

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ НАУК

Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский
институт электрификации сельского хозяйства
(ГНУ ВИЭСХ)

На правах рукописи

Шаталов Максим Петрович

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ
НА БАЗЕ ПОЛИМЕРНОГО ПЕРЕКРЕСТНОТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ЖИВОДНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ**

Специальность 05.20.01 - технологии и средства
механизации сельского хозяйства

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 2010

Работа выполнена в Государственном научном учреждении Всероссийский научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства (ГНУ ВИЭСХ) Российской академии сельскохозяйственных наук, г. Москва.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
Заслуженный изобретатель РФ Лебедев Д.П.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
Сорочинский Владимир Федорович;

кандидат технических наук,
Суюнчалиев Роберт Саматович

Ведущая организация: ОАО Научно-исследовательский и
конструкторский институт
химического машиностроения
(ОАО НИИХИММАШ)

Защита состоится «29» июня 2010 г. в 10 часов на заседании Диссертационного совета Д 006.037.01 в Государственном научном учреждении Всероссийский научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства (ГНУ ВИЭСХ) по адресу:
109456, Москва, 1-й Вешняковский проезд, д.2.
Телефон: (499) 171-19-20

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГНУ ВИЭСХ

Автореферат размещен на сайте www.viesh.ru

и разослан «20» мая 2010 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по адресу: 109456, Москва, 1-й Вешняковский проезд, д.2.
Факс: (499) 170-51-01
E-mail: viesh@dol.ru

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, с.н.с.

А.И.Некрасов

Общая характеристика работы

Актуальность темы. В связи с ростом затрат энергии на сельскохозяйственное производство, с одной стороны, и с необходимостью экономии топлива, с другой стороны, задачей науки становится внедрение энергосберегающих технологий, эффективных методов использования возобновляемых видов энергии. Использование в животноводстве вторичных энергоресурсов - является одним из важных современных направлений научно-технической политики.

Животноводство является одной из довольно энергоемких отраслей сельского хозяйства, где создание оптимальных температурно-влажностных условий воздушной среды связано со значительным расходом различных видов энергии. Одним из весомых потребителей электрической и тепловой энергии в балансе энергопотребления отрасли является отопительно-вентиляционное оборудование.

В 2009 г. ВИЭСХ разработана Энергетическая стратегия сельского хозяйства России на период до 2020 года, где указывается, что в животноводстве использование комбинированных технологий создания микроклимата (общего и локального) с применением утилизации тепла позволяет снизить энергозатраты до 50 %.

Одним из основных направлений сокращения общих затрат энергии в животноводстве является внедрение энергосберегающего оборудования для создания и поддержания нормативного микроклимата, удаления аммиака, углекислого газа, пыли и патогенной микрофлоры.

Одно из важных направлений экономии энергоресурсов в животноводстве – утилизация тепла, содержащегося в воздухе животноводческих помещений.

Актуальность темы подтверждается тем, что она выполнялась в соответствии с тематическим планом НИР ВИЭСХ в рамках фундаментальных и приоритетных прикладных исследований Россельхозакадемии на 2000÷2006 г, 2006÷2010 г. по разделу 99 механизация и автоматизация «Разработать высокоэффективные машинные технологии нового поколения для производства конкурентоспособной сельскохозяйственной продукции, энергетического обеспечения технического сервиса сельского хозяйства».

Системы утилизации сбросного тепла для микроклимата животноводческих помещений были разработаны Бородиным И.Ф., Дубровиным А.В., Лебедевым Д.П., Лямцовым А.К., Расстригиным В.Н., Тихомировым Д.А.

Цель работы. Обоснование параметров вентиляционной установки с использованием пластинчатого полимерного перекрестноточного теплообменника для утилизации сбросного тепла животноводческих помещений в условиях низкотемпературных климатических зон.

Задачи исследования.

Установить роль утилизации сбросного тепла при создании микроклимата животноводческих помещений (телятников). Определить технические сложности использования теплоутилизационных установок.

Предложить технорабочую схему вентиляционной установки с полимерным пластинчатым перекрестноточным утилизатором сбросного тепла для животноводческих помещений.

Разработать методику для составления теплового баланса и произвести расчет пластинчатого перекрестноточного теплообменного аппарата на базе сотового полимера при условии отсутствия и наличия конденсации влаги вытяжного воздуха

на рабочих поверхностях теплообмена. Составить программу теплотехнического расчета теплоутилизационных установок.

Исследовать процессы конденсации влаги из вытяжного воздуха и ее замораживания на рабочих поверхностях теплообмена. Предложить способ работы теплоутилизационной установки при низких температурах наружного воздуха.

Провести экспериментальные исследования газодинамики и теплообмена теплоутилизационной установки в лабораторных и хозяйственных условиях. Определить теплотехнические характеристики установок.

Выполнить технико-экономическое обоснование.

Объект исследования. Теплоутилизационные установки сбросного тепла для животноводческих помещений.

Методика исследований. Проведение теоретических и экспериментальных исследований с использованием фундаментальных положений теории теплопередачи, термодинамики, теоретических основ теплотехники, физического моделирования, математической обработки опытных данных и компьютерного программирования.

Научная новизна исследований.

Составлена методика расчета теплового баланса перекрестноточного полимерного теплообменника с конденсацией влаги на поверхностях.

Исследованы способы ввода воздушных потоков в теплообменник и их влияние на распределение скоростей в аппарате, образование конденсированной фазы и эффективность теплообмена.

Предложен и запатентован новый способ изготовления воздухо-воздушных теплообменников из полимеров.

Установлен процесс образования зоны минимальной температуры влажного воздуха в «холодном углу» и образование конденсированной влаги в перекрестноточном полимерном теплообменнике.

Установлен физический механизм образования конденсированной фазы капель влаги и льда на теплообменных поверхностях полимера. Для выбранного типа полимера (краевой угол смачивания $\nu \approx 55^\circ$) имела место капельная конденсация. При температурах стенки теплообменника ниже температуры замораживания влаги происходил процесс кристаллизации капель и рост слоя льда вдоль поверхностей теплообмена. Предложен метод размораживания льда в «холодном углу» полимерного перекрестноточного теплообменника путем установки автономного локального нагревателя.

Установлен механизм теплообмена в перекрестноточном рекуператоре, с учетом измерений локальных температур в воздушных потоках, при которых температурное поле рабочих поверхностей может быть разделено на три зоны: зона интенсивного теплообмена, зона присутствия конденсированной влаги и зона равномерного теплообмена.

Практическая ценность диссертации.

Предложен инженерный метод расчета, определена тепловая эффективность и проведены исследования установки утилизации тепла в условиях отрицательных температур (до -25°C) приточного атмосферного воздуха.

Предложен способ изготовления перекрестноточных воздухо-воздушных теплообменников из полимеров.

Обоснованы параметры экспериментального и производственного образцов в установках утилизации тепла.

Проведены четырехлетние испытания производственной установки утилизации тепла в натуральных условиях при создании микроклимата сельскохозяйственного помещения (телятника на 290 голов), подтвердившие надежность базового элемента установки перекрестноточного теплообменника, его повышенную коррозионную стойкость в условиях высококонцентрированной аммиачной среды при отрицательных температурах.

На защиту выносятся.

Физический механизм теплообмена в каналах с учетом зоны минимальной температуры образования "холодного угла" и конденсированной фазы влаги в перекрестноточном теплообменнике.

Метод исключения образования зоны минимальной температуры «холодного угла» конденсированной фазы льда в перекрестноточном теплообменнике в условиях низких температур путем введения в геометрическую область "холодного угла" автономного зонального нагревателя.

Способ изготовления полимерного перекрестноточного теплообменника и вентиляционной установки с утилизацией тепла.

Физические модели инженерного расчета полимерного пластинчатого перекрестноточного теплообменника и вентиляционной установки с утилизацией тепла. Определение: коэффициента теплопередачи, тепловой эффективности, температурных зон образования конденсированной фазы влаги в теплообменнике.

Термодинамическая рабочая схема системы утилизации сбросного тепла.

Достоверность основных теоретических положений подтверждена результатами экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования подтверждены лабораторными, хозяйственными испытаниями с документально оформленными актом и протоколом об использовании результатом исследований, представленных в работе.

Внедрение результатов исследований. По результатам проведенных исследований внедрена запатентованная технология для экспериментальных образцов полимерных перекрестноточных рекуперативных теплообменников в установках теплоутилизации.

Установлено, что использование полимерного теплообменника, по сравнению с металлическим теплообменником обеспечивает снижение расходов материалоемкости до 30 %. Все теплотехнические характеристики и коррозионная стойкость полимерных теплообменников в установках теплоутилизации конкурентоспособны характеристикам теплообменников из металла.

Апробация работы. Результаты исследований по теме диссертации доложены, обсуждены и получили положительную оценку:

– на международных научно-практических конференциях: Минск 2002, 2007; Киев 2005, Ялта 2009; Москва, ВИЭСХ, 2003, 2004, 2006, 2010;

– в Научно-аналитическом обзоре Министерства сельского хозяйства Российской Федерации "Энергосберегающее оборудование для обеспечения микроклимата в животноводческих помещениях" (Мишуров Н.П., Кузьмина Т.Н., Москва ФГНЦ «Росинформагротех», 2004). Положительные результаты натурных испытаний образца перекрестноточного теплообменника-утилизатора на базе полимеров в ГУП "Красная Пойма" оформлены протоколом и актом.

– технические требования на перекрестноточные теплообменники с полимерной основой для децентрализованных систем утверждены в ГНУ ВИЭСХ.

Публикации. Основные результаты работы изложены в 12 работах, 3-х патентах и 1 положительном решении на заявку о выдаче патента.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, выводов, списка литературы и приложений. Ее содержание изложено на 164 страницах, иллюстрировано 63 рисунками, включает 20 таблиц, список литературы из 202 наименований и 10 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, дана общая характеристика работы.

В первой главе «Вентиляционные установки для утилизации сбросного тепла сельскохозяйственных помещений» проведен обзор установок теплоутилизации, использующих перенос тепла между вытяжным (грязным производственным) воздухом и атмосферным (чистым) приточным воздухом (вентиляционные установки: с теплоутилизатором Frivent, с роторным теплообменником, с пластинчатым теплообменником, с промежуточным теплоносителем). Поставлены задачи исследования.

Во второй главе «Теоретические исследования пластинчатых теплообменников на базе полимеров» представлена принципиальная схема теплоутилизационной установки с рекуперативным пластинчатым полимерным перекрестноточным теплообменником, рис. 1, даны теоретические исследования и методика расчета теплового баланса пластинчатого перекрестноточного теплообменного аппарата на базе сотового полимера при условии отсутствия и наличия конденсации влаги из вытяжного воздуха на рабочих поверхностях теплообмена.

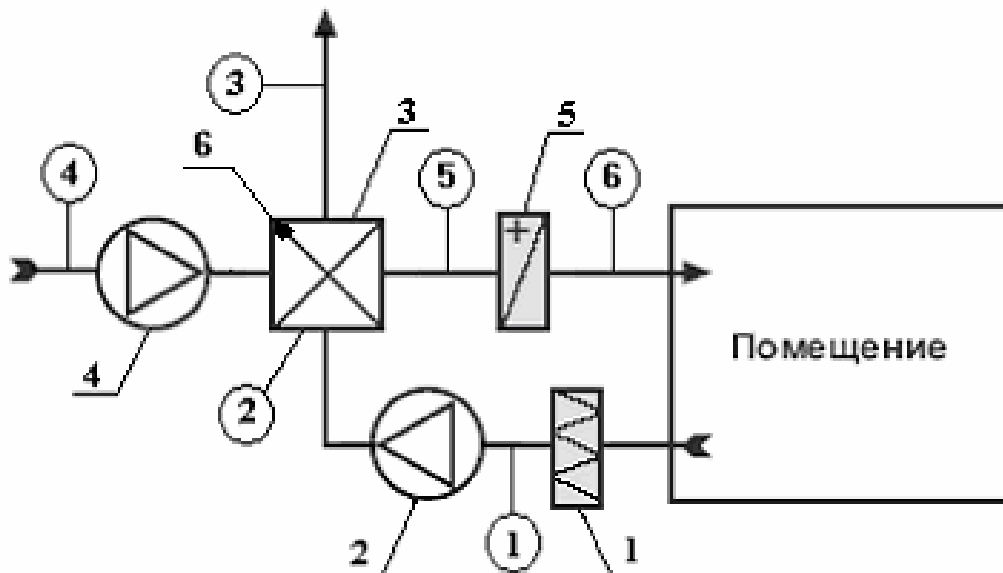


Рис. 1. Принципиальная схема теплоутилизационной установки с рекуперативным пластинчатым полимерным теплообменником перекрестного хода: 1 - фильтр; 2 - вентилятор вытяжного воздуха; 3 - перекрестноточный полимерный теплообменник; 4 - вентилятор приточного воздуха; 5 - догреватель воздуха; 6 - нагреватель «холодного угла»

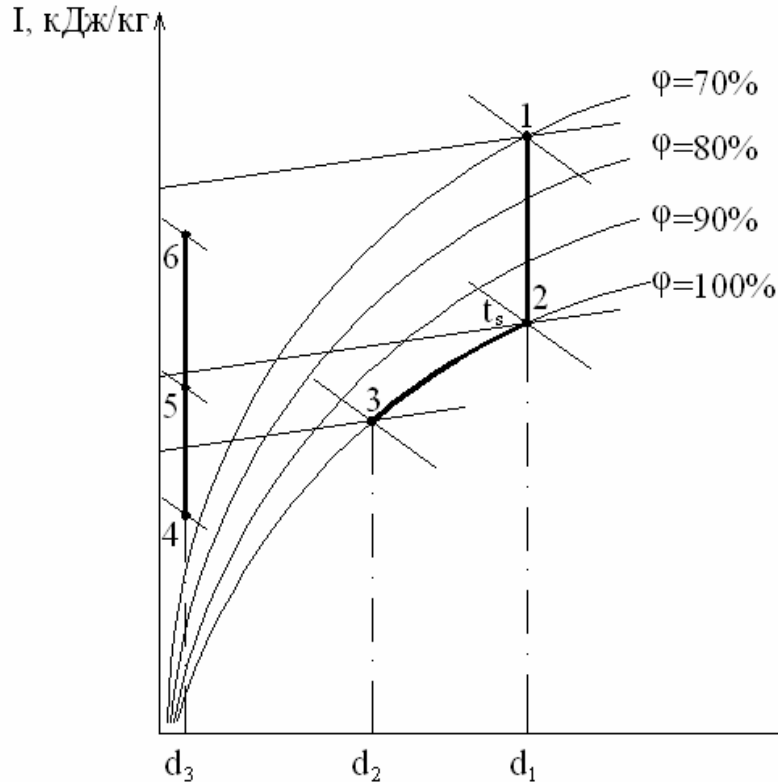


Рис. 2. Процессы охлаждения вытяжного и нагрева приточного воздуха с использованием перекрестноточного теплообменника из пластинчатого сотового полимера

На рис. 2 представлена I, d – диаграмма, на которой показаны процессы охлаждения вытяжного отработанного воздуха и нагрева приточного свежего воздуха.

Тепловой баланс пластинчатых полимерных перекрестноточных теплообменников без конденсации влаги на теплообменных поверхностях $t_{ст} > t_s$:

По каналам холодного и теплого воздуха:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{12} - t_{11}) = Q_2 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22}), \quad (1)$$

где G_1, c_{p1} – массовый расход и удельная теплоемкость холодного воздуха; t_{11}, t_{21} – температуры нагреваемого (холодного) и охлаждаемого (теплого) воздуха на входе в теплообменник, °С; G_2, c_{p2} – массовый расход и удельная теплоемкость теплого воздуха; t_{12}, t_{22} – температуры нагреваемого (холодного) и охлаждаемого (теплого) воздуха на выходе из теплообменника, °С.

Теплосъем теплообменника:

$$Q = k_1 \cdot F_{т/о\ расч} \cdot \Delta t_{cp} \cdot \epsilon_{\Delta t}, \quad (2)$$

где Δt_{cp} – температурный напор, °С; $F_{т/о\ расч}$ – расчетная площадь теплообменной поверхности, м²; k_1 – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\epsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент, определяется по рис. 4.

Для перекрестноточной схемы движения потоков воздуха логарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{22} - t_{11}) - (t_{21} - t_{12})}{\ln \left(\frac{t_{22} - t_{11}}{t_{21} - t_{12}} \right)}. \quad (3)$$

Уравнение (3) применимо для определения среднелогарифмической разности температур для прямоточных и противоточных типов теплообменников.

Так как в перекрестноточных теплообменниках происходит двумерное распределение температур, что показано на рис. 3, то для определения среднелогарифмической разности температур вводится поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$.

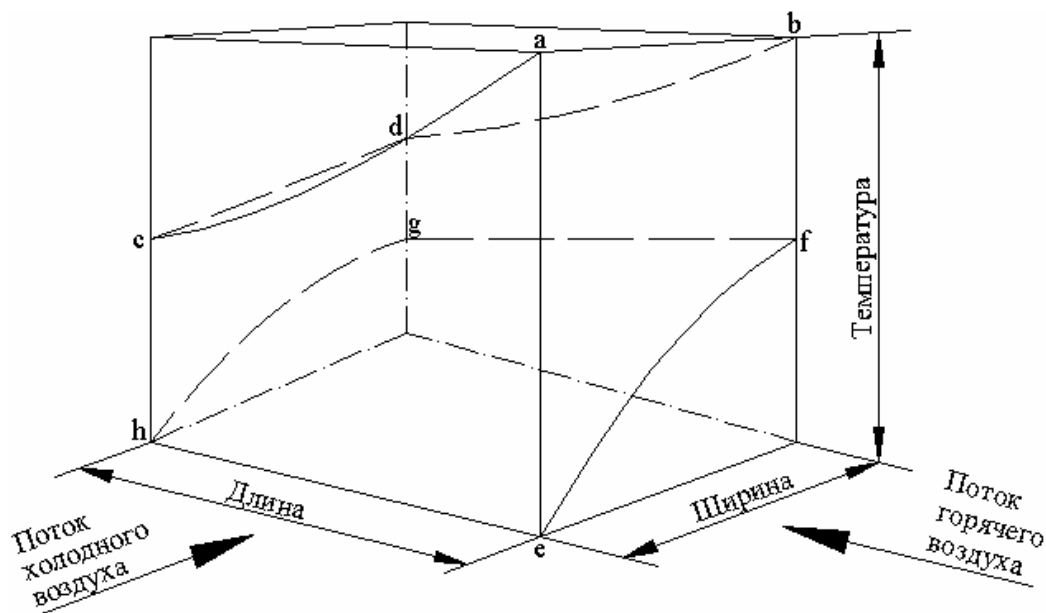


Рис. 3. Двумерное распределение температуры в одноходовом перекрестноточном теплообменнике

График для определения поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta t}$ для одноходового перекрестноточного теплообменника представлен на рис. 4.

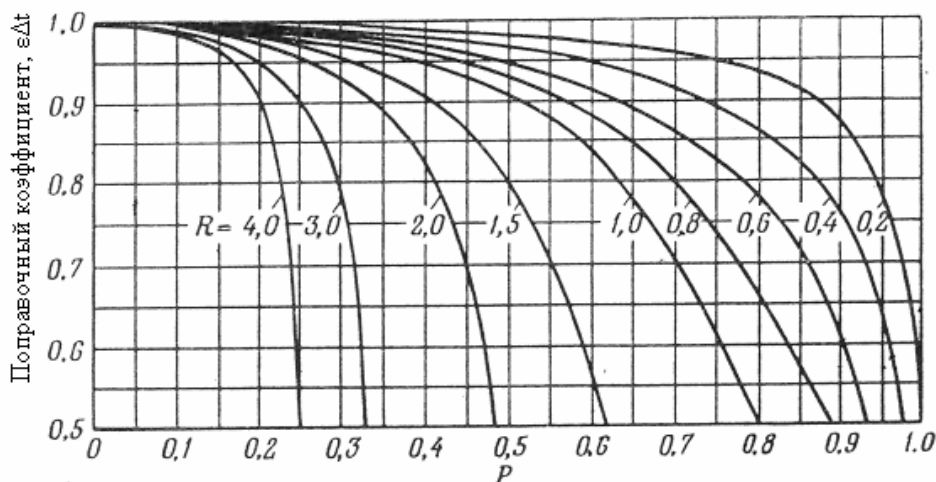


Рис. 4. Поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ для одноходового перекрестноточного теплообменника

Сходимость теплового баланса:

$$\Delta Q = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} \quad (4)$$

В табл. 1 и 2 представлены результаты сходимости теплового баланса перекрестноточного полимерного теплообменника, в соответствии с условиями

эксплуатации при температурах рабочих поверхностей выше температуры насыщения.

Таблица 1

Сходимость теплового баланса

Тип теплообменника	G_1 , кг/ч	G_2 , кг/ч	t_{11} , °C	t_{12} , °C	t_{21} , °C	t_{21} , °C	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	ΔQ , %
Перекрестноточный лабораторный теплообменник из полимера	84,8	91	-10	5	28,8	14,5	353,3	362,6	2,56
	114,5	133,8	-15	-1,2	22,8	11,3	438,9	428,5	2,36

Коэффициент теплопередачи для экспериментального лабораторного образца теплообменника, рис. 6, соответствует $10,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Таблица 2

Проектные и расчетные данные поверхности теплообмена

Наименование параметра	Обозначение и размерность	Значение
Проектная площадь теплообменной поверхности	$F_{т/о}$, м^2	1,52
Расчетная площадь теплообмена с учетом поправочного коэффициента $\epsilon \Delta t$	$F_{т/о \text{ расч}}$, м^2	1,63
Сходимость расчета	Δ , %	7,16

Тепловой баланс пластинчатых полимерных перекрестноточных теплообменников при конденсации влаги на теплообменных поверхностях:

- по каналу приточного воздуха:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{12} - t_{11}), \quad (5)$$

- по каналу вытяжного воздуха:

$$Q_2 = (G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_s) + G_{ж} \cdot r + G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_s - t_{22})) \cdot 1000, \quad (6)$$

где t_s – температура начала конденсации влаги (температура точки росы), °C; r – удельная теплота конденсатообразования, $r = 2260 \text{ кДж}/\text{кг}$; $G_{ж}$ – количество конденсата (жидкости), кг/ч.

Теплосъем теплообменника:

$$Q = k_1 \cdot F_{т/о \text{ расч}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}, \quad (7)$$

количество конденсата:

$$G_{ж} = G_2 \cdot \Delta d, \quad (8)$$

где Δd – разница влагосодержаний воздуха конца и начала конденсации (определяется по I, d – диаграмме), г/кг.

Сходимость теплового баланса до 10%.

Коэффициент теплопередачи:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{полимер}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вл}}}}. \quad (9)$$

Коэффициент теплоотдачи определялся для приточного канала без учета конденсации влаги по формуле (5).

Для вытяжного воздуха коэффициент теплоотдачи определялся по зависимостям Сергазина, адаптированным для влажного воздуха при нормальном атмосферном давлении:

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha_2 + \frac{\beta \cdot r \cdot \Delta p}{\Delta t}, \quad (10)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи сухого воздуха, Вт/(м²·К); β – коэффициент массоотдачи при конденсации паров из влажного воздуха; r – теплота конденсатообразования, кДж/кг; Δp – разность парциальных давлений пара в ядре потока и у стенки, атм; Δt – разность температур между влажным воздухом и стенкой, °С.

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{э}2}}, \quad (11)$$

$$\beta = \frac{\text{Nu}_{2\text{м}} \cdot D_p}{d_{\text{э}2}}, \quad (12)$$

$$D_p = \frac{6,27 \cdot 10^{-6}}{p} \cdot \left(\frac{t_{2\text{ср}}}{273,15} \right)^{0,8}. \quad (13)$$

Для канала теплого вытяжного воздуха, в котором наблюдалась конденсация влаги для определения критерия Нуссельта Nu_2 при ламинарном движении воздуха применимо уравнение вида:

теплообмен:

$$\text{Nu}_{2\text{т}} = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}_2^{0,36} \cdot (\text{Ar}_2 \cdot \text{Pr}_2)^{0,4}, \quad (14)$$

массообмен:

$$\text{Nu}_{2\text{м}} = 4,55 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}_2^{0,36} \cdot (\text{Ar}_2 \cdot \text{Pr}_{2\text{м}})^{0,4}, \quad (15)$$

где Ar – критерий Архимеда; $\text{Pr}_{2\text{м}}$ – критерий Прандтля массообменный для вытяжного воздуха

$$\text{Ar} = g \cdot d_{\text{э}2}^3 \cdot \frac{(\rho_{\text{конд}} - \rho_2)}{v_2^2 \cdot \rho_2}. \quad (16)$$

Расчетная площадь теплообменной поверхности по сравнению с проектной площадью отличается на 10%

$$\Delta = \left| \frac{F_{\text{т/о расч}} - F_{\text{т/о}}}{F_{\text{т/о расч}}} \right| \cdot 100\% \leq 10\%. \quad (17)$$

Составлена программа расчета в Microsoft Office Excel.

В табл. 3 и 4 представлены результаты сходимости теплового баланса перекрестноточного полимерного теплообменника, в соответствии с условиями эксплуатации при температурах рабочих поверхностей ниже температуры насыщения.

Таблица 3

Сходимость теплового баланса

Тип теплообменника	G_1 , кг/ч	G_2 , кг/ч	t_{11} , °С	t_{12} , °С	t_{21} , °С	t_{21} , °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	ΔQ , %
Перекрестноточный лабораторный теплообменник из полимера	147	123	-20	-1	20	7	780	746	4,4
	97	54	-10	8	28	13	487	470	3,2

Коэффициент теплопередачи для экспериментального лабораторного образца теплообменника, рис. 6, соответствует 28,43 Вт/(м²·К).

Проектные и расчетные данные поверхности теплообмена

Наименование параметра	Обозначение и размерность	Значение
Проектная площадь теплообменной поверхности	$F_{т/о}$, м ²	1,444
Расчетная площадь теплообмена	$F_{т/о \text{ расч}}$, м ²	1,543
Сходимость расчета	Δ , %	6,39

Термический анализ показал возможность применения сотового полимера до температуры 130°C, при температурах 250-290°C материал переходит в жидкую фазу.

Далее представлена принципиальная схема установки-утилизатора тепла, рис.5 и описание работы лабораторной установки, которая включает разработанный запатентованный (патент РФ № 2249776) полимерный перекрестноточный пластинчатый рекуперативный теплообменник, обеспечивающий перенос теплоты от загрязненного влажного вытяжного воздуха животноводческого помещения к холодному чистому воздуху при пониженных температурах.

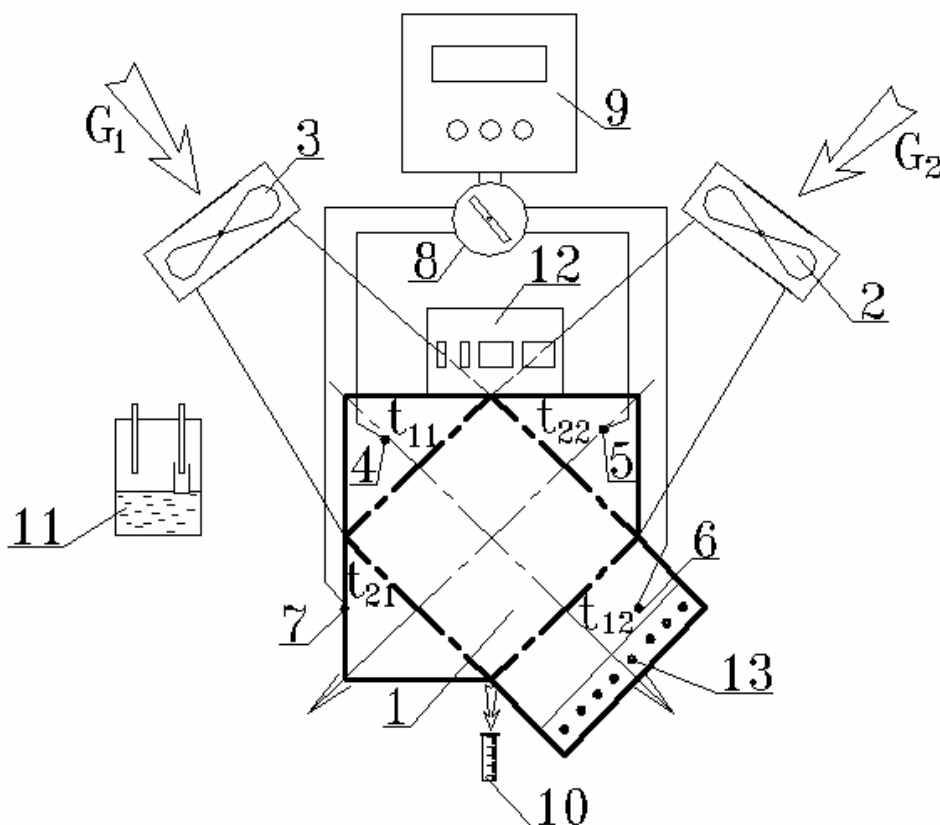


Рис. 5. Принципиальная схема установки-утилизатора тепла:
 1 – пластинчатый полимерный теплообменник; 2 – вытяжной вентилятор;
 3 – приточный вентилятор; 4 – термopapa t_{11} ; 5 – термopapa t_{22} ;
 6 – термopapa t_{12} ; 7 – термopapa t_{21} ; 8 – галетный переключатель;
 9 – регистратор температуры; 10 – бюретка-сборник конденсата;
 11 – психрометр; 12 – пульт управления; 13 – догреватель воздуха

Установка, рис. 5 состоит из теплообменника 1, собранного из панелей сотового полимера, в котором два потока воздуха – удаляемый и наружный, полностью разделены и не контактируют друг с другом. Наружный воздух, нагнетаемый приточным вентилятором 3, проходя установленную термопару 4 на входе в рекуператор, по которой определяется его температура, фиксируемая с помощью регистратора температур 9, попадает в рекуператор 1, где нагревается от удаляемого воздуха, проходящего за разделяющей полимерной стенкой. Термопарой 6 регистрируется температура приточного уже нагретого воздуха на выходе из установки. Далее подогретый в теплообменнике воздух попадает в догреватель воздуха до нормируемых значений. Догрев воздуха после теплообменника необходим при работе установки при низких отрицательных температурах наружного воздуха ($t_n < -10\text{ }^\circ\text{C}$).

Вытяжной воздух, удаляемый из помещения с помощью вентилятора 2 проходит термопару 5, измерение на которой фиксируется на регистраторе температуры 9. Далее теплый вытяжной воздух, проходя через щелевые каналы рекуператора, отдает теплоту через воздухо непроницаемую стенку приточному воздуху. Температура на выходе вытяжного воздуха измеряется с помощью термопары 7. Отработанный вытяжной воздух удаляется из помещения.

Приточный и вытяжной вентиляторы включаются посредством тумблеров, установленных на пульте управления 12.

При больших разнице температур приточного и вытяжного воздуха и при необходимости исследования процесса конденсации на выходе удаляемого воздуха устанавливается сборник конденсата 10 и психрометр 11.

Для исследования теплообмена в пластинчатый рекуператор устанавливались 12 медь-константановых термопар диаметром 0,15 мм. Метрологическая аттестация термопар проводилась в диапазоне $-20 \div +40\text{ }^\circ\text{C}$, с точностью $\pm 0,15\text{ }^\circ\text{C}$ с помощью прибора фирмы «ОВЕН» с аттестованной хромель-алюмелевой термопарой и ртутным термометром с ценой деления $0,1\text{ }^\circ\text{C}$.

Для обеспечения наилучшего теплообмена в каналах газоздушного потока вытяжного воздуха при $t_n \geq t_s$ проведено специальное термоанемометрическое исследование. Исследования проводились с помощью термоанемометра Testo 4 – 05 – I при числе Рейнольдса Re до 1000 на экспериментальной вентиляционной установке с полимерным теплообменником, рис. 6. Установлено, что одинаковые скорости по каналам теплообменника устанавливаются при взаимно перпендикулярном расположении векторов скоростей потоков приточного и вытяжного воздуха, а также вводом выравнивающих сеток на входах в диффузорах перекрестноточного теплообменника, рис. 7, рис. 8 (минимальный и максимальный расход воздуха), для исключения неравномерности скоростей в каналах при работе вентиляторов установки (минимальный и максимальный расход воздуха).



Рис. 6. Лабораторная вентиляционная установка с перекрестноточным полимерным теплообменником (фотография)

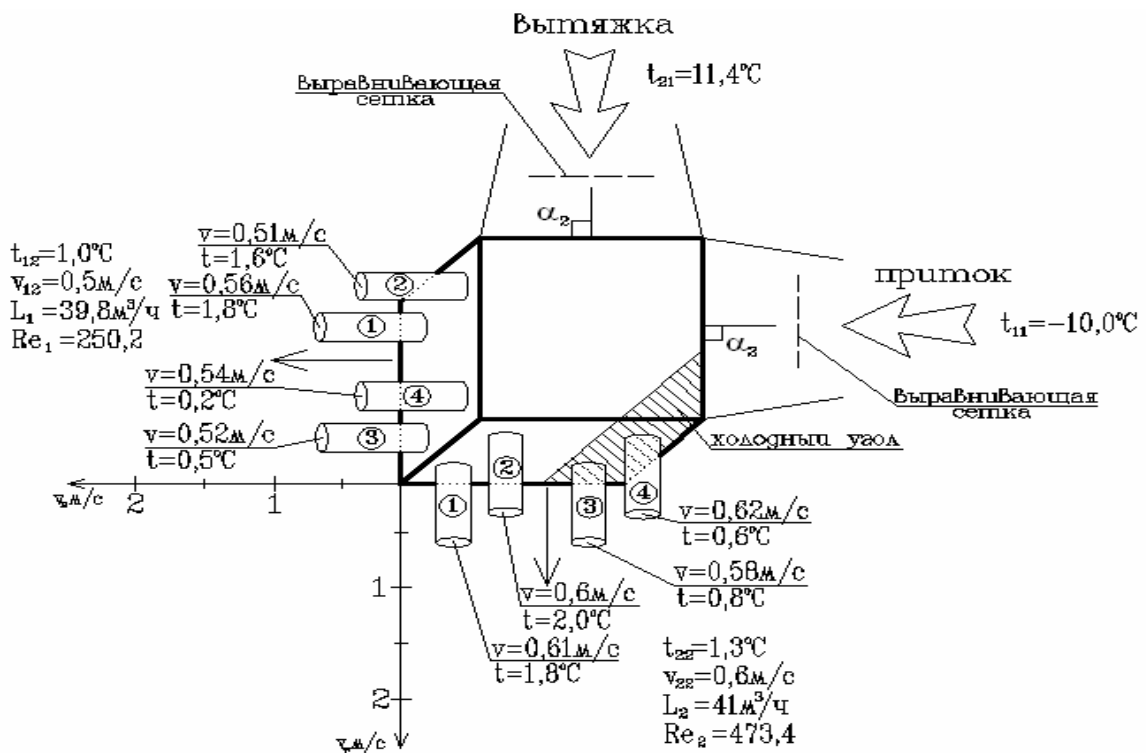


Рис. 7. Распределение скоростей по выходному сечению рекуператора с перпендикулярным к входному сечению вводом потоков и установкой выравнивающих сеток (минимальный расход воздуха)

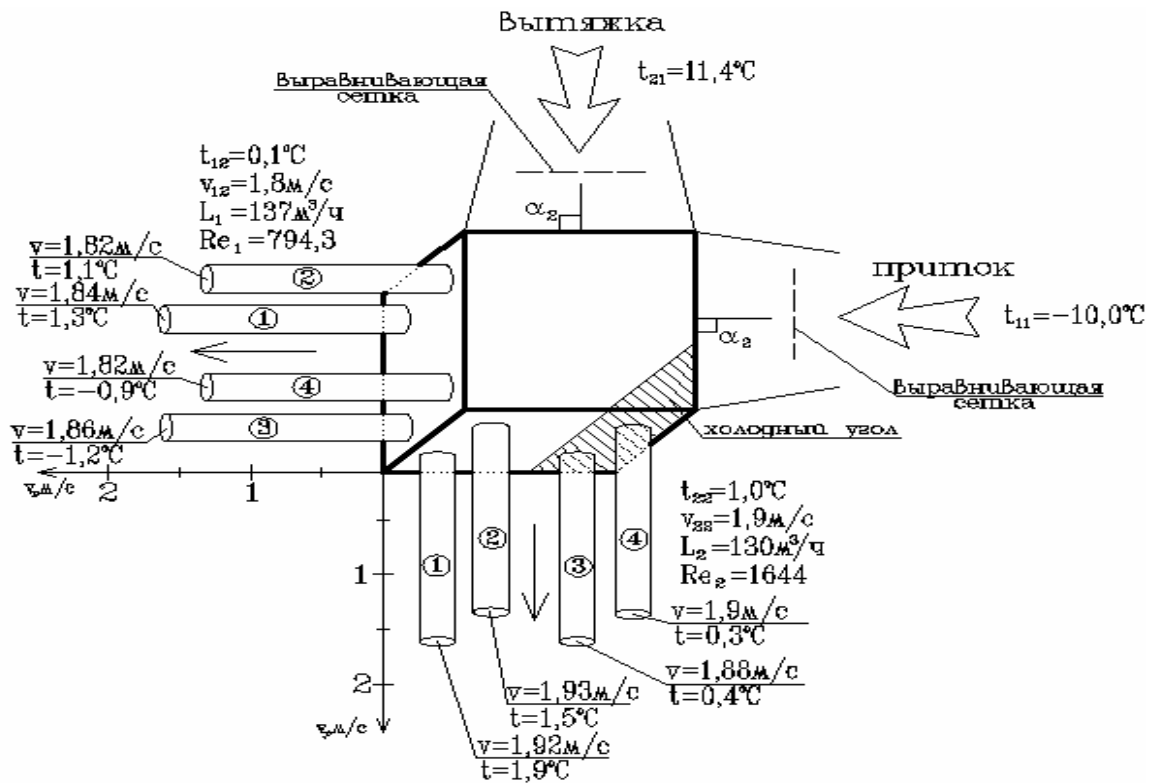


Рис. 8. Распределение скоростей по выходному сечению рекуператора с перпендикулярным к входному сечению вводом потоков и установкой выравнивающих сеток (максимальный расход воздуха)

На рис. 7 и 8 представлены распределения скоростей и температур по выходным сечениям теплообменника с вводом воздушных потоков перпендикулярно к входному сечению, установкой выравнивающих сеток и осевых вентиляторов, при максимальном и минимальном расходах воздуха. При минимальном расходе воздуха по приточному каналу $39,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ и по вытяжному $41 \text{ м}^3/\text{ч}$ имеет место равномерное распределение потоков, рис. 3 изменения скоростей и температур составляют: по приточному каналу $0,51 \text{ м/с}$ до $0,56 \text{ м/с}$, средняя скорость на выходе из теплообменника $0,63 \text{ м/с}$ по температуре от $0,2^\circ\text{C}$ до $1,8^\circ\text{C}$, средняя температура на выходе из теплообменника 1°C ; по вытяжному каналу от $0,58 \text{ м/с}$ до $0,62 \text{ м/с}$, средняя скорость на выходе из теплообменника $0,6 \text{ м/с}$, по температуре от $0,8^\circ\text{C}$ до $0,6^\circ\text{C}$. Средняя температура на выходе из теплообменника 2°C . При этом температура приточного воздуха на входе в теплообменник составляет -10°C , расход $39,8 \text{ м}^3/\text{ч}$, число Рейнольдса $250,2$; температура вытяжного воздуха на входе в теплообменник составляла $11,4^\circ\text{C}$; расход - $41 \text{ м}^3/\text{ч}$, число Рейнольдса $473,4$. При этом сохраняется месторасположение зоны пониженных температур «холодного угла». По распределениям температур по каналам приточного и вытяжного воздуха в перекрестноточном теплообменнике найдено месторасположение зоны пониженных температур «холодного угла».

Проведены исследования распределения температур в каналах приточного и вытяжного воздуха и определение зон конденсации и обледенения.

Для проведения исследования и анализа теплообмена между воздушными потоками в полимерном перекрестноточном теплообменнике, внутри в каналах использовались как термодатчики (термопары), установленные на стенки каналов, так и выполнялось прямое зондирование температур воздуха в каналах с помощью перемещающегося в них термодатчика (термопары). Сигнал с термопар выводился на

двухканальный цифровой анализатор температуры, при условии непосредственной регистрации места расположения термопары в канале. Эксперименты проводились при расходах приточного воздуха $G_1 = 100 - 150$ кг/ч, $Re_1 = 460 \div 700$ и вытяжного воздуха $G_2 = 100 \div 150$ кг/ч, $Re_2 = 700 \div 1050$ при температуре приточного воздуха на входе в теплообменник $t_{11} = -19$ °С и температуре вытяжного воздуха $t_{21} = 9$ °С. На рис. 9 представлены результаты изменения температур по длине приточного канала, зарегистрированные в сечении "а" (5 мм от края теплообменника по выходу вытяжного воздуха), сечении "б" (в центре), сечении "в" (5 мм от края теплообменника по входу вытяжного воздуха).

Как видно из рис. 9 по характеру изменения температуры воздуха канал может быть разделен на две зоны, зону интенсивного теплообмена воздуха до длины канала 30 мм и зону установившегося теплообмена воздуха в канале от длины канала 30 мм до 190 мм.

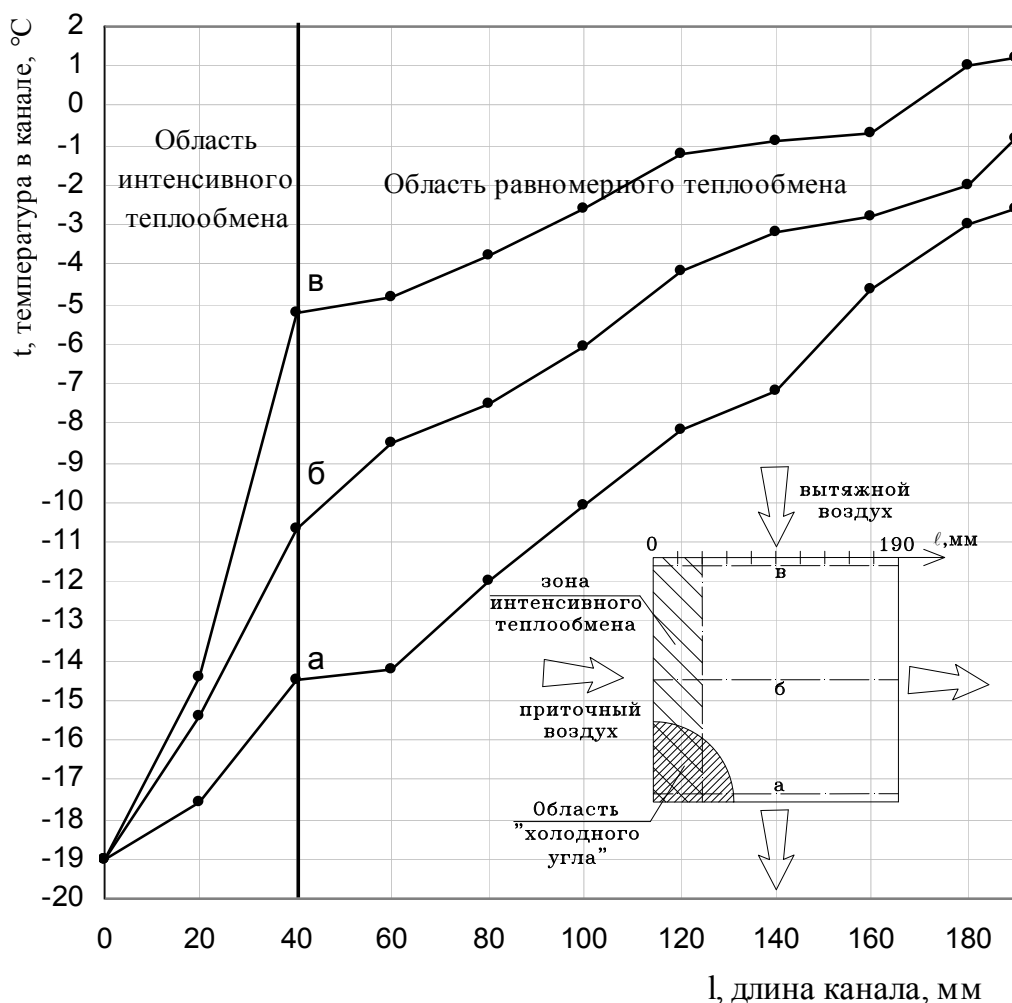


Рис. 9. Распределение температур по сечениям каналов (направление измерения "а", "б", "в") приточного воздуха

На рис. 10. представлены экспериментальные результаты по изменению температуры в вытяжном канале теплообменника. На входе в теплообменник вытяжной воздух имеет температуру 9 °С. За счет контакта с холодным каналом температура вытяжного воздуха уменьшается до -7 °С в зоне «холодного угла» (сечение "а"). В сечениях "б" и "в" имеют место более высокие температуры на выходе из каналов 0 °С и 3 °С. В сечениях "б" и "в" происходит квазиравномерное

изменение температуры от температуры на входе в канал до температуры на выходе. При этом в указанных сечениях температуры на выходе имеют положительные значения.

Изменение температуры в сечении "а", проходящего через зону «холодного угла» имеет место резкое ее понижение и достигает минимальной отрицательной температуры.

В данном случае изменение температурного поля в канале вытяжного воздуха практически имеет две зоны, зону равномерного уменьшения температур и зону «холодного угла» для сечения "а". Именно в зоне «холодного угла» имеется наибольшая вероятность образования конденсированной фазы влаги вытяжного воздуха с возможностью ее дальнейшего замораживания. Процесс замораживания будет происходить при условии, если температура стенки канала будет ниже температуры замораживания конденсируемой фазы влаги в вытяжном воздухе.

Область «холодного угла» является геометрическим местом расположения зонального автономного нагревателя для исключения замораживания влаги и поддержания процесса непрерывной конденсации в жидком состоянии, с дальнейшим ее стеканием под действием гравитационных сил к нижнему углу теплообменника и окончательным удалением ее. Так как конденсат насыщен различными вредными примесями, растворенных в нем газов, то его удаление обеспечивает эффективную очистку воздуха производственного помещения.

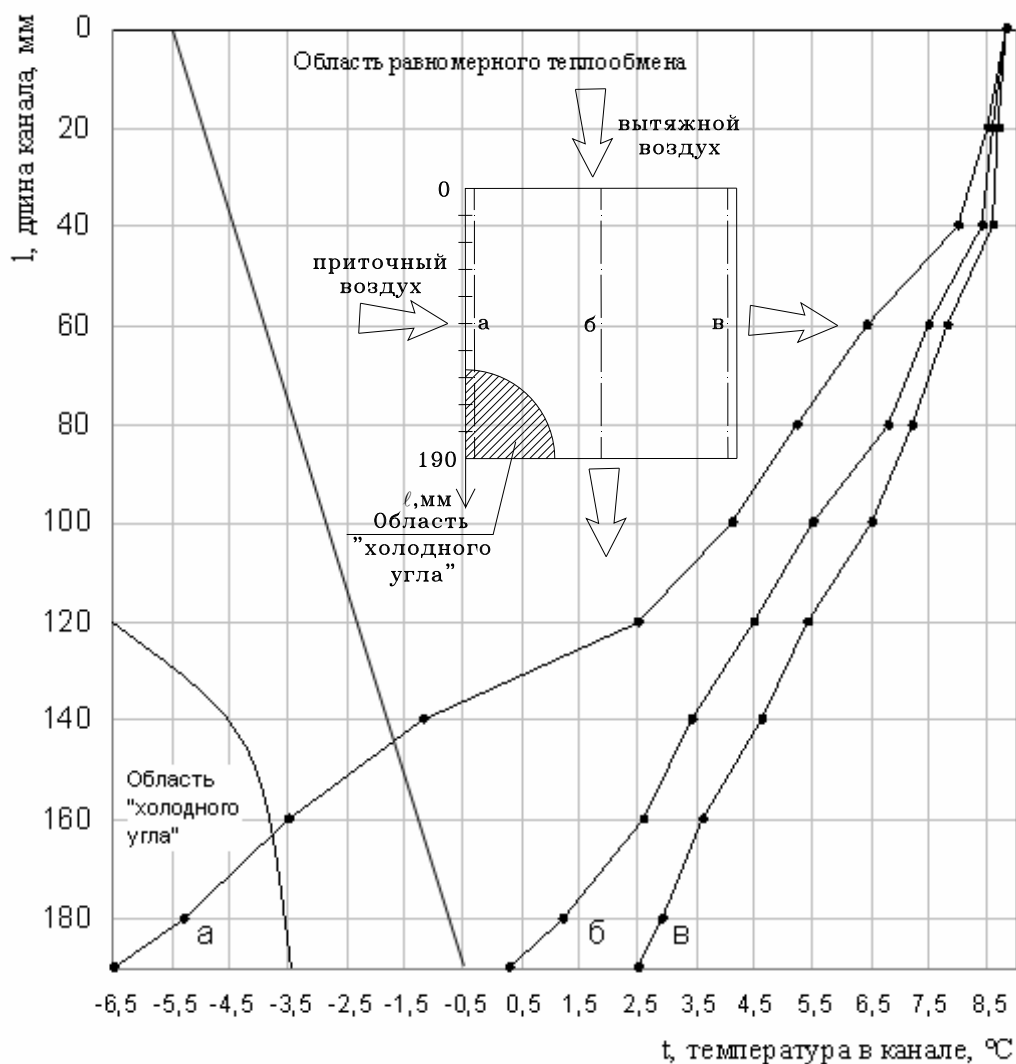


Рис. 10. Распределение температур по сечениям каналов (направление измерения "а", "б", "в") вытяжного воздуха

В третьей главе «Исследование перекрестноточных рекуперативных полимерных теплообменников при отрицательных температурах» для оценки механизма конденсации влаги на поверхности полимера использовались фотографические исследования покоящейся капли.

Установлена капельная конденсация влаги с каплями, имеющими краевой угол $45 \div 50^\circ$ (частичное смачивание поверхности), рис. 11.

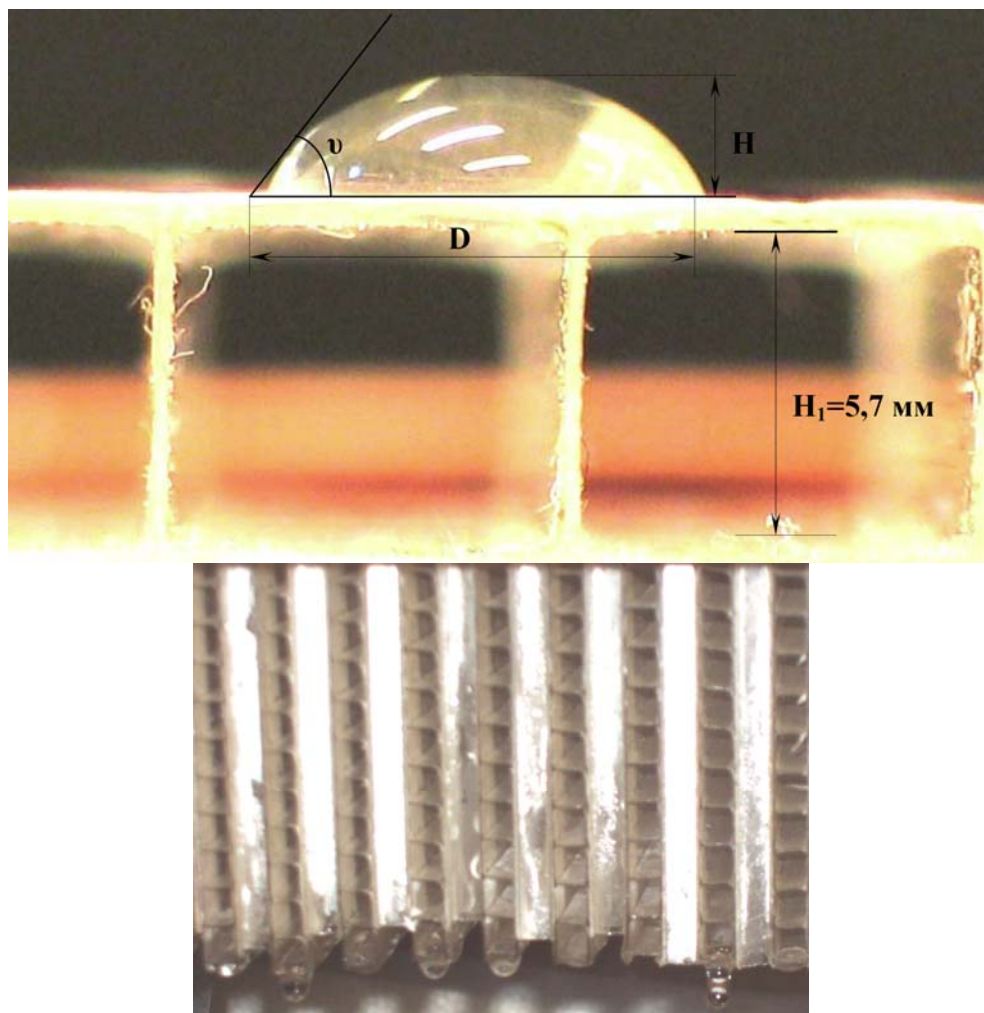


Рис. 11. Конденсация в перекрестноточном полимерном теплообменнике

Рост капель на поверхности возможен в виде образования пленки или путем увеличения их в объеме с дальнейшим отрывом. Эти механизмы участвуют в образовании «холодного угла».

Проведен анализ механизма образования конденсированной фазы в виде жидкости и льда на рабочих поверхностях полимерного теплообменника со стороны вытяжного воздуха. Установлены условия образования льда в области «холодного угла» и методы исключения процесса обмерзания, к числу которых относятся:

- предварительный прогрев приточного воздуха;
- регулированием массовых воздушных потоков на притоке и вытяжке в теплообменнике;
- размораживание всего теплообменника;
- уменьшение теплопередачи в «холодном угле».

Определен механизм конденсации влаги в теплообменнике при отрицательных

температурах. Получено распределение температур в каналах приточного и вытяжного воздуха при отрицательных температурах наружного воздуха, рис. 9 и 10. Определены границы зоны замораживания влаги. Для приточного воздуха определены области и фронт интенсивного теплообмена холодного воздуха. Для вытяжного воздуха найдены границы зоны замораживания в «холодном угле». Определено место установки локального автономного нагревателя для исключения обмерзания поверхностей теплообменника.

Описана теплоутилизационная установка сбросного тепла с автономным электрообогревателем для низкоклиматических зон. Определены методы регулирования исключения процесса обмерзания теплообменника.

Исследованы механизмы конденсации и замораживания влаги из вытяжного воздуха в полимерном теплообменнике при температурах ниже температуры насыщения.

Установлено, что конденсация и дальнейшее замораживание влаги начинается в зоне «холодного угла» теплообменника и далее распространяется на всю поверхность, вид конденсации - капельный.

Разработана программа теплотехнического расчета утилизаторов сбросного тепла при возможной конденсации влаги в полимерном теплообменнике. Процесс замораживания влаги в теплообменнике при температурах ниже температур замораживания исключается использованием автономного локального нагревателя.

Предложен расчет и определена эффективность теплоутилизационной установки сбросного тепла.

Принята математическая модель, позволяющая определить границы сухой зоны и конденсации на поверхностях полимерного теплообменника, а так же начало образования границы льда.

Разработанная вентиляционная установка позволяет при температурах ниже температуры насыщения и замораживания путем размещения нагревателя необходимой формы и конструкции в область «холодного угла» исключить на поверхностях теплообмена кристаллизацию влаги и за счет сил гравитации непрерывно отводить ее в жидком состоянии через трубку, рис. 12.

Предлагаемая установка реализует:

- утилизацию сбросного тепла сельскохозяйственных помещений в условиях низких температур окружающей среды и может найти широкое применение в регионах с протяжённым холодным временем года;
- экономию тепловой энергии при пассивном нагревании входящего воздуха в теплообменнике не менее 55 %;
- нормальные режимы работы вентиляторов, т.е. без условий работы старт-стоп;
- поддержание устойчивых аэродинамических характеристик установки в различных климатических условиях;
- возможность удаления аммиака (95% аммиака удаляется с конденсатом), при этом одновременно производится осушка воздуха внутри помещения.

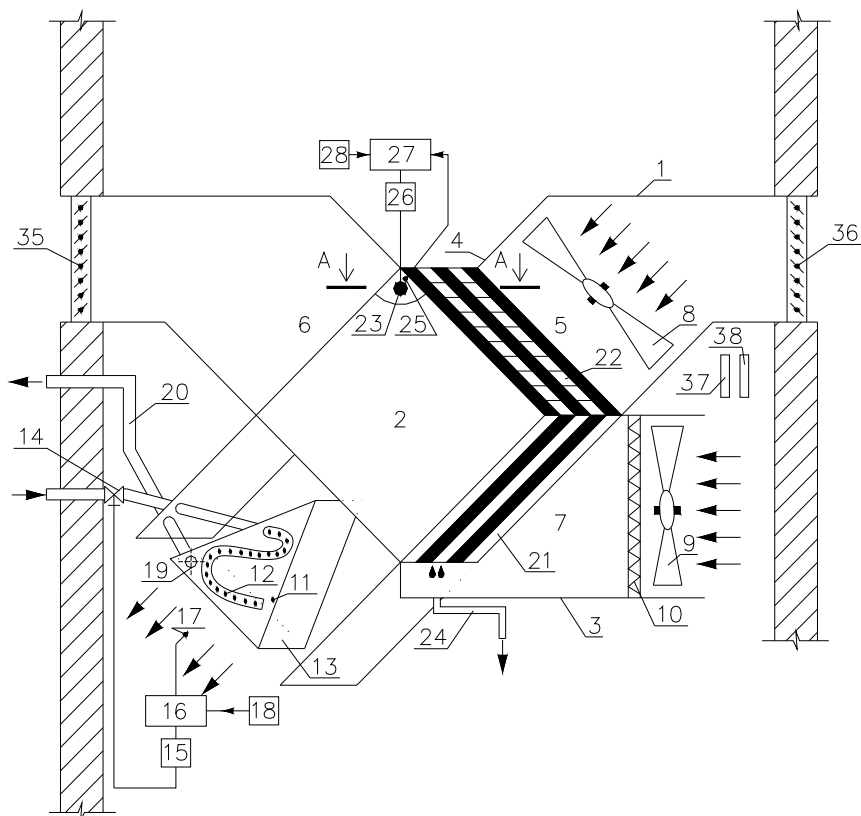


Рис. 12. Общая схема установки с электрическим автономным зональным нагревателем

В четвертой главе «Исследование промышленной установки с утилизацией сбросного тепла на базе полимерного теплообменника в натуральных условиях» представлены результаты исследований промышленной теплоутилизационной установки на базе полимерного теплообменника в ГУП "Красная Пойма" в телятнике на 290 голов при температурах наружного воздуха - 7°C, внутреннего воздуха + 11,4°C, при расходах 3000 м³/ч, рис.13. В результате испытаний рассчитан тепловой баланс теплоутилизационной установки, установлена ее теплопроизводительность, соответствующая 8200 Вт.



Рис. 13. Расположение утилизационной установки в помещении с полимерным теплообменником

При эксплуатации в течение 4 лет в животноводческом помещении (в телятнике на 290 голов) установлено коррозионное разрушение перекрестноточного теплообменника из алюминиевых пластин, в то время как пластины теплообменника из полимера не подвергались каким либо изменениям. Показано, что в результате коррозии термическое сопротивление металлических поверхностей теплообмена, в отличие от полимерных может увеличиваться в 4-6 раз.

Представлен расчет температурной эффективности теплоутилизации.

$$E_{t1} = \frac{(t_{12} - t_{11}) \cdot G_1 \cdot c_{p1}}{(t_{21} - t_{11}) \cdot G_2 \cdot c_{p2}}, \quad (18)$$

$$E_{t2} = \frac{(t_{21} - t_{22}) \cdot G_2 \cdot c_{p2}}{(t_{21} - t_{11}) \cdot G_1 \cdot c_{p1}}. \quad (19)$$

Для лабораторной экспериментальной установки температурная эффективность теплоутилизации составила 0,505.

Для промышленной установки температурная эффективность теплоутилизации составила 0,462.

В пятой главе «Технико-экономическое обоснование применения вентиляционной установки с полимерным теплообменником» представлен расчет по методу приведенных затрат от использования вентиляционной установки с полимерным теплообменником по сравнению с вентиляционной установкой с металлическим теплообменником, установленной в животноводческом помещении.

В общем виде экономическая эффективность рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E}_r = Z_6 - Z_n, \quad (20)$$

где Z_n и Z_6 – приведенные затраты при предлагаемом и базовом вариантах.

Z_n и Z_6 рассчитываются:

$$Z_n = K_n E_n - I_n, \quad (21)$$

$$Z_6 = K_6 E_6 - I_6, \quad (22)$$

где K_n и K_6 – количество производимой продукции в год в новом и базовом вариантах; E_n и E_6 – срок эксплуатации оборудования в новом и базовом вариантах; I_n и I_6 – издержки производства (себестоимость) на выполнение технологического процесса в денежном выражении в новом и базовом вариантах.

Годовая экономическая эффективность в общем виде:

$$\mathcal{E}_r = (K_6 E_6 - K_n E_n) - (I_6 - I_n). \quad (23)$$

Поскольку, количество выпускаемой продукции и её цена в базовом и новом вариантах имеют одинаковые значения, то годовая экономическая эффективность можно переписать в виде:

$$\mathcal{E}_r = I_6 - I_n. \quad (24)$$

Из формулы (24) видно, что экономический эффект равен разности годовых издержек производства (себестоимостей).

Себестоимость базового и нового вариантов I_6 , I_n включают в себя: издержки на амортизационные отчисления $I_{6о}$, $I_{но}$; издержки на энергоноситель $I_{6э}$, $I_{нэ}$; издержки на обслуживающий персонал $I_{6оп}$, $I_{ноп}$; издержки на ремонт $I_{6р}$, $I_{нр}$.

В табл. 5 представлены стоимости различных материалов теплообменных пластин (полимер, алюминий, нержавеющая сталь) при одинаковых габаритных размерах в ценах 2009 года.

Стоимость материалов пластин теплообменников

Материал	Размер пластин теплообменников	Стоимость пластины, руб.
полимер	500x500	77,5
алюминий	500x500	255
нержавеющая сталь	500x500	800

Экономический эффект при использовании полимера в качестве теплообменной поверхности в теплообменниках составит:

$$Э_r = I_{\text{бо}} - I_{\text{но}} + I_{\text{бэ}} - I_{\text{нэ}} + I_{\text{боп}} - I_{\text{ноп}} + I_{\text{бр}} - I_{\text{нр}} \quad (25)$$

Экономический эффект по методу приведенных затрат от использования вентиляционной установки с полимерным теплообменником по сравнению с вентиляционной установкой с металлическим теплообменником, установленной в животноводческом помещении составил 69000 руб. в ценах 2009 г. на одну вентиляционную установку и 216500 руб. по сравнению с теплообменником из нержавеющей стали.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Обзор и анализ существующих теплоутилизационных установок показал ограниченность их использования в животноводческих помещениях вследствие: возможного замораживания влаги из вытяжного воздуха на теплообменных поверхностях; активной коррозии металлических поверхностей теплообмена и значительной стоимости теплообменного оборудования.
2. Предложена технорабочая схема теплоутилизационной установки (патенты РФ № 2219764 и № 2326528) с перекрестноточным теплообменником из полимера, выполненного по новой технологии (патент № 2249776).
3. Разработана методика расчета пластинчатого перекрестноточного полимерного теплообменника при условии отсутствия и наличия конденсации влаги из вытяжного воздуха на рабочих поверхностях теплообмена. Разработаны алгоритмы программы теплотехнического расчета утилизаторов сбросного тепла с учетом конденсации влаги в полимерном теплообменнике.
4. На основании предложенной методики определены коэффициенты теплоотдачи в каналах полимерного теплообменника без конденсации влаги $\alpha_2 = 16,6$ Вт/(м²·К) и в другом случае по влажному воздуху $\alpha_{\text{вл}} = 133,6$ Вт/(м²·К). Установлено, что конденсация и дальнейшее замораживание влаги начинается в зоне «холодного угла» перекрестноточного теплообменника и далее распространяется на всю поверхность теплообмена. Предложена и запатентована система локального нагревателя, исключающего процесс замораживания влаги в теплообменнике при температурах ниже температур замораживания.
5. В результате экспериментальных исследований газодинамики и теплообмена теплоутилизационной установки в лабораторных и хозяйственных условиях (ГУП «Красная Пойма») в течение 4 лет при температурах наружного воздуха $-5 \div -25$ °С тепловая мощность полимерного теплообменника достигала 10,5 кВт, а температурный КПД теплоутилизационной установки соответствовал 55 %.
6. Предложенная теплоутилизационная установка обеспечивает до 55 % экономии тепла. Расчетный экономический эффект от внедрения теплоутилизационной установки с полимерным теплообменником по сравнению с установкой с

теплообменником из алюминия, имеющим такие же габаритные характеристики составил 69000 руб. в ценах 2009 г. на одну вентиляционную установку. Ресурс работы алюминиевого теплообменника ввиду низкой коррозионной стойкости соответствует 4,5 годам, за этот же период полимерный теплообменник сохранил все свои теплотехнические и прочностные характеристики.

**Основное содержание диссертации опубликовано
в следующих работах:**

1. Лебедев Д.П., Шаталов М.П., Самсонова Е.А. Теплоутилизационные установки на базе полимерных перекрестноточных рекуперативных теплообменников // Техника в сельском хозяйстве, 2007. №4. С.9-11.
2. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Теплообменное оборудование из полимеров в системах обогрева и вентиляции животноводческих помещений. // Научно-технический прогресс в области механизации, электрификации и автоматизации сельского хозяйства. Материалы Международной научно-практической конференции. Т. 2. – Минск. 2002. С. 192 – 193.
3. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Рекуперативные теплообменники для сельскохозяйственного производства. Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 3-й Международной научно-технической конференции. Часть 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М. 2003. С. 340 – 345.
4. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Исследование устройства для микроклимата с перекрестноточным теплообменником из полимера. Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 4-й Международной научно-технической конференции. Часть 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М. 2004. С. 54-56.
5. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Энергосберегающие установки утилизации сбросного тепла в децентрализованных системах обогрева животноводческих помещений. Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 5-й Международной научно-технической конференции. Часть 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М. 2006. С. 48-51.
6. Лебедев Д.П., Шаталов М.П., Пенкин А.А. Исследование устройства для микроклимата с перекрёстноточным теплообменником из полимера. //Тезисы IV Международной конференции. Проблемы промышленной теплотехники. (26-30 сентября 2005 г.). – Киев, 2005. С.179-180.
7. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Утилизация тепла с помощью перекрестноточного рекуперативного полимерного теплообменника. //Тезисы V Международной конференции (май 2007 г). – Киев, 2007. С.158-159.
8. Лебедев Д.П., Шаталов М.П., Самсонова Е.А. Установки утилизации сбросного тепла при пониженных температурах приточного воздуха. Материалы международной научно-технической конференции «Перспективы и направления развития энергетики АПК» (22-23 ноября 2007 г.) – Минск, 2007. – С.34-36.
9. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Энергосберегающая теплоутилизация сбросного тепла производственных помещений при пониженных температурах приточного воздуха. Труды 6-й Международной научно-технической конференции. Часть 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М. ГНУ ВИЭСХ. 2008. С.212-217.

10. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Тепло-массообмен в теплоутилизационной установке. // Тезисы XXV Международной конференции "UKR-POVER 2009 "Комплексное решение проблем энергосбережения в промышленной и коммунальной энергетике" (23 –27 июня 2009 г.). – Ялта, 2009. С.159-161.
11. Лебедев Д.П., Шаталов М.П. Тепло-массообмен в теплоутилизационной установке. Труды 7-й Международной научно-технической конференции. Часть 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М. ГНУ ВИЭСХ. 2010. С. 229-234.
12. Патент РФ 2249776. Способ изготовления теплообменников из полимеров. /Лебедев Д.П., Пенкин А.А., Шаталов М.П. // Б.И. 2005. №10.
13. Патент РФ № 2219764 Установка для организации микроклимата в сельскохозяйственном помещении. / Лебедев Д.П., Пенкин А.А., Шаталов М.П. // Б.И. 2003. № 36.
14. Патент РФ № 2326528 Установка для утилизации сбросного тепла животноводческих помещений при отрицательных температурах приточного воздуха. /Лебедев Д.П., Шаталов М.П. // Б.И. 2008. № 17.
15. Заявка на патент № 2007106025/12 (006547). Установка для утилизации сбросного тепла при отрицательных температурах приточного воздуха. /Лебедев Д.П., Шаталов М.П.

Подписано к печати

Заказ №

Тираж 100 экз.