реализована система разморозки и оттаивания теплообменника.

**Условные обозначения**

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| → Вытяжной воздух | → Осушенный воздух помещения |
| → Приточный уличный воздух | → Подогретый приточный воздух |

Рисунок 1. Принципиальная схема рекуперации тепла применённая в карантине ООО "Кампоферма".

Инженер-энергетик
ООО "Кампоферма"



С. В. Татарко

Коммерческий директор
ООО «АгроПроектИнвест»

А.А. Путан

Московская область

27.04.2022 г.

АКТ

о проведенных испытаниях энергосберегающего оборудования на участке
Карантина свиноводческого комплекса ООО «Кампоферма»

Настоящий акт составлен о том, что на свиноводческом комплексе ООО «Кампоферма», расположенном по адресу: 140618, Московская область, Зарайский район, д. Трасна, проводились испытания энергосберегающего оборудования (рекуператор тепла УТ-6000) установленного на участке Карантина. Испытания проводились в период с октября 2019 г. по февраль 2022, соискателем РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева ИМЭ им. В.П. Горячкина Путан Алексеем Александровичем.

В ходе испытаний фиксировались параметры работы энергосберегающего оборудования: температура и относительная влажность наружного воздуха, температура и относительная влажность воздуха помещения, температура и относительная влажность воздуха на выходе из рекуператора из приточного и вытяжного канала, производительность рекуператора по приточному и вытяжному каналу.

На основании замеренных параметров были получены значения коэффициента эффективности утилизации тепла для наружных температур в диапазоне от -25 до 20 °С:

- для наружной температуры от 10,2 до 20 °С значения коэффициента эффективности утилизации тепла составляют 0,42.
- для наружной температуры от -16,4 до 10,2 °С значения коэффициента эффективности утилизации тепла составляют от 0,51 до 0,42.
- для наружной температуры от -25 до -16,4 °С значения коэффициента эффективности утилизации тепла составляют от 0,34 до 0,42.

Инженер – энергетик
ООО «Кампоферма»



С. В. Татарко

Соискатель
РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева
ИМЭ им. В.П. Горячкина

А.А. Путан



Tel: +7(495) 229-39-03
Email: info@agrovent.ru
Сайт: www.agrovent.ru

г. Москва

22 апреля 2022 г.

АКТ

на внедрение результатов диссертационной работы Путан А.А. на тему:
«Повышение эффективности энергосбережения вентиляционного оборудования для
свиноводства при отрицательных наружных температурах»
в ООО «Агровент – М»

Настоящий акт в составлен том, что на предприятии использованы следующие результаты диссертационной работы:

- 1) Рекомендации по эксплуатации систем вентиляции свиноводческого комплекса с рекуперативной установкой и регенерацией при эксплуатации системы в условиях отрицательных температур окружающей среды.
- 2) Результаты расчетных исследований работы вентиляционной системы при инееобразовании в рекуператоре.
- 3) Программа расчета работы вентиляционной системы при условиях образования инея, написанная в Excel.

Генеральный директор

ООО «Агровент-М»

С.А. Прибыш



АКТ

О работе системы вентиляции.

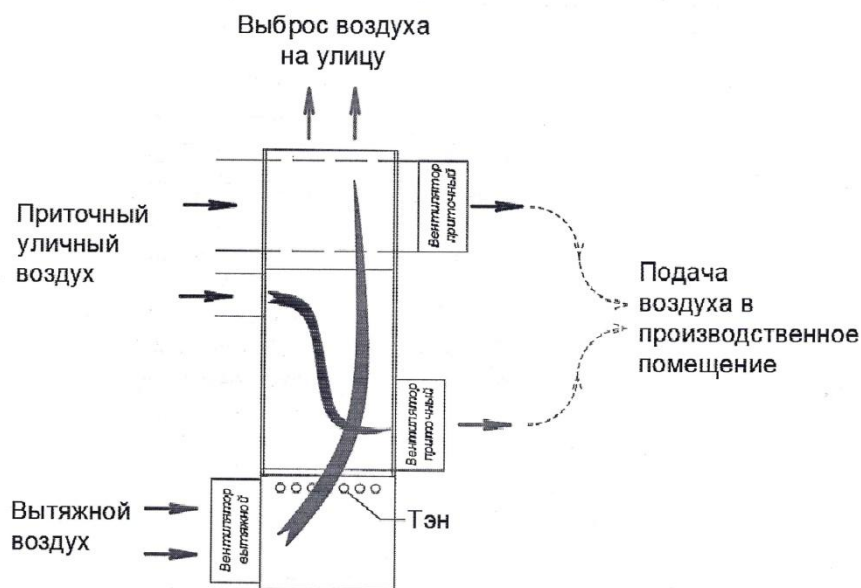
г. Пермь

«13» января 2020 г.

Настоящий акт составлен о том, что на производственной площадке ООО "КУЕДИНСКИЙ МЯСОКОМБИНАТ" установлена система рекуперации тепла ООО «АгроПроектИнвест». Претензий к работе оборудования нет. Система работает стабильно.

Рекуператор работает параллельно с притоком воздуха возвращая часть тепла и позволяя повысить воздухообмен и осушить производственное помещение.

В оборудовании реализована система разморозки и оттаивания теплообменника.



Условные обозначения

- ▶ Вытяжной воздух —▶ Приточный уличный воздух
 - - - - -▶ Подогретый приточный воздух - - - - -▶ Приточный не подогретый воздух

Рисунок 1. Принципиальная схема рекуперации тепла применяемая в производстве ООО "КУЕДИНСКИЙ МЯСОКОМБИНАТ".

Слесарь КИП и А
ООО "КУЕДИНСКИЙ МЯСОКОМБИНАТ"



А. Г. Калямов

Коммерческий директор
ООО «АгроПроектИнвест»

А.А. Путан