

## **Секция 3.**

**Энергоэффективные элементы конструкций  
и инженерного оборудования.  
Материалы и технологии**

## ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЭКОДОМА

*Ажичаков Ю.В.*

*Всероссийская ассоциация экспертов по экотехнологиям, альтернативной энергетике и экологическому домостроению, г. Северобайкальск*

### **Солнечное теплоснабжение и отопление.**

Экологическое домостроение медленно, но уверенно прокладывает дорогу в индивидуальное строительство.

Основными преградами на пути развития являются:

- а) слабая информированность и «неверие» застройщика в прогрессивные пути создания энерго-эффективного доступного жилья;
- б) сложившиеся стереотипы в строительстве и альтернативных инженерных системах;
- в) медленное развитие производства инженерного оборудования в нашей стране;
- г) поставка большей части материалов и оборудования из-за рубежа, что определяет его относительно высокую стоимость.

Основными необходимыми условиями создания энерго-эффективного жилья и использования альтернативных инженерных систем являются:

- а) высокое термическое сопротивление ограждающих конструкций;
- б) низкотемпературная система отопления;
- в) «солнечная архитектура»;
- г) тепловая инерция здания и/или наличие теплового аккумулятора.

В начале 90-х годов даже среди профессиональных строителей (не говоря уже о заказчиках) проблема низкой теплоизоляции здания даже не рассматривалась: «Главное, чтобы был хороший котёл». Сейчас наличие хорошей теплоизоляции считается нормой, хотя понятие «хорошая теплоизоляция» определяется по-разному.

Низкотемпературная система отопления – тёплый пол впервые в Бурятии была мною смонтирована в 1997 году на полигоне солнечной энергии. В строительство удалось внедрить эту систему вначале в православных храмах в Искитиме (2002 г.) и Северобайкальске (2004 г), а затем и в частных домах и коммерческих объектах. Сегодня система тёплый пол или тёплые стены широко внедряются в строительстве.

Проекты жилых домов с солнечной архитектурой ещё слабо воспринимаются заказчиками. Для них, по-прежнему, главным является отделка и детали интерьера и экстерьера в их сложившихся понятиях и представлениях. Требования, налагаемые солнечной архитектурой, отвергаются, если они «мешают воплощению их стереотипа».

Тепловая инерция здания и/или наличие теплового аккумулятора сегодня ещё игнорируются. Массовым стало возведение каркасных (малоинерционных) жилых домов, которые породили новые проблемы с вентиляцией и с необходимостью непрерывной работы котла.

При соблюдении этих необходимых условия использование солнечной энергии для отопления становится уже целесообразным.

Системы солнечного горячего водоснабжения возможно сегодня почти для любого региона нашей страны. Сдерживающим фактором для широкого внедрения этой системы является относительная дороговизна используемого оборудования (в основном, импортного). Если же, система солнечного теплоснабжения работает не только для приготовления горячей воды, но и в системе отопления, то, в этом случае, относительная дороговизна применяемого оборудования оправдывает себя.

Схема солнечного теплоснабжения представлена на рисунке ниже.

Данная схема будет реализована в строящемся жилом доме в Подмоскowie и в уже построенном доме в Северобайкальске. Стоимость данного комплекта оборудования составляет около 180 000 рублей.

### **Водоснабжение, канализация и бытовые отходы**

Кроме отопления другими важными факторами в индивидуальном жилищном строительстве являются водоснабжение и канализация.

Традиционно водоснабжение организуют при помощи сетевого водопровода. В местах, где сети водоснабжения не предусматриваются, бурятся скважины, и собирается автономная система водоснабжения. Сегодня на рынке можно купить всё необходимое для этого оборудование.

На сегодня вопросы накопления и использования дождевой воды и вторичного использования очищенных стоков в практике индивидуального домостроения практически не рассматривается. Это важный аспект, так как, есть регионы, где бурение скважины затруднено или очень дорого, поэтому вода привозная, а так же, возникают вопросы количества утилизации сточных вод от дома (например, в местах плотной застройки или проблем с дренажем). Так, например, повторное использование очищенных серых стоков для сливных бачков в туалетах позволяют сократить потребление воды до 40%. Использование дождевой воды в качестве технической воды или для полива насаждений так же значительно сокращает расход воды питьевого качества.

Относительно недавно стали использоваться локальные очистные сооружения (ЛОС). До этого, общепринято было сооружать выгреб, который приходилось периодически чистить. Локальные очистные сооружения, как правило, полной заводской готовности, позволили облегчить эксплуатационное обслуживание и увеличить количество потребляемой воды. Вместе с тем, возникли проблемы по утилизации очищенных стоков из-за их повышенного количества.

Использование безводного биотуалета пока не нашло должного применения в индивидуальном жилищном строительстве. Сегодня применяют только компактные биотуалеты в дачных домах и постройках. Применение компостирующих биотуалетов в индивидуальных жилых домах позволит значительно сократить потребление воды, снять нагрузку на очистку сточных вод и дренаж. Кроме этого, компостирующий биотуалет типа Clivus Multrum позволяет перерабатывать и все другие органические отходы в доме и на приусадебном участке.

### **Вентиляция**

Проблемам вентиляции сегодня не уделяется должного внимания. Раньше, когда тепловые потери дома были значительно больше, а герметизация здания была не столь высокой как с появлением пластиковых окон, достаточно было иметь в доме только вытяжную вентиляцию. Теперь, в доме с повышенными теплотехническими характеристиками и герметичными окнами, вопросы вентиляции стали заметными. Возникла необходимость создания приточной вентиляции и рекуперации тепла вытяжного воздуха. Рекуператоры тепла, особенно зарубежного производства, не приспособлены для нашего сурового климата. Они попросту обмерзают. У нас в стране налаживается выпуск локальных рекуператоров вытяжного воздуха, которые более устойчивы к пониженным температурам.

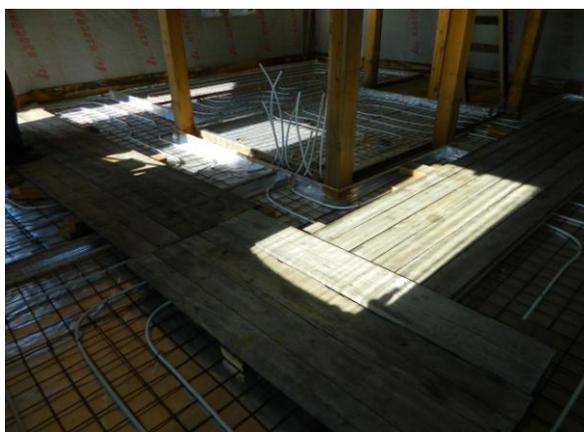
## РЕАЛИЗАЦИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ (фрагменты строительства)



Храм в Северобайкальске 2007 г.



Узел управления «тёплым полом» храма



Энерго-эффективный солнечный дом  
в Северобайкальске 2013 г.



Узел управления «тёплым полом»



Перед бетонированием водяных ёмкостей  
дома «нулевого потребления» 2013 г.



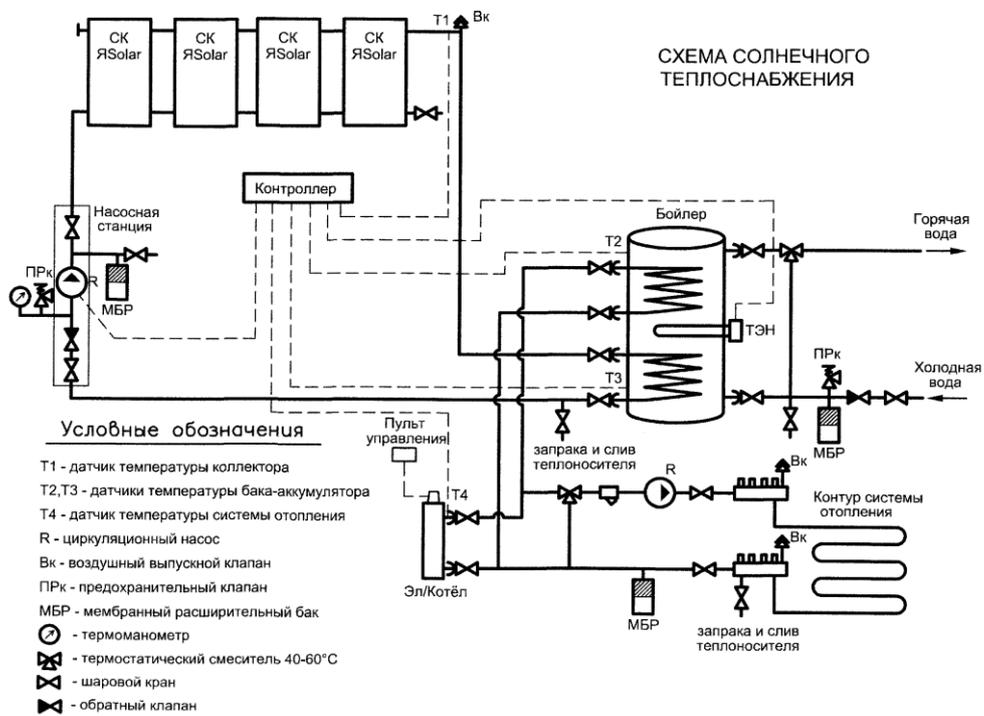
Бетонирование биотуалета  
“Clivus Multrum” 2013 г.



Монтаж очистной установки на Северомуйском тоннеле 2008 г.



Строительство локальной очистной установки «Поплавок». г. Северобайкальск 2016 г.



## **ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ В ТЕПЛОВЫХ НАСОСАХ ДЛЯ МАЛОЭТАЖНЫХ ЖИЛЫХ ДОМОВ**

*Иваницкий Е.В., Никитенко М.И.*

*ООО «Специальное конструкторско-технологическое бюро машиностроения», г. Новоуральск*

Стремление уменьшить затраты первичной энергии (потребление топлива) без снижения или даже с увеличением отдачи энергии конечному потребителю за счет более рационального способа ее преобразования – главная тенденция современной техники. Особенно актуально это для малоэтажных жилых домов поскольку способствует значительному снижению затрат на подземные коммуникации и эксплуатационные расходы. Одним из рациональных способов преобразования энергии в тепло или в холод, который известен с позапрошлого века – это тепловой насос. В настоящее время тепловые насосы используются в режиме генератора тепла или холодильника.

Сущность теплового насоса заключается в работе компрессора на два контура, которые соединены между собой через дроссель. В контуре расширения рабочая среда, расширяясь, значительно снижает свою температуру. При прохождении контура расширения через теплообменник (испаритель), в котором движется другая среда, с температурой больше температуры среды в расширительном контуре, происходит нагрев последней. Среда, нагретая до температур близких к температуре испарителя, при сжатии в компрессоре значительно нагревается, и, остывая в другом теплообменнике (конденсаторе), отдает свое тепло в отопительные системы жилого дома. В зависимости от мощности компрессора тепло можно использовать для обогрева дома и для подготовки теплой воды. Таким образом, любой тепловой насос состоит из компрессора, который приводится в движение внешним источником, испарителя, конденсатора и дросселя, соединенных трубопроводами, а также элементов автоматики, обеспечивающих работу теплового насоса. В качестве внешнего источника могут использоваться электромоторы, двигатели внутреннего и внешнего сгорания, а также другие источники. По данным [1] компрессор определяет основные параметры теплового насоса – производительность по теплу или холоду, ресурс и его стоимость, которая может достигать 30-40 % стоимости теплового насоса.

С целью снижения стоимости компрессора и расходов на его содержание, а также увеличения надежности компрессора предлагается использовать трохоидные роторно-поршневые компрессоры (ТРПК). Трохоидные роторно-поршневые компрессоры реализуют лучшие термодинамические показатели на фазе всасывания [2], имеют меньшее количество деталей [3] и, следовательно, более высокий ресурс работы. Кроме того, ТРПК могут работать с большими скоростями вращения приводного (эксцентрикового) вала, которые позволяют сконструировать компрессоры меньшей массы и габаритами, что дополнительно снижает их стоимость. Однако массового производства ТРПК не получили, т.к. мировое машиностроение не имеет эффективных способов обработки рабочих поверхностей камер расширения и сжатия, периметр которых выполнен не по окружности, а по трохоидной кривой [4].

В ООО «Специальное конструкторско-технологическое бюро машиностроения» авторами разработан процесс обработки трохоидных поверхностей корпусов ТРПК. [5]. Эффективность разработанного процесса в 10-16 раз выше традиционных способов обработки трохоидных поверхностей. Поэтому себестоимость обработки ос-

новой детали компрессора также должна быть значительно ниже. Дополнительное снижение стоимости компрессора должно определяться типом их производства (чем больше годовая программа изготовления продукции, тем меньше ее себестоимость). На сегодняшний день достигнуты договоренности с автомобильными заводами КАМАЗ и Урал, которые готовы приобретать тормозные роторно-поршневые компрессоры с объемами рабочих камер 300, 600 и 900 см<sup>3</sup> до 60 тысяч штук в год. Разработанные и утвержденные заказчиками технические задания на эти компрессоры предусматривают использование одной роторно-статорной группы (рабочего модуля). Т.е. производительность компрессора наращивается за счет увеличения числа модулей. Такая идеология производства позволяет увеличить число однотипных деталей и приблизить производство к крупносерийному или массовому.

Интересно отметить, что размерности тормозных ТРПК совпадают с размерностями компрессоров для тепловых насосов, используемых в обогревательных системах малоэтажных жилых домов. Кроме того, размерности ТРПК совпадают с размерностями роторно-поршневых двигателей Ванкеля (РПД), которые могут быть использованы в приводах ТРПК. Сами РПД могут работать по многим известным термодинамическим циклам с внутренним и внешним подводом тепла. Такое совпадение размерностей не случайно. Оно определяется большими конверсионными возможностями схемы роторно-поршневых машин, в которых рабочие объемы определяются не только числом модулей, но и их шириной. Изменение ширины роторно-статорной группы не требует серьезной замены производственного оборудования.

Таким образом, можно констатировать, что при наличии эффективного способа обработки трохоидных поверхностей рабочих камер можно создавать компрессоры, а также двигатели внутреннего и внешнего сгорания в объемах, обеспечивающих их низкую себестоимость. Например, стоимость тормозного роторно-поршневого компрессора с объемом рабочей камеры 300 см<sup>3</sup> определена заказчиком в пределах 6 тысяч рублей, а объемом 600 см<sup>3</sup> – 10 тысяч рублей.

## Литература

1. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы – М.: «Энергоиздат», 1982.
2. Пятов И., Чернышов Д., Шевкун А., Швейцер А. и др. «О выборе конструкторских решений при разработке роторно-поршневого компрессора с улучшенными экологическими характеристиками» Журнал «Двигателестроение», № 5, 2004.
3. Сухомлинов Р.М. Трохоидные роторные компрессоры. – Харьков: «Вища школа», 1975.
4. Бениович В., Апазиди Г., Бойко А. Ротопоршневые двигатели – М.: «Машиностроение», 1968 .
5. Пат. 2602590 (РФ) Способ электроабразивного шлифования внутренних поверхностей сложной формы / Никитенко М. И., Иваницкий Е. В., Демин О. А. Действует с 13.05.2015. Срок действия патента истекает 13.05.2035 г.

## **ЕСТЕСТВЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИТОЧНЫМИ ВОЗДУШНЫМИ КЛАПАНАМИ**

*Летушко В.Н, Низовцев М.И., Стерлягов А.Н.*

*Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск*

В настоящее время большинство окон в современных зданиях представлено конструкциями с 2-х камерными стеклопакетами в одинарных переплетах из ПВХ-профиля. Использование герметичных стеклопакетов и системы уплотнителей в таких окнах с одной стороны способствует повышению теплозащитных свойств и звукоизоляции, с другой стороны существенно снижает их воздухопроницаемость и приводит к проблемам по обеспечению воздухообмена в помещениях. Проветривание квартир путем открытия форточек в окнах не позволяет обеспечивать требуемый микроклимат в квартирах и значительно снижает эффективность использования тепла, затраты которого на подогрев вентиляционного воздуха в современной квартире превышают потери тепла через наружные ограждения [1]. Открытие форточек вызывает повышенный уровень шума, проникающего в квартиры домов, выходящих на улицы.

Согласно СП 60.13330.2012 [2] в жилых помещениях на 1 человека требуется около  $30 \text{ м}^3$ / час свежего воздуха, что должно составлять не менее 0,35 воздухообмена в час по общему объему квартиры. Если постоянный приток свежего воздуха в помещение отсутствует, то организм не получает необходимого количества кислорода. Кроме того, при отсутствии нормального воздухообмена возникает избыточная влажность воздуха, которая может приводить к конденсации влаги на оконных откосах, раме и подоконнике, угловых зонах наружных ограждений, что со временем может привести к развитию плесени. Для обеспечения нормируемого воздухообмена при оборудовании помещений только вытяжной вентиляцией в наружных ограждениях следует предусмотреть регулируемые приточные устройства

Одним из способов создания нормального воздухообмена и обеспечению комфортного микроклимата в помещениях является использование приточных воздушных клапанов [3]. Задача воздушного клапана – обеспечить человека достаточным количеством воздуха для дыхания, и предотвратить появление плесени в помещении. Как правило, приточный воздушный клапан способен обеспечить приток достаточного количества свежего воздуха: при нормальных условиях. При перепаде давления 10 Па через большинство моделей клапанов поступает около  $25\text{-}30 \text{ м}^3/\text{ч}$  свежего воздуха. Если перепад давления будет больше, следовательно, количество поступающего воздуха также вырастет. По оценкам АВОК [4] устройство регулируемой вентиляции с естественным притоком через специальные приточные устройства-клапаны, позволяет нормализовать воздушно-тепловой режим квартир и обеспечить требуемый воздухообмен, снизить затраты тепла на 10–15 %.

Общий принцип работы приточной вентиляции заключается в следующем: воздух с улицы поступает через воздухопровод клапана, так как давление в комнате ниже, чем на улице. Благоприятные условия работы клапана создаются благодаря работе принудительной вытяжки или просто вытяжного вентиляционного канала. Если вытяжная вентиляция будет работать плохо, то клапан не обеспечит достаточное поступление воздуха. Поэтому при естественной вентиляции приточные воздушные клапаны могут оказаться малоэффективными летом в жаркую погоду.

В настоящее время распространены различные типы приточных воздушных клапанов, каждый из которых имеет свои особенности эксплуатации. Прежде всего, клапаны для приточной вентиляции делятся, в зависимости от места установки, на оконные и стеновые. Оконные клапаны обычно встраиваются в оконную раму, чтобы не уменьшать площадь остекления, и выполняются в виде щелей. В результате, такие клапаны обладают высоким гидравлическим сопротивлением, что затрудняет установку фильтра. Еще одним недостатком оконных клапанов является слабый прогрев поступающего в помещение воздуха. Стоимость оконного клапана достаточно существенна, она может составлять почти половину цены всего окна.

Вследствие указанных недостатков наиболее распространенными являются стеновые модели приточных воздушных клапанов, монтируемые в наружные стены. Стеновые приточные воздушные клапаны, независимо от модели, в основном состоят из следующих элементов:

1. Воздуховод, по которому воздух проходит с улицы в комнату. Внутри воздуховода может находиться утеплитель-шумоизолятор.
2. Наружная вентиляционная решетка. Предотвращает попадание внутрь воздуховода осадков. Выполняется из пластика или металла.
3. Внутренний корпус — оголовок содержит фильтр, направляет воздушный поток в комнату.

Более сложные приточные установки могут дополнительно оснащаться следующими элементами: вентилятор, нагреватель воздуха, датчики влажности и/или температуры воздуха, выносной электронный пульт управления. Такие установки более эффективны, однако и стоят существенно дороже, чем обычные клапаны.

Применение стеновых приточных воздушных клапанов является эффективным решением по нескольким причинам: нет необходимости часто открывать/закрывать окно, не изнашивается фурнитура, через клапан поступает меньше шума, чем через открытое окно; возможна регулировка объема поступающего воздуха, установка возле батареи или в верхней части стены позволяет избежать резких колебаний температуры зимой. К недостаткам стеновых моделей приточных клапанов можно отнести необходимость делать отверстие в стене. Кроме того допущенные при монтаже стенового клапана ошибки могут привести к тому, что стена будет промерзать, или какая-то часть воздуховода будет обмерзать зимой. Следует также учитывать, что модели без вентилятора, как правило, в среднем обеспечивают поступление воздуха около 30 м<sup>3</sup>/ч, что по существующим нормативам [3] достаточно только для 1 человека.

В докладе представлены результаты натурных испытаний различных типов воздушных приточных клапанов, установленных в наружной стене жилого здания. Испытания проводились на строящемся многоквартирном доме г. Новосибирска в январе 2016 г. Дом находился в стадии строительства, поэтому для проведения испытаний была выбрана одна из комнат на 5 этаже площадью 12 м<sup>2</sup>. Наружные ограждающие конструкции комнаты были утеплены и остеклены согласно проекту здания. Внутренние стены, пол и потолок комнаты для снижения тепловых потерь утеплялись с внутренней стороны слоем «Пеноплекс» толщиной 50 мм. Остекление комнаты выполнено двухкамерными стеклопакетами в ПВХ-профиле. С наружной стороны дополнительно установлено одиночное остекление в открывающейся створке. В помещении за 2 суток перед проведением испытаний клапанов включались электрические нагреватели.

В наружной стене здания и в зоне под окном были установлены 3 различных по конструкции приточных воздушных клапана: «КИВ-125», клапан ЗАО «БФК», «Домо-вент-Оптима». Схема установки клапанов представлена на (рис. 1).

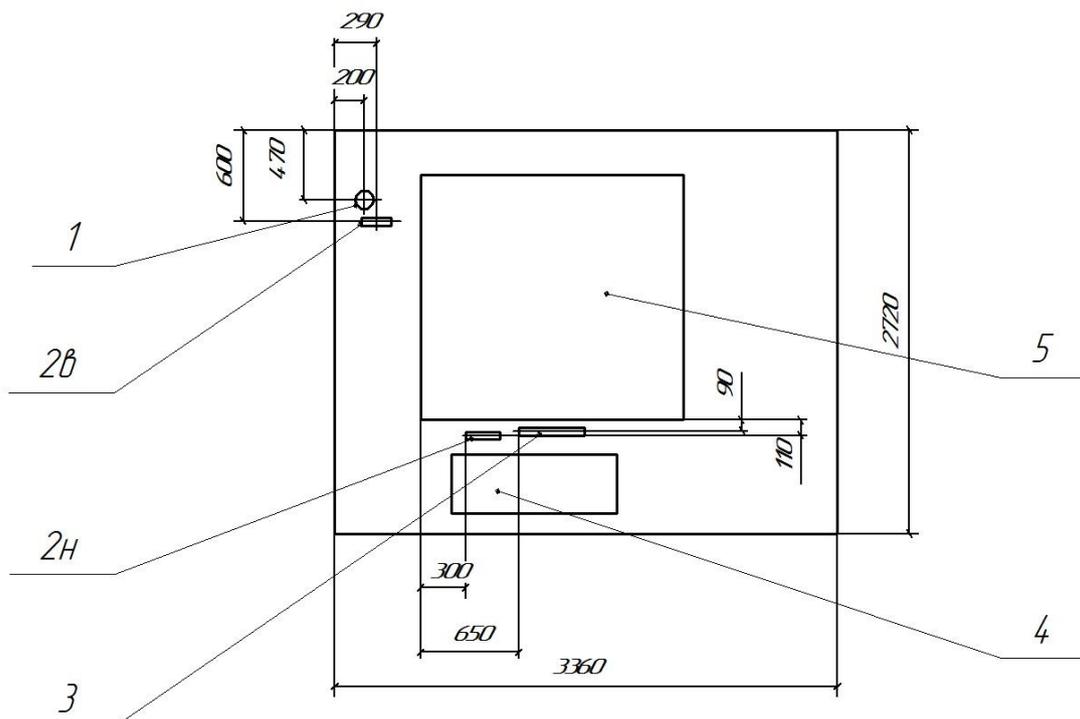


Рис.1. Схема установки воздушных клапанов со стороны помещения:  
 1 – клапан «КИВ-125», 2в, 2н – клапаны «Домовент-Оптима»,  
 3 – клапан ЗАО «БФК», 4 – электронагреватель, 5 – окно.

Воздушные приточные клапаны были установлены так, что воздух в клапаны забирался из межоконного пространства между стеклопакетом и наружной створкой и поступал в помещение (рис. 2).



Рис. 2. Входы стеновых воздушных приточных клапанов, расположенные в межоконном пространстве.



Рис.3. Измерение расхода воздуха через клапан с помощью конфузора.

Для измерения расходов воздуха через воздушные клапаны использовались металлические конфузоры. Конфузор при измерениях расхода через уплотнительную прокладку плотно прижимался к наружной стене здания в месте установки клапана. В выходном сечении конфузора замерялась скорость воздушного потока крыльчатым анемометром «Testo-435» (рис. 3).

## Оценка перепадов давления между улицей и внутренними помещениями жилого дома в зимний период.

Перед испытаниями предварительно была выполнена оценка вероятных перепадов давлений между улицей и внутренними помещениями дома в отопительный период. Этот перепад давлений будет непосредственно влиять на расход воздуха через вентиляционные клапана. Высота жилой части дома по проекту составляет  $H = 78$  м, место строительства г. Новосибирск.

Средняя разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхности здания определялась для отопительного периода в г. Новосибирске со средней температурой воздуха на улице  $-8.1^{\circ}\text{C}$ , согласно СП 50.13330.2011 [2]:

$$\Delta p = 0,55H(\gamma_{\text{ext}} - \gamma_{\text{int}}) + 0,033\gamma_{\text{ext}}v^2\zeta, \Delta p = \Delta p_{\gamma} + \Delta p_v,$$

где  $\gamma_{\text{ext}}$  и  $\gamma_{\text{int}}$  – удельный вес наружного и внутреннего воздуха,  $\text{н/м}^3$ ;  $\gamma = 3463/(273+t)$ ,  $v$  – средняя скорость ветра,  $\text{м/с}$ ;  $\zeta$  – коэффициент, учитывающий повышенную высоту здания, при скорости ветра  $3,7$   $\text{м/с}$   $\zeta = 1,9$  :

$$\Delta p_{-8.1} = 0,55 \times 78 \times (13,07 - 11,78) + 0,03 \times 13,07 \times 3,7^2 \times 1,9 = 55 \text{ Па} + 10,2 \text{ Па} = 65,2 \text{ Па}$$

Для января месяца перепад давлений будет больше:

$$\Delta p_{-17.3} = 0,55 \times 78 \times (13,54 - 11,78) + 0,03 \times 13,54 \times 4,7^2 \times 1,8 = 76 \text{ Па} + 16 \text{ Па} = 92 \text{ Па}$$

В результате получены средние значения перепадов давления между улицей и внутренними помещениями здания в зимний период времени. В строящемся жилом доме высотой  $78$  м перепады давления между улицей и внутренними помещениями в среднем будут высокими в отопительный период, что может обеспечить хорошую естественную вентиляцию помещений через приточные клапаны. Следует учитывать, что для нижних этажей перепады будут больше средних, а для верхних – ниже средних.

В многоэтажном здании естественная вентиляция в отопительный период обеспечивается разностью давлений воздуха снаружи и внутри помещений, причиной ее возникновения является разница плотностей наружного и внутреннего воздуха, а также, высота вытяжного канала. В строящемся неутепленном здании с неработающей системой отопления перепад давлений практически отсутствует. Для создания перепада давления воздуха с целью испытания воздушных клапанов в помещении, где проводились испытания, был установлен вытяжной вентилятор. При работе вытяжного вентилятора между улицей и помещением создавался перепад давления, который в процессе испытания клапанов фиксировался измерителем давления «Testo-512». При испытаниях клапанов в комнате работал увлажнитель воздуха. Во время испытаний измерялась температура и влажность внутреннего воздуха в помещении и на улице. Скорость воздушного потока, проходящего через клапан, измерялась крыльчатым анемометром «Testo-435» в выходном сечении конфузора. Во время испытаний каждого из воздушных клапанов 3 других клапана были закрыты.

## Определение расхода воздуха через воздушные приточные клапаны

Испытания работы воздушного приточных клапанов выполнялись при следующих условиях:  $t_{\text{нар}} = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{вн}} = 29.1^{\circ}\text{C}$ , влажность внутреннего воздуха  $w_{\text{вн}} = 29.1\%$ , конфузор  $d_{\text{вых}} = 80$  мм. На (рис. 4) показан вид клапанов «КИВ-125» со стороны помещения и «Домовент-Оптима», установленных на стене. Испытания работы клапанов «Домовент-Оптима» и ЗАО «БФК», установленных под окном выполнялись при аналогичных условиях. На (рис. 5) показан вид клапана «Домовент-Оптима» и клапана ЗАО «БФК» со стороны помещения.

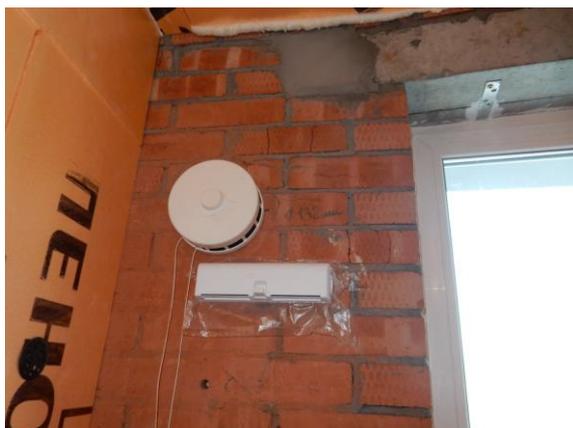


Рис. 4. Клапаны «КИВ-125» и «Домовент - Оптима», установленные на стене.



Рис. 5. Клапаны ЗАО «БФК» и «Домовент- Оптима», установленные под окном.

В результате испытаний получено, что средний расход воздуха через клапан «КИВ» при перепаде давлений 30 Па и открытой наружной створке составил 51 м<sup>3</sup>/час. При закрытии наружной створки происходило снижение расхода в среднем на 16%. Средний расход воздуха через клапан «Домовент-Оптима», установленный на стене у окна при перепаде давлений 34 Па и открытой наружной створке составил 8,9 м<sup>3</sup>/час.

В результате испытаний получено, что средний расход воздуха через клапан «Домовент-Оптима», установленный под окном, при перепаде давлений 34 Па и открытой наружной створке составил 7,4 м<sup>3</sup>/час. При закрытии наружной створки происходило снижение расхода на 13%. Средний расход воздуха через клапан ЗАО «БФК» при перепаде давлений 30 Па и открытой наружной створке составил 32 м<sup>3</sup>/час. При закрытии наружной створки происходило снижение расхода в среднем на 16%. Установка фильтров снижала расход на 57%.

В (табл. 1) приведены результаты средних натурных испытаний расхода воздуха через клапаны (Q) при разности давлений (Δр). В последней колонке таблицы приведены значения расходов, взятые из результатов сертификационных испытаний для данных клапанов при аналогичных перепадах давления.

Таблица 1. Средний расход воздуха через клапаны по результатам испытаний с открытой наружной створкой и по результатам сертификационных измерений

Наименование клапана	Δр, Па	Q, м <sup>3</sup> /час	Q <sub>серт</sub> м <sup>3</sup> /час
КИВ-125	30	51	65
Клапан ЗАО БФК	30	32	51
Домовент-Оптима	34	7,4(под окном) 8,9(на стене)	19.6

По результатам натурных испытаний всех клапанов получены более низкие расходы воздуха, чем по результатам сертификационных испытаний. Особенно это проявляется для клапана «Домовент-Оптима» с наиболее узким проходным сечением. Снижение расхода воздуха очевидно связано с дополнительным сопротивлением воздушных каналов клапанов при резком повороте их на 90°, очевидно, что сертификационные испытания рассматриваемых клапанов проводились с прямым расположением воздухопроводов клапанов.

## Определение температур зон поверхностей при работе воздушных клапанов.

При работе воздушных вентиляционных клапанов в отопительный период возможно охлаждение зон поверхностей около клапанов. С целью определения изменения температур поверхностей около работающих клапанов был выполнен тепловизионный контроль этих зон с использованием тепловизора «THERMO TRACERTH7102WX».

Основные тепловизионные измерения проводились при температуре воздуха на улице  $-13^{\circ}\text{C}$ . В комнате, где проводились испытания, предварительно включались электрические нагреватели, и к началу испытаний температура воздуха в комнате была около  $30^{\circ}\text{C}$ . Наружная створка окна при испытаниях была открыта. Результаты измерений температур поверхностей вблизи клапана «КИВ-125» приведены на (рис.5) (слева - зона поверхности возле клапана, справа - угловая зона у пола под клапаном).



Рис. 6. Термограмма поверхности стены вблизи клапанов «КИВ-125» и «Домовент-Оптима», установленных на стене, при закрытых клапанах.

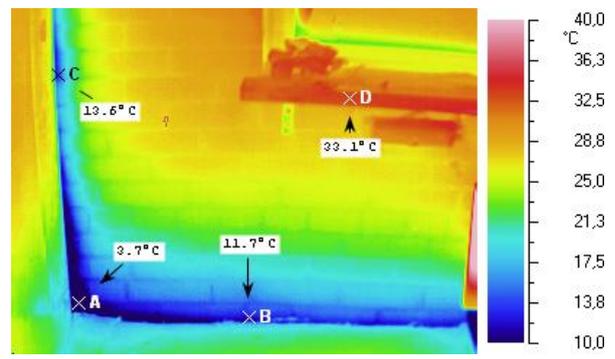


Рис. 7. Термограмма поверхности стены в нижней угловой зоне под установленными на стене клапанами «КИВ-125» и «Домовент-Оптима», при закрытых клапанах.

На (рис. 6) и (рис. 7) приведены температуры поверхностей до открытия клапана. Видно некоторое понижение температуры в верхней угловой зоне, в углу между наружной и внутренней стеной и, особенно, в нижней угловой зоне между полом и наружной стеной на правой термограмме. Такое снижение температуры в этих зонах связано с незавершенностью строительства и локальным обогревом только данного помещения.

В течение испытаний клапан «КИВ-125» открывался и работал при перепаде давления  $\Delta p = 30$  Па. В результате воздух выходил из клапана через щели вдоль наружной стены и охлаждал ее поверхность. На термограммах (рис. 8) и (рис. 9) можно отметить снижение температуры поверхности около клапана в течение 1 часа его работы. Температура поверхностей и угловых зон около клапана снизилась более, чем на  $10^{\circ}\text{C}$ . В нижней угловой зоне у пола, где изначально была низкая температура, снижение температуры составило около  $3^{\circ}\text{C}$ . После того, как клапан был закрыт, температура охлажденных поверхностей постепенно повышалась, но в течение часа так и не достигла начального уровня.

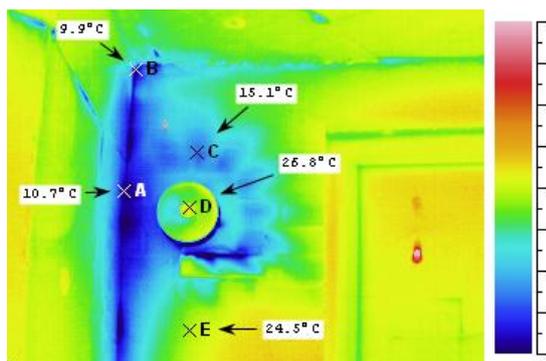


Рис. 8. Термограмма поверхности стены вблизи клапанов «КИВ-125» и «Домовент-Оптима», установленных на стене, через час работы клапана «КИВ-125»

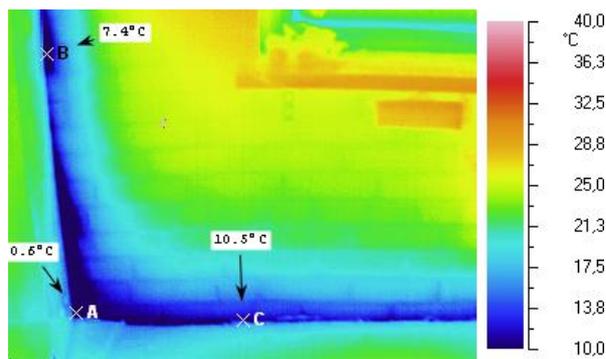


Рис. 9. Термограмма поверхности стены в нижней угловой зоне под установленными на стене клапанами «КИВ-125» и «Домовент-Оптима», через час работы клапана «КИВ-125»

Воздушный клапан ЗАО «БФК» устанавливается под окном над отопительным прибором. При испытаниях клапана ЗАО «БФК» работу отопительного прибора моделировал электрический нагреватель с температурой поверхности 70 – 80 °С.

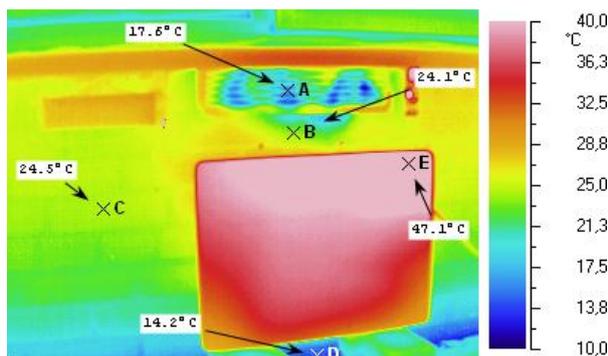


Рис. 10. Термограмма поверхности стены около клапана «ЗАО БФК».



Рис. 11. Фотография поверхности стены около клапана «ЗАО БФК».

На (рис. 10) приведено распределение температуры поверхностей около клапана через час после его открытия. При работе клапана ( $\Delta p=30$  Па) существенное изменение температуры наблюдалось на внутренней решетке клапана и около 4°С – на незначительной зоне поверхности под клапаном. Внизу под нагревателем у пола температура поверхности снизилась менее чем на 1°С. Таким образом, при работе воздушного приточного клапана ЗАО «БФК» существенного изменения температуры вблизи клапана не наблюдалось.

Поскольку, в отопительный период возможно охлаждение поверхности стены около места установки клапанов «Домовент-Оптима», установленных на стене и под окном, то выполнялась тепловизионная съемка этих зон. При тепловизионном обследовании поверхности стены около работающего клапана «Домовент-Оптима» зафиксирована лишь незначительная область пониженных температур над клапаном. Таким образом, при работе воздушных приточных клапанов «Домовент-Оптима», установленных на стене и под окном, существенного изменения температуры вблизи клапанов не наблюдалось.

## **Выводы**

По результатам натурных испытаний для всех исследуемых типов клапанов были определены расходы воздуха и сопоставлены с результатами сертификационных испытаний. В результате получено, что средний расход воздуха через клапан «КИВ» при перепаде давлений 30 Па и открытой наружной створке составил 51 м<sup>3</sup>/час. Средний расход воздуха через клапан «Домовент-Оптима», установленный на стене у окна при перепаде давлений 34 Па и открытой наружной створке составил 8,9 м<sup>3</sup>/час. В результате испытаний получено, что средний расход воздуха через клапан «Домовент-Оптима», установленный под окном, при перепаде давлений 34 Па и открытой наружной створке составил 7,4 м<sup>3</sup>/час. Средний расход воздуха через клапан ЗАО «БФК» при перепаде давлений 30 Па и открытой наружной створке составил 32 м<sup>3</sup>/час. При закрытии наружной створки происходило снижение расхода в среднем на 16%. Установка фильтров снижала расход на 57%.

По результатам натурных испытаний всех клапанов получены более низкие расходы воздуха, чем по результатам сертификационных испытаний. Особенно это проявляется для клапана «Домовент-Оптима» с наиболее узким проходным сечением. Снижение расхода воздуха очевидно связано с дополнительным сопротивлением воздушных каналов клапанов при резком повороте их на 90°, очевидно, что сертификационные испытания рассматриваемых клапанов проводились с прямым расположением воздухопроводов клапанов.

В рамках натурных испытаний выполнена тепловизионная съемка с целью определения температур поверхностей в зонах установки клапанов. Получены и проанализированы данные по изменению температуры поверхности стены в зонах установки работающих клапанов с течением времени. При эксплуатации стенового воздушного клапана «КИВ-125» в отопительный период возможно значительное охлаждение зон поверхностей наружной стены, а также угловых областей вблизи клапана. При работе воздушных клапанов ЗАО «БФК» и «Домовент-Оптима» существенного изменения температуры вблизи клапана не наблюдалось.

## **Литература**

1. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003, Госстрой России. 2011.
2. СП 60.13330.2011 Отопление и вентиляция. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003, Госстрой России. 2011.
3. ГОСТ 31167-2009 Здания и сооружения. Методы определения воздухопроницаемости ограждающих конструкций в натурных условиях. Госстрой России. 2009.
4. ТР АВОК-4-2008 Технические рекомендации по организации воздухообмена в квартирах многоэтажного жилого дома, Москва. 2008.
5. Стандарт АВОК 2.1-2008 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена».

## ПРИМЕНЕНИЕ ТРЕХСЛОЙНЫХ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ В ДОМОСТРОЕНИИ

*Малахов О.М., Абраменков Д.Э.*  
 ООО «УК Бизнес групп», НСО, г. Искитим  
 e-mail:investcenter@yandex.ru  
 СГУПС, Новосибирск,  
 abramenkovde@sgups.stu.ru

В 2008 г. Минстрой Московской области, а в 2009 г. Кабинет министров Республики Татарстан специальными распоряжениями запретили проектирование и строительство зданий с наружными стенами трёхслойной конструкции, с внутренним слоем из плитного утеплителя и лицевым слоем из кирпичной кладки.

Запрет стал результатом глубокого анализа сложившейся ситуации с применением в практике строительства упомянутого конструктивного решения. По итогам проведенного НИИ Строительной физики РААСН обследования целого ряда многоэтажных объектов в Москве выявились многочисленные нарушения теплосберегающих свойств фасадов зданий. Несмотря на то, что такие фасады изначально и задумывались как легкие и «теплые», из-за ошибок при монтаже и недолговечности утеплителя в холодные зимние месяцы они начинали промерзать разрушаться и обрушаться.

Фасад – лицо любого строения, именно он становится главной площадкой для воплощения архитектурных решений и создания уникального облика современных комплексов.

Наружное размещение утеплителя защищает конструктивные элементы здания от промерзания. При внутреннем - комфортный температурный режим внутри помещений хоть и достижим, но несущая стена остается уязвимой и с течением времени будет подвержена разрушению, поэтому это решение широкого применения не получило.

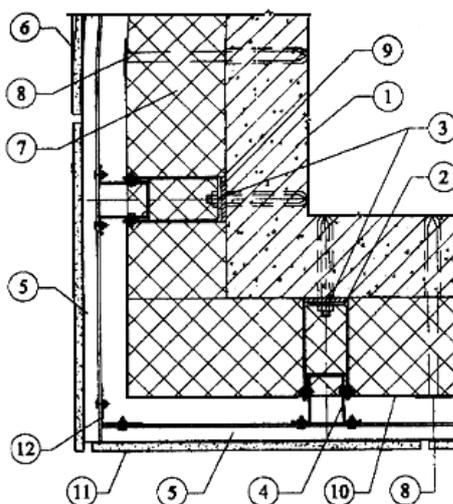


Рис. 1. Вентилируемый фасад (горизонтальный разрез):

1 - основание; 2 - кронштейн (опорный профиль); 3 - анкер; 4 - вертикальный промежуточный профиль; 5 - горизонтальный несущий профиль; 6 - плиты из керамогранита; 7 - теплоизоляция; 8 - дюбель; 9 - паронитовая прокладка; 10 - ветровлагозащитная мембрана; 11 - кляммер; 12 - уголок.

Сегодня в практике строительства используют три способа утепления фасадов. Первый способ - навесные вентилируемые фасады. Они состоят из трех частей (рис. 1): наружной стены, прикрепленной к ней теплоизоляции, и лицевых элементов, размещенных с помощью крепежной системы на некотором расстоянии. Сильные стороны этого метода - проветривание и удаление влаги из утеплителя, возможность проведения монтажа при любых погодных условиях и устранения неровностей. Эксперты рекомендуют укладывать плиты в два слоя, закрывая стыки между ними. К достоинствам этого способа относится то, что монтаж вентилируемых фасадных систем можно проводить в любое время года, независимо от температуры и влажности окружающей среды.

Виды декорирования фасадными элементами (рис. 2): алюминиевая панель; композитная панель; керамогранит; природный гранит; фиброцементная панель; металлические кассеты. В основе используются каркасные системы: "Союз», "Метроспецстрой», "Мраморок", "ИНТЕРАЛ", "Краспан", "Мосрекон" и т.д.



Рис. 2. Вид облицовки вентилируемого фасада (металлическая кассета).

Второй способ, это так называемый «мокрый фасад» (рис. 3), при формировании которого утеплитель крепится к стене, армируется и декорируется. Он подразделяется на легкие и тяжелые штукатурные системы. Разница между ними заключается в размере пласта штукатурки, креплении, и разными требованиями к утеплителю на разрыв. Чем тяжелее декоративный слой, тем надежнее должен быть крепеж изоляционных блоков и армирование, но требования к их прочностным характеристикам меньше.

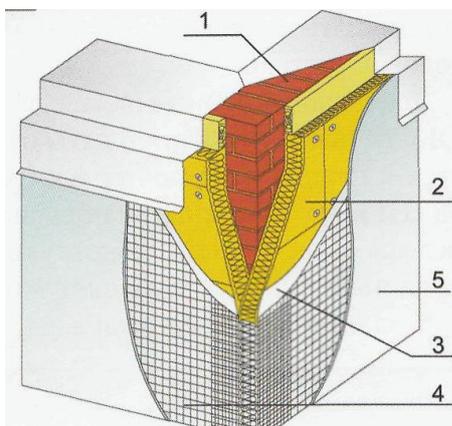


Рис. 3. Фасад с тонкослойным штукатурным покрытием.

- 1 – несущая стена, 2- теплоизоляционные плиты,
- 3 – внутренний штукатурный слой, 4 – армирующий слой
- 5 – внешний штукатурный слой

В системе «Тонкая штукатурка» плита утеплителя закрепляется на стене с помощью клея и тарельчатых полимерных дюбелей. На дюбели навешивается полимерная сетка, по которой наносится тонкий штукатурный слой. Суммарная толщина покрывающих слоев в среднем около 10 мм.

Особенностью штукатурной системы «Толстая штукатурка» (рис. 4) является раздельная работа стены и теплоизоляционного слоя.

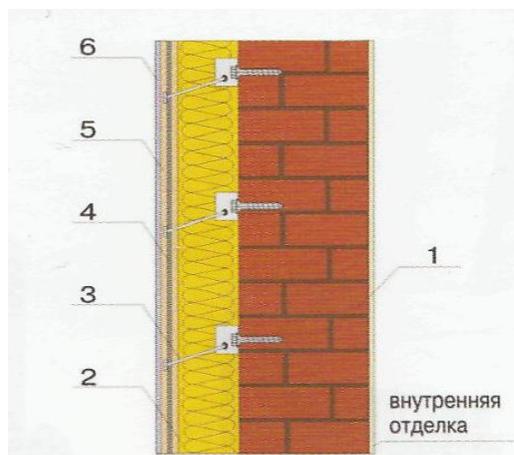


Рис. 4. – Фасад с толстослойным штукатурным покрытием.

1 – несущая стена, 2- теплоизоляционные плиты, 3 – подвижный элемент крепления, 4 – армирующая сварная оцинкованная сетка, 5 – штукатурный слой (20 – 25 мм), 6 – окраска декоративная

Теплоизоляция фиксируется специальными крепежными элементами - стальными дюбелями с крюками и прижимными пластинами. Дюбели фиксируются в стене, и на них навешивается стальная сварная сетка. По сетке выполняется штукатурный слой. Толщина штукатурного и декоративного слоев после утеплителя составляет в среднем 20-30 мм, но может достигать и 50 мм.

К достоинствам тяжелых штукатурных систем утепления можно отнести менее жесткие требования к ровности основания и к плотности применяемого утеплителя. Эта фасадная система более пригодна для реконструкции фасадов, чем система «Тонкая штукатурка».

Самый большой недостаток штукатурных фасадов - так называемые «мокрые» работы при их производстве. Фасадные работы можно выполнять только в теплое время года, при отсутствии дождя и закрывая от прямых солнечных лучей.

Если рассматривать срок службы данных фасадных систем, то можно отметить, что вентилируемые фасады имеют гарантию надежной службы до пятидесяти лет, тогда как оштукатуренные фасады требуют обновления каждые 5 лет.

Вентилируемые фасады проще в эксплуатации. С поверхности защитных покрытий навесных фасадов легко удаляется любой вид загрязнения, что позволяет поддерживать свежий и ухоженный вид домов.

Стоит также отметить, что с помощью навесного фасада легко скрываются любые недостатки стен, такие как неровности, скосы углов и т.д.

Необходимо отметить, что начальная стоимость фасадной штукатурки дешевле фасадных конструкций. Но это только на начальном этапе. Если посчитать, сколько понадобится циклов обновления штукатурки с учетом их производства, то расчет по экономии будет в пользу вентилируемого фасада. Его монтаж окупится менее чем за десять лет эксплуатации.

Еще одним фактором в пользу навесного вентилируемого фасада можно отнести его теплоизоляционные характеристики. В холодное время года, оборудованное вентилируемым фасадом здание, гораздо эффективнее сохраняет тепло, а в жаркое время года такая защита наоборот - обеспечивает прохладу. Воздушная прослойка навесного фасада затрудняет теплообмен зданий, что продлевает остывание при отключении отопления.

Большим достоинством навесных фасадных систем является многообразие цветовых решений, фактур и форм поверхностей. С их помощью внешний вид зданий становится намного современнее, интереснее и практичнее. Важным моментом применения современных навесных фасадов является соответствие нормам пожарной безопасности, при соблюдении экологических стандартов.

Третий способ – слоистая кладка, так например, стена из керамического пустотного кирпича по действующим нормативам должна быть толщиной более 1,5 м, а кладка из полнотелого кирпича - более 2 м. Компромиссным вариантом при сохранении внешнего вида кирпичной стены в таком случае является возведение многослойной кладки с внутренним теплоизоляционным слоем и облицовкой из лицевого кирпича.

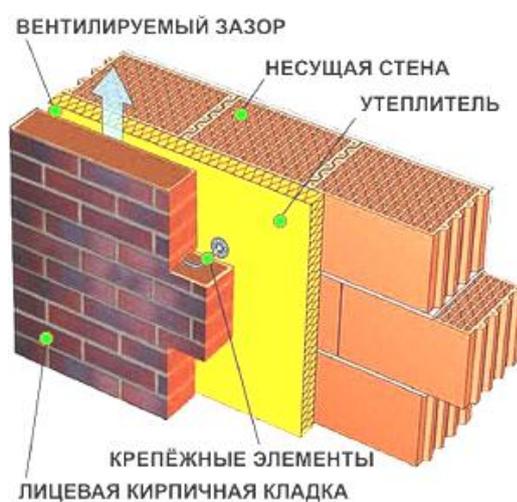


Рис. 5. – Слоистая кладка

Кладка состоит из трех слоев: несущей стены (внутренняя верста), стены из облицовочного материала (наружная верста) и утеплителя, который расположен между ними. Для соединения несущей и облицовочной стен применяются особые закладные детали - гибкие связи из стальной арматуры, щелочестойкого стекла- или базальтопластика.

На первый взгляд имеются безусловные достоинства этого решения: сравнительно небольшая толщина и, соответственно, вес конструкции, затраты на возведение, огнестойкость, привлекательный внешний вид.

Однако имеются существенные недостатки:

- с точки зрения теплотехники гибкие связи крепления утеплителя являются мостиками холода и могут значительно снизить термическое сопротивление всей ограждающей конструкции дома.

- раздельная деформация слоев при утеплении дома, например, деформации внутренней железобетонной стены и наружной кирпичной кладки будут существенно различаться, что может привести к образованию трещин.

- слой системы утепления дома по методу колодезной кладки состоит из материалов, каждый из которых имеет различный срок эксплуатации. Например, срок

службы утеплителя в несколько раз меньше срока службы кирпича. Это означает, что необходимость замены утеплителя во внутреннем слое утепления возникнет гораздо раньше, чем «отслужит» кирпичная кладка.

- сложно контролировать равномерность распределения плитного утеплителя в пазухе, что приводит к проседанию теплоизоляционного слоя и появлению неутепленной поверхности, а также невозможность контролировать состояние теплоизоляционного слоя в будущем.

- пенополистирольные плиты являются непаропроницаемыми материалами, что может привести к накоплению влаги во внутренней части стены. Это создает благоприятную среду для образования плесени, грибка и т.д.

В отдельных регионах РФ, в том числе и столичном, городские власти издали распоряжения о прекращении проектирования домов с трехслойными ограждающими конструкциями в связи с возникшими обрушениями.

Сегодня некоторыми проектными институтами начат поиск новых технологий в производстве стеновых материалов и новых вариантов конструкции стены, удовлетворяющих современным требованиям.

Предлагаемые пути решения:

- использование в конструкции кирпичной стены более эффективных, с точки зрения теплопроводности, материалов.

- применение в качестве утеплителя специальных материалов например: поризованной (тёплой) керамики; пенобетонных блоков для каменной кладки (толщина стены из крупноформатных блоков московского региона может быть до - 64 см.)

- изменить систему и требования к проектированию ограждающих конструкций, подход к применяемым материалам и конструкциям, к контролю качества выполняемых работ.

- выполнить разработку альбомов (серий) проектных решений с привлечением ведущих НИИ, которые должны содержать детальные проработки конструктивных решений на «рабочей» стадии, а так же отдельное издание, в котором будут содержаться требования к строительным материалам, конструктивным решениям, расчетам и приведены методики испытаний ограждающих конструкций.

- просить Министерство строительства и ЖКХ РФ включить в раздел «Требования к безопасной эксплуатации объектов капитального строительства» требования обязательного систематического мониторинга зданий и сооружений, фасады которых выполнены в трехслойном исполнении (или использованы навесные вентилируемые фасады). Ввести ограничение на строительство объектов с расчетным сроком эксплуатации более 50 лет с трехслойными ограждающими конструкциями и внутренним слоем из эффективного утеплителя.

## Литература

1. Технические решения утепления наружных ограждений домов первых массовых серий. Альбом (утвержден и введен в действие приказом Госстроя России 10.11.98г. №8), Москва, 1998г.
2. **СНиП II-3-79\*** "Строительная теплотехника" (с изменением №3, утвержденным Постановлением Госстроя России от 11.08.1995, №18-81 «Об увеличении сопротивления теплопередаче наружных ограждающих конструкций зданий» и изменением №4, утвержденным **Постановлением** Госстроя России от 19.01.1998 №18-8).
3. СП 12-101-98. Технические правила производства наружной теплоизоляции зданий с тонкой штукатуркой по утеплителю" (одобрен и введен в действие Письмом Госстроя РФ от 19.03.1998 N БЕ-19-8/14)

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ

*Мансуров Р.Ш., Мансуров А.Р., Рафальская Т.А.*

*Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет  
(Сибстрин), г. Новосибирск*

Современный человек значительную часть своей жизни проводит в помещении, поэтому качество внутреннего воздуха в значительной степени оказывает воздействие на здоровье людей. Однако за последние двадцать лет качество внутреннего воздуха помещений ухудшилось. Существенный вклад в это вносит растущее стремление к энергосбережению и энергоэффективности, что заставляет строить достаточно герметичные здания. В результате этого, количество инфильтрационного воздуха оказывается недостаточным для осуществления необходимого воздухообмена в помещении. Поэтому сегодня стал особенно актуальным вопрос о разработке энергоэффективных систем приточно-вытяжной механической вентиляции зданий. Одним из решений данной проблемы является разработка и применение для вентиляции помещений децентрализованных приточно-вытяжных систем (ДПВСВ) с рекуперативными или регенеративными теплообменниками.

Цель работы заключается в испытании существующих децентрализованных вентиляционных устройств, выявлении сильных и слабых сторон представленных образцов и разработке рекомендаций для производства нового энергосберегающего регенеративного теплообменника с учётом климатических условий регионов России.

Испытания проводились для трёх образцов ДПВСВ:

- 1) «УВРК-50» (ООО НПО «Экотерм», г. Омск);
- 2) «Прана-150» (компания «Прана», г. Львов, Украина);
- 3) «ТеФо» (ООО «Теплообмен», г. Севастополь, Украина).

### **Принцип работы «УВРК-50»**

«УВРК-50» – ДПВСВ с регенеративным теплообменником (рис.1). Работа «УВРК-50» делится на 4 основные фазы:

в первой фазе вентилятор установки удаляет воздух из помещения. Воздух, проходя через теплоёмкую вставку (регенеративный теплообменник), нагревает её;

во второй фазе регенератор прогреет и происходит реверсирование вентилятора;

в третьей и четвертой фазах холодный наружный воздух, проходя через регенератор установки, нагревается почти до комнатной температуры, постепенно охлаждая регенератор. Далее процессы повторяются.

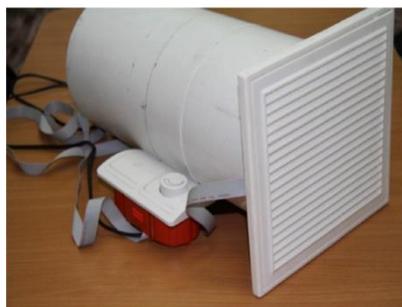


Рис.1. Вентиляционный прибор с регенеративным теплообменником «УВРК-50».

### Принцип работы «Прана-150»

«Прана-150» – ДПВСВ с рекуперативным теплообменником (рис. 2). При установке рекуперативного теплообменника делается уклон в 3 градуса в сторону помещения для отвода конденсата. Конденсат образуется в результате конденсации водяных паров, находящихся в вытяжном воздухе на поверхности рекуперативного теплообменника, имеющего температуру ниже температуры точки росы.

Вентиляция помещения происходит за счет того, что «Прана-150» принудительно забирает тёплый отработанный воздух из помещения и удаляет его на улицу, одновременно с тем принудительно забирает с улицы холодный свежий и сухой воздух и подаёт его в помещение. При этом эти воздушные потоки разделены как внутри рабочего модуля, так и на входе-выходе специальным воздухораспределительным устройством и не перемешиваются между собой. За счет прохождения воздушных потоков через медный рекуперативный теплообменник, расположенный внутри рабочего модуля, тёплый вытяжной воздух отдает свою теплоту наружному холодному приточному воздуху.



Рис. 2. Вентиляционный прибор с рекуперативным теплообменником «Прана-150».

### Принцип работы ТеФо

ТеФо – ДПВСВ с кожухотрубным рекуперативным теплообменником (рис. 3). Воздухозаборный и выбросной патрубки располагаются на наружной стене. Воздух забирается через воздухозаборный патрубок с решёткой и поступает в рекуперативный теплообменник. Проходя внутри трубок, наружный воздух нагревается и подается вентилятором в обслуживаемое помещение. Вытяжной воздух удаляется вентилятором из помещения через патрубок. Проходя через межтрубное пространство рекуперативного теплообменника, воздух выбрасывается наружу через патрубок с решёткой.



Рис. 3. Вентиляционный прибор с рекуперативным теплообменником «ТеФо».

## Показатели оценки эффективной работы ДПВСВ и методика проведения испытаний

Для оценки эффективности работы ДПВСВ были определены следующие критерии [1, 3]:

### 1) Основные энергетические показатели оценки эффективной работы ДПВСВ.

#### 1.1) Коэффициент энергосбережения:

$$\eta_{эс} = \frac{Q_{\text{возвр}}}{Q_{\text{треб}}} \cdot 100, \quad (1)$$

где  $\eta_{эс}$  – коэффициент энергосбережения, %;  
 $Q_{\text{возвр}}$  – тепловая мощность, возвращённая ДПВСВ, Вт, определяется как количество теплоты, вносимое с приточным воздухом в помещение:

$$Q_{\text{возвр}} = G_{\text{пр}} \cdot c \cdot t_{\text{прит}}^{\text{факт}} - t_{\text{нар}}, \quad (2)$$

где  $G_{\text{пр}}$  – массовый расход приточного воздуха, кг/с;  
 $c$  – теплоёмкость воздуха,  $c = 1005$  Дж/(кг·°С);  
 $t_{\text{нар}}$  – температура наружного воздуха, °С;  
 $t_{\text{прит}}^{\text{факт}}$  – фактическая температура приточного воздуха, °С;  
 $Q_{\text{треб}}$  – тепловая мощность, которая необходима для нагрева приточного воздуха от наружной температуры до температуры воздуха помещения, Вт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{треб}} = G_{\text{пр}} \cdot c \cdot t_{\text{пом}} - t_{\text{нар}}, \quad (3)$$

где  $t_{\text{пом}}$  – температура воздуха помещения, °С.

#### 1.2) Коэффициент энергетической эффективности, %:

$$\eta_{ээ} = \frac{Q_{\text{возвр}}}{N}, \quad (4)$$

где  $N$  – электрическая мощность, потребляемая при работе ДПВСВ, Вт.

#### 1.3) Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$k = \frac{Q_{\text{возвр}}}{F \cdot \Delta t}, \quad (5)$$

где  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  
 $\Delta t$  – средний температурный напор между приточным и наружным воздухом, °С.

В условиях проведения экспериментальных исследований основными факторами, влияющим на коэффициент теплопередачи, являются скорости потоков наружного и внутреннего воздуха. Низ-

кие значения  $k$  соответствуют недостаточной скорости воздушных потоков и указывают на то, что есть потенциальная возможность увеличения производительности ДПВСВ.

- 1.4) Коэффициент эффективного использования поверхности теплообмена,  $(\text{м}^3/\text{ч})/\text{м}^2$ :

$$m_1 = \frac{L_{\text{пр}}}{F}, \quad (6)$$

где  $L_{\text{пр}}$  – расход приточного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Показатель  $m_1$  характеризует эффективность использования поверхности теплопередачи ДПВСВ. Чем выше данный показатель, тем эффективнее используется поверхность теплообменника в ДПВСВ.

## 2) Основные санитарно-гигиенические показатели оценки эффективной работы ДПВСВ.

- 2.1) Фактическая температура приточного воздуха –сравнивается с минимально допустимым значением температуры приточного воздуха, которое принимается на  $2^\circ\text{C}$  выше температуры точки росы воздуха помещения по ГОСТ 30494-96. «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
- 2.2) Фактическая скорость воздушной струи на входе в обслуживаемую зону, м/с, сравнивается с нормативным значением подвижности воздуха в обслуживаемой зоне, рассчитываемым по формуле:

$$V \leq k \cdot v_{\text{норм}}, \quad (7)$$

где  $k$  – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости движения воздуха в приточной струе, принимается по СП 7.13130.2013 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

- 2.3) Фактический уровень шума при работе ДПВСВ по СП 51.13330.2011 «Защита от шума».
- 2.4) Фактический расход наружного воздуха – данный показатель сравнивается с нормативным значением по СП 7.13130.2013 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

## 3) Основные массогабаритные показатели ДПВСВ.

- 3.1) Коэффициент эффективного использования массы ДПВСВ:

$$m_2 = \frac{L_{\text{пр}}}{M}, \quad (8)$$

$M$  – масса рекуператора, кг.

Показатель  $m_2$  характеризует эффективность использования массы затраченного материала на изготовление ДПВСВ. Чем выше данный показатель, тем эффективнее используется материал на изготовление ДПВСВ.

- 3.2) Коэффициент эффективного использования занимаемой площади,  $(\text{м}^3/\text{ч})/\text{м}^2$ :

$$m_3 = \frac{L_{\text{пр}}}{F_{\text{заним}}}, \quad (9)$$

где  $F_{\text{заним}}$  – занимаемая площадь на поверхности стены, необходимая для установки ДПВСВ, м<sup>2</sup>.

Показатель  $m_3$  характеризует эффективность использования площади поверхности ограждающей конструкции для установки ДПВСВ. Чем выше данный показатель, тем эффективнее используется площадь поверхности стены для установки ДПВСВ.

#### 4) Основные ресурсные показатели ДПВСВ.

- 4.1) Гарантийный срок эксплуатации. Чем продолжительнее гарантийный срок безаварийной эксплуатации, тем выше надёжность ДПВСВ.
- 4.2) Ремонтопригодность – определяется как сложность ремонта изделия.

#### 5) Основные эксплуатационные показатели ДПВСВ.

- 5.1) Периодичность технических обслуживаний. Техническое обслуживание включает в себя очистку или замену воздушных фильтров, проверку состояния вентиляторов, промывку поверхностей теплообменника ДПВСВ. Отсутствие воздушных фильтров в конструкции ДПВСВ ведёт к загрязнению теплообменной поверхности и, следовательно, к снижению основных энергетических и санитарно-гигиенических показателей.
  - 5.2) Удобство монтажа и демонтажа. Наиболее простым решением установки одного ДПВСВ является бурение в стене одного круглого отверстия, не требующего дополнительного усиления строительных конструкций и высокой точности по расположению отверстия. В случае, если теплообменное оборудование или вентиляторы расположены на наружной поверхности стены здания, то монтажные или демонтажные работы будут усложнены высотными работами снаружи здания.
  - 5.3) Сложность конструкции. Показатель учитывает сложность системы управления, изготовления теплообменника и его ремонта. При применении микропроцессорной электроники, специальных датчиков, система управления будет считаться сложной, т.к. для её изготовления и наладки потребуются высоко квалифицированные специалисты и специальное наладочное оборудование.
  - 5.4) Простота и удобство управления. Показатель учитывает наличие пульта дистанционного управления, возможности автоматической или ручной регулировки производительности ДПВСВ.
- 6) **Вписывание в интерьер помещений.** Показатель, указывающий на возможность простого или сложного вписывания в интерьер помещения конструктивных элементов ДПВСВ.

При выполнении данной исследовательской работы испытания ДПВСВ проводились в натуральных условиях, при которых ДПВСВ подвергаются воздействию всей совокупности факторов как наружного климата, так и внутреннего микроклимата помещения, а также учитывается расположение на наветренной или заветренной стороне

здания, влияние окружающей застройки, колебания температуры наружного воздуха. Фото установок образцов ДПВСВ с измерительными приборами (анемометры ИСП МГ-4, термогигрометры ТГЦ МГ-4.01, шумомер Testo 816. Микроманометр КПДМ-1) приведены на рис. 4-7.

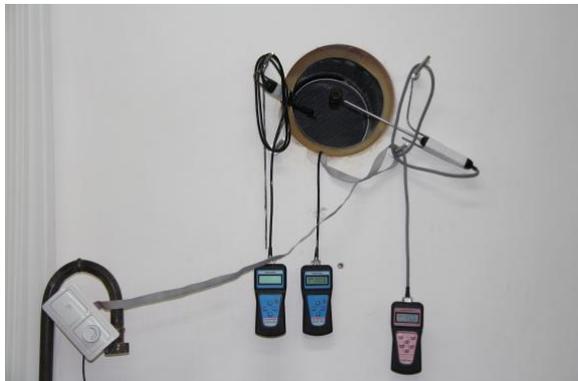


Рис. 4. «УВРК-50», установленный для проведения испытаний (вид из помещения)



Рис. 5. «УВРК-50», установленный для проведения испытаний (вид с улицы)



Рис. 6. «ГеФо», установленный для проведения испытаний (вид из помещения)



Рис. 7. «ГеФо», установленный для проведения испытаний (вид с улицы)

Натурные испытания ДПВСВ были проведены в декабре 2012 года по достижению среднесуточных температур наружного воздуха устойчивых отрицательных значений ниже  $-6,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  (г. Оренбург) – средняя температура за отопительный период.

Результаты натурных испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты натуральных испытаний образцов ДПВСВ

Показатели оценки	Обозначение	Ед. изм.	Значение показателя для ДПВСВ		
			«УВРК-50»	«Прана-150»	«ТеФо»
<b>1. Показатели энергетической эффективности</b>					
Коэффициент энерго-сбережения	$\eta_{эс}$	%	70...83	29...36	52...61
Коэффициент энергетической эффективности	$\eta_{ээ}$	%	13...31	5...11	38...70
Коэффициент тепло-передачи	$k$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	не рассчиты-вался	33...51	13...17
Коэффициент эффек-тивности использова-ния поверхности теп-лообмена	$m_1$	(м <sup>3</sup> /ч)/м <sup>2</sup>	не рассчиты-вался	172	20
<b>2. Санитарно-гигиенические показатели</b>					
Фактическая темпе-ратура приточного воздуха	$t_{\text{прит}}^{\text{факт}}$	°С	14...20	1,2...1,7	15...19
Скорость струи на входе в обслуживае-мую зону	$v$	м/с	0,2	0,1	0,1
Уровень шума при работе	-	дБА	47...55	30...44	35,5...41
Фактический расход наружного воздуха	$L$	м <sup>3</sup> /ч	56	33...54	22...34
<b>3. Массогабаритные характеристики</b>					
Коэффициент эффек-тивного использова-ния массы	$m_2$	(м <sup>3</sup> /ч)/кг	8,6	9,4...15,4	4,3...6,7
Коэффициент эффек-тивного использова-ния занимаемой пло-щади	$m_3$	(м <sup>3</sup> /ч)/м <sup>2</sup>	1270	1050...1720	220...340
<b>4. Ресурсные характеристики</b>					
Гарантийный срок службы	-	мес.	12	24	нет данных
Ремонтопригодность	-	-	высокая слож-ность ремонта	средняя сложность ремонта	ремонт про-стой
<b>5. Эксплуатационные характеристики</b>					
Периодичность тех-нических обслужива-ний	-	-	2 раза в год	чаще 2-х раз в год	чаще 2-х раз в год
Удобство монтажа-демонтажа	-	-	удобный мон-таж	удобный монтаж	сложный монтаж
Сложность конструк-ции в изготовлении	-	-	высокая сложность	высокая сложность	низкая сложность
Простота управления	-	-	простое управление	сложное управление	сложное управление
<b>6. Вписывание в интерьер помещения</b>					
Вписывание в ин-терьер помещения	-	-	хорошо впи-сывается	хорошо впи-сывается	сложно впи-сывается

## Выводы по результатам испытаний

1. Основным недостатком для всех 3-х представленных образцов ДПВСВ является недостаточный напор, развиваемый осевыми вентиляторами, что отчётливо проявляется в период наличия ветра на улице. Ветер создаёт на наветренной стороне здания избыточное давление, что приводит к снижению объёма вытяжки из помещения (вплоть до «опрокидывания»), что, в свою очередь приводит к снижению коэффициентов энергосбережения, энергоэффективности, температуры приточного воздуха. На заветренной стороне ветром создаётся разрежение, что приводит к снижению объёмов приточного воздуха (вплоть до «опрокидывания»), что ведёт к снижению воздухообмена в помещении, повышению влажности воздуха в помещении, концентрации CO<sub>2</sub>. Для того, чтобы исключить данный недостаток, необходимо заменить осевые вентиляторы на центробежные, создающие напор, существенно превышающий ветровые нагрузки.

2. Существенным недостатком является акустический шум, создаваемый осевым вентилятором. Снижение шума возможно при установке вентиляторов с меньшим числом оборотов (но с большим диаметром) рабочего колеса; при установке шумоглушителя, что повлечёт за собой увеличение длины и аэродинамического сопротивления ДПВСВ и, соответственно, снижение производительности.

3. При проведении испытаний было выявлено существенное неравномерное распределение скоростей воздушного потока по сечению приточных и вытяжных каналов у ДПВСВ «Прана-150» и «ТеФо». Это характерно для осевых вентиляторов со стороны «выхлопа». Выравнивать неравномерное распределение скоростей воздушного потока по сечению канала можно установкой стабилизирующих устройств, например, фильтра тонкой очистки или направляющего аппарата.

4. Применение реверсивных вентиляторов в конструкции ДПВСВ «УВРК-50» изначально приводит к снижению расхода воздуха в режиме реверса на 10-20%. Устранить этот недостаток можно установкой второго вентилятора, однако недостатком такого решения является повышенный уровень шума, создаваемый двумя вентиляторами.

5. Низкие значения показателей энергосбережения, энергоэффективности, температуры приточного воздуха у ДПВСВ «Прана-150» обусловлены малой площадью поверхности теплообмена. Повысить эти показатели можно: увеличив длину теплообменника; сузив ширину каналов и увеличив их количество; сделав конструкцию теплообменника многоходовой.

6. Низкие значения коэффициента теплопередачи у ДПВСВ «ТеФо» можно объяснить низкой скоростью движения потоков приточного и вытяжного воздуха внутри теплообменника. Для интенсификации процесса теплопередачи необходимо увеличить скорость воздуха внутри рекуператора путём установки более производительных вентиляторов на притоке и вытяжке.

7. ДПВСВ «УВРК-50» и «Прана-150» создают высокий уровень шума при работе. Необходима: установка камерного шумоглушителя, оклейка внутренних поверхностей ДПВСВ звукопоглощающими материалами, замена вентилятора на вентилятор с меньшим уровнем шума.

8. В ДПВСВ «Прана-150» и «ТеФо» отсутствуют воздушные фильтры тонкой очистки со стороны помещения и улицы, что приводит к загрязнению поверхности теплообмена и ухудшает энергетические и санитарно-гигиенические показатели.

9. Регенеративный теплообменник ДПВСВ «УВРК-50» имеет сложную в изготовлении конструкцию. При его проектировании необходимо выполнить два противоречивых требования: добиться максимальной площади теплообмена (воздух-композит) и максимальной массы композита для обеспечения высоких теплоаккумулирующих параметров.

В ходе выполнения данной исследовательской работы был испытан опытный образец ДПВСВ, разработанный НПП «Пневмакс» (рис. 8, 9).



Рис. 8. ДПВСВ НПП «Пневмакс», установленный для проведения испытаний (вид из помещения)



Рис. 7. ДПВСВ НПП «Пневмакс», установленный для проведения испытаний (вид с улицы)

Результаты проведённых испытаний представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты натурных испытаний нового образца ДПВСВ

$\eta_{эс}, \%$	$\eta_{ээ}, \%$	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$	$m_1, (\text{м}^3/\text{ч})/\text{м}^2$	$t_{\text{прит}}^{\text{факт}}, \text{°C}$	$v, \text{м}/\text{с}$	Ур. шума, дБА	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	$m_2, (\text{м}^3/\text{ч})/\text{кг}$	$m_3, (\text{м}^3/\text{ч})/\text{м}^2$
88	13	10	13,3	24,5	0,2	46,8	40	3,6	174

Опытный образец ДПВСВ имеет высокие показатели энергосбережения и энергоэффективности, но имеет низкий коэффициент теплопередачи и повышенный уровень шума. Напор, развиваемый осевым вентилятором недостаточен для преодоления ветрового давления снаружи здания и обеспечения требуемой производительности.

### Рекомендации для разработки производства нового образца ДПВСВ

Исходя из результатов и анализа проведённых исследований были разработаны рекомендации для разработки и производства нового образца ДПВСВ [3-5].

1) В конструкции нового образца ДПВСВ должен быть применён не осевой, а компактный центробежный вентилятор. Данная мера обеспечит устойчивую работу системы независимо от изменения ветрового давления снаружи здания и предотвратит «опрокидывание» циркуляции.

2) Для снижения уровня шума в конструкции ДПВСВ рекомендуется применять камерный шумоглушитель, а также рассмотреть возможность разработки конструкции ДПВСВ, в которой центробежные вентиляторы устанавливаются снаружи здания.

3) При подборе центробежного вентилятора необходимо обеспечить производительность по воздуху в пределах 90-120 м<sup>3</sup>/ч, т.к. в результате проведённых испыта-

ний была выявлена низкая эффективность теплообмена, вызванная малой скоростью движения воздуха в теплообменнике. Увеличение производительности по воздуху позволит улучшить такие показатели как: коэффициент теплопередачи; коэффициент эффективности использования поверхности теплообмена; фактический расход наружного воздуха, коэффициент эффективного использования массы; коэффициент эффективного использования занимаемой площади.

4) Для очистки наружного воздуха и предотвращения загрязнения поверхности теплообмена необходимо установить фильтры.

5) Для уменьшения массы теплообменника и повышения эффективности теплообмена необходимо уменьшить толщину стенок теплообменных трубок до минимальной величины, обеспечивающей жёсткость конструкции, что позволит улучшить такие показатели как: коэффициент теплопередачи; коэффициент эффективного использования массы.

Ещё одной важной проблемой является обмерзание установок ДПВСВ в зимний период года. Поэтому дальнейшая работа будет направлена на исследование эксплуатационного влажностного состояния наружных ограждений зданий, а также на разработку нового адсорбирующего материала для рекуперативного теплообменника в ДПВСВ. Расчёт влагопереноса целесообразно выполнять на основе теории потенциала влажности, что позволит получить количественную оценку влажностного состояния материалов в широком диапазоне влажности.

## Литература

1. Мансуров Р.Ш. Оценка технических показателей эффективности работы децентрализованных приточно-вытяжных систем вентиляции / Р.Ш. Мансуров, А.Б. Костуганов, А.В. Радькин // Тепловодоснабжение: инновации, технологии, перспективы. Журнал Тепловодоснабжение, 2013, май. - С.28-31.
2. Мансуров Р.Ш. Оценка показателей эффективности работы децентрализованных приточно-вытяжных систем вентиляции / Р.Ш. Мансуров, А.Б. Костуганов, А.Р. Мансуров // Сб. материалов II Всероссийской научно-практической конференции «Теплогазоснабжение: состояние, проблемы, перспективы». - 30-31 октября 2013 г. – Оренбург: ООО ИПК «Университет», 2013. – С.79-84.
3. Мансуров Р.Ш. Инновационные технологии в обеспечении микроклимата помещения / Р.Ш. Мансуров, А.Б. Костуганов, А.Р. Мансуров // Сб. материалов Международной научно-технической конференции «Инновационные технологии, теория и практика». – 24-25 октября 2013 г. – Оренбург: ООО ИПК «Университет», 2013. – С.121-126.
4. Мансуров Р.Ш. Энерго- и ресурсосберегающие децентрализованные приточно-вытяжные системы вентиляции / Р.Ш. Мансуров, А.Б. Костуганов, А.Р. Мансуров // Сб. материалов всероссийской научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии». - 17-20 декабря 2013. – Екатеринбург, УрФУ. - С.138-140.
5. Мансуров А.Р. Децентрализованные приточно-вытяжные системы / А.Р. Мансуров, Р.Ш. Мансуров // Актуальные вопросы современного строительства промышленных регионов России: труды Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2016. – С. 178-183.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООТДАЧИ АЛЮМИНИЕВОГО РАДИАТОРА

*Мукашев А.М., Абрамчук С.И., Пуговкин А.В.*

*Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники,  
г. Томск*

Основным показателем эффективности отопительного прибора является его коэффициент теплоотдачи  $G_{\text{ист}}$ . Его смысл можно рассмотреть исходя из закона Ньютона-Рихмана для тепловой мощности  $P_{\text{тепл}}$ , отдаваемой прибором:

$$P_{\text{тепл}} = G_{\text{ист}} \cdot (T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}), \quad (1)$$

где  $T_{\text{ист}}$  – средняя температура поверхности отопительного прибора;

$T_{\text{возд}}$  – средняя температура воздуха в помещении;

$T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}$  – температурный напор.

Следует заметить, что коэффициент теплоотдачи (тепловая проводимость) является интегральным коэффициентом, который учитывает индивидуальные особенности отопительного прибора, в том числе площадь поверхности. Существует большое количество работ, посвященных нахождению коэффициента теплоотдачи [1-4]. Все эти исследования проводились в стационарном режиме, где отдаваемая тепловая мощность равна подводимой, которая в системах с циркуляцией теплоносителя описывается формулой:

$$P_{\text{тепл}} = V \cdot \rho \cdot C \cdot (T_1 - T_2), \quad (2)$$

где  $V$  – расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$ ,  $C$  – плотность и удельная теплоемкость теплоносителя;

$T_1$ ,  $T_2$  – температура теплоносителя в подающем и отводящем трубопроводе соответственно, К.

Как правило, коэффициент теплоотдачи отопительного прибора находится из справочной литературы или путем измерения в специализированных лабораториях. При этом, стационарный метод требует измерения расхода теплоносителя и двух температур, разность которых невелика. Данный метод не учитывает условий эксплуатации отопительного прибора и требует значительных временных затрат на нахождение коэффициента теплоотдачи (порядка 5-7 дней при измерении в лабораториях). Для более оперативного нахождения коэффициента теплоотдачи в условиях эксплуатации нами был предложен динамический метод [5-7]. Суть его заключается в том, что коэффициент теплоотдачи определяется при помощи математической модели:

$$\frac{dT_{\text{ист}}}{dt} \cdot C_{\text{ист}} = P_{\text{вх}} - G_{\text{ист}} \cdot (T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}), \quad (3)$$

где  $\frac{dT_{\text{ист}}}{dt}$  – скорость изменения температуры поверхности радиатора во времени;

$C_{\text{ист}}$  – теплоемкость отопительного прибора, Дж/К.

Данная модель предполагает измерение характеристик отопительного прибора в динамическом режиме, когда подаваемая входная мощность не равна отдаваемой. В режиме остывания прекращается подача тепловой мощности в отопительный прибор ( $P_{\text{вх}} = 0$ ). В этом случае из уравнения (3) опытным путем можно определить коэффициент теплоотдачи отопительного прибора:

$$G_{\text{ист}} = \frac{C_{\text{ист}} \frac{dT_{\text{ист}}}{dT_{\text{возд}}}}{T_{\text{ист}} - T_{\text{возд}}}, [\text{Вт}/^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

Процедура измерения заключается в следующих действиях:

- нахождение температуры остывающего отопительного прибора как функции времени  $T_{\text{ист.}} = f(t)$ ;
- измерение температуры воздуха, которая в пределах интервала наблюдения является постоянной величиной;
- нахождение скорости изменения температуры отопительного прибора во времени  $\frac{dT_{\text{ист}}}{dT_{\text{возд}}}$  в заданной точке, с последующим вычислением коэффициента теплоотдачи

(выражение 4) при известной теплоемкости отопительного прибора. В первом приближении значение теплоемкости находится как сумма теплоемкостей теплоносителя и металлического корпуса. В дальнейшем это значение может уточняться.

В данном случае коэффициент теплоотдачи измеряется для каждого отопительного прибора с учетом его индивидуальных особенностей. Еще одним достоинством такого метода измерения является то, что он учитывает зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры отопительного прибора при однократном измерении (2-3 часа). Это следует из дифференциального характера уравнения (3).

При помощи данного метода были исследованы достаточно простые отопительные приборы (чугунный и электрический масляный радиаторы). Для нахождения коэффициента теплоотдачи алюминиевого радиатора требуется усовершенствование математической модели. Данный вид отопительного прибора имеет более сложную конфигурацию (рис. 1), содержащую внутренний корпус (каркас) с теплоносителем и соединенное с ним ребрение. Энергия теплоносителя передается в металлический внутренний каркас, откуда рассеивается в окружающую среду двумя путями. Часть энергии от каркаса передается в воздух за счет конвективного теплообмена. Другая часть этой энергии за счет теплопроводности передается к внешним ребрам радиатора и затем отдается в воздух. Схематично распространение энергии для одной секции алюминиевого радиатора приведено на (рис. 1):

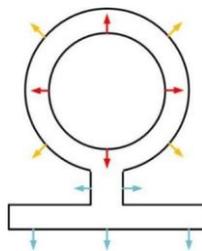


Рис. 1. Пути распространения тепловой энергии.

Красным цветом обозначена передача энергии от теплоносителя в каркас, желтым передача из каркаса в окружающую среду, синим передача из ребрения в окружающую среду. Эти процессы можно описать следующей системой уравнений, в которой в соответствии с распределением энергии первое уравнение описывает температуру каркаса  $T_1$ , а второе температуру ребер  $T_2$ :

$$\begin{aligned} C_1 \frac{dT_1}{dt} &= P_{\text{вх}} - G_1 \cdot (T_1 - T_{\text{возд}}) - G_{12} \cdot (T_1 - T_2) \\ C_2 \frac{dT_2}{dt} &= G_{12} \cdot (T_1 - T_2) - G_2 \cdot (T_2 - T_{\text{возд}}) \end{aligned} \quad (5)$$

где:  $C_1$  – теплоемкость теплоносителя и внутреннего каркаса;  
 $C_2$  – теплоемкость внешних и соединительных ребер;  
 $G_1$  – коэффициент теплоотдачи каркаса;  
 $G_{12}$  – коэффициент теплопередачи между корпусом и внешними ребрами;  
 $G_2$  – коэффициент теплоотдачи внешних ребер.

Результаты моделирования остывающего радиатора приведены на (рис. 2):

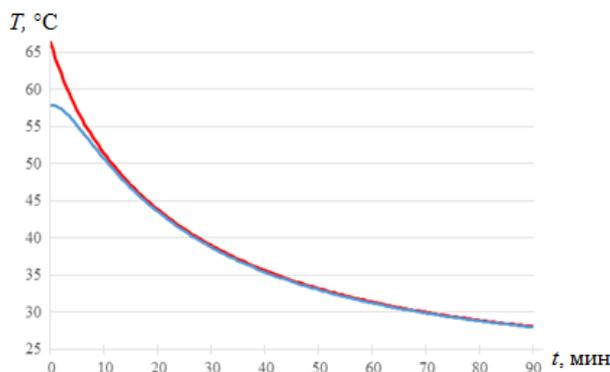


Рис. 2. Результаты моделирования остывания алюминиевого радиатора.

Красным цветом обозначена кривая температуры каркаса отопительного прибора от времени, а синим цветом кривая температуры ребра. Здесь характер остывания каркаса носит спадающий характер, близкий к экспоненциальному. Остывание ребер имеет более сложную зависимость. Вначале температура ребер меняется незначительно (имеет характер «полочки»), а потом, на втором этапе, затухает по закону, так же близкому к экспоненте. Причина появления этой полочки заключается в том, что убывание тепловой энергии ребер за счет теплоотдачи в воздух частично или полностью компенсируется притоком энергии от каркаса.

Дальнейший анализ системы уравнений (5) показывает, что для нахождения коэффициента теплоотдачи радиатора необходимо пользоваться температурной зависимостью остывания каркаса и формулой (4), что в свою очередь, нецелесообразно для остывающих ребер без дополнительных исследований. При этом в качестве теплоемкости можно пользоваться суммарной теплоемкостью радиатора. В этом случае ошибка, связанная с теплоемкостью, не будет превышать требуемой величины поскольку разность между средними температурами каркаса и ребра стремится к нулю. В этом случае система уравнений (5) сводится к уравнению (3).

Приведем экспериментальные температурные зависимости каркаса и ребра для остывающего радиатора (рис.3). Из данных кривых видно, что разность температур каркаса и ребра в начале остывания максимальна, а затем стремится к нулю. Расчетным путем было найдено, что максимальная погрешность, связанная с теплоемкостью, равна 7%.

Исследования отопительного прибора проводилось на экспериментальной установке, в состав которой входят: исследуемый радиатор, источник тепловой энергии (электронагреватель), циркуляционный насос, расширительный бак. Измерение тепловой энергии производилось двумя способами, - прямым и электрическим. Прямой метод использует измеренные данные разницы температур между входом и выходом отопительного прибора и массовый расход теплоносителя согласно формуле (2).

Вычисление количества тепловой энергии производится теплосчетчиком ВКТ-7 и передается в компьютер. Электрический метод основан на измерении электрической энергии, затраченной на генерацию тепловой энергии за вычетом тепловых потерь на соединительных трубах. Показания электросчетчика контролируются программой.

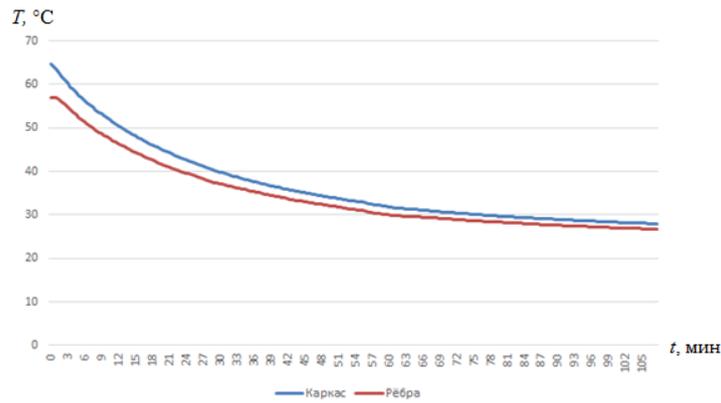


Рис. 3. Температурные зависимости каркаса и ребра

Измерение потерь на соединительных трубах проводилось путем замены отопительного прибора на шунт (короткий отрезок теплоизолированной трубы). Установка позволяет стабилизировать заданное оператором значение температурного напора (разницей между средней температурой радиатора и температурой воздуха) путем коммутации электроэнергии, подаваемой на электрический водонагреватель. Для снятия динамической характеристики коэффициента теплоотдачи прекращается подача теплоносителя. При этом контролируется средняя температура отопительного прибора в режиме остывания измерителем тепловой энергии. В качестве средства измерения температуры используются цифровые датчики температур DS18B20. Средние температуры отопительного прибора измеряются на каркасе в его геометрическом центре и на центральном ребре. Для повышения достоверности результатов в этих точках установлены по два датчика, значения температур с которых усреднялись. Измерение температуры воздуха производилось отдельным термодатчиком в соответствии с рекомендациями АВОК.

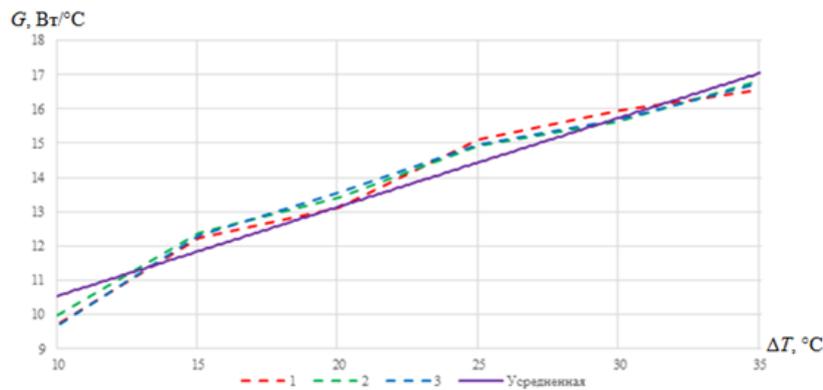


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи для электрического метода.

Статическая характеристика снималась по семи значениям температурного напора от 10°C до 35°C через 5°C двумя методами, (электрическим и прямым). Длительность измерения каждой точки 5 часов. Коэффициент теплоотдачи рассчитывается с использованием формулы (4). Измерения статической характеристики были повторены три раза. Каждая из полученных характеристик аппроксимировалась линейным уравнением, из трех уравнений были вычислены усредненные характеристики для электрического (рис. 4) и прямого (рис. 5) методов.

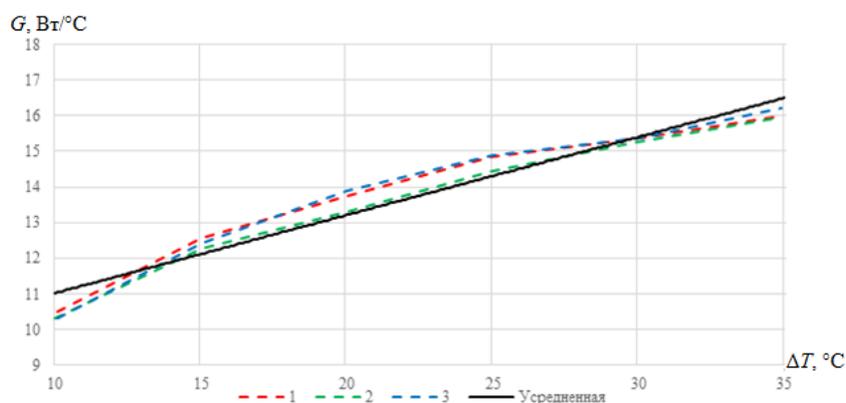


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи для прямого метода.

Динамическая характеристика снималась в режиме остывания от максимального значения температурного напора до  $10^\circ\text{C}$ . Теплоемкость отопительного прибора вычислялась как сумма теплоемкостей алюминиевого корпуса радиатора и объема воды в нем. Измерения динамической характеристики были повторены три раза. Каждая из полученных характеристик аппроксимировалась линейным уравнением, из трех уравнений была вычислена усредненная динамическая характеристика. Результаты сравнений статических и динамических характеристик коэффициента теплоотдачи приведены на (рис. 6).

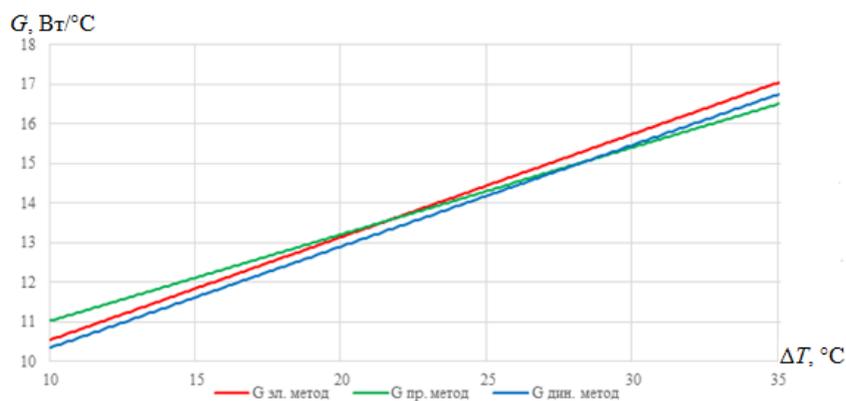


Рис. 6. Сравнение статических и динамических характеристик коэффициента теплоотдачи

Расхождения значений динамического коэффициента теплоотдачи относительно статического, замеренного электрическим способом, колеблются от  $-1,7\%$  при  $\Delta T = 35^\circ\text{C}$ , до  $-1,9\%$  при  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ . Расхождения значений динамического коэффициента теплоотдачи относительно статического, замеренного прямым способом, колеблются от  $-6,1\%$  при  $\Delta T = 35^\circ\text{C}$ , до  $1,5\%$  при  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ .

#### Выводы:

- Проведенные эксперименты подтвердили адекватность применения математической модели для алюминиевого радиатора.
- Конструкция измерителя тепловой энергии должна обеспечивать измерение температуры каркаса в геометрическом центре отопительного прибора.
- Предпочтительнее использование двух термодатчиков для измерения температур на соседних звеньях каркаса для повышения достоверности измерений.

Авторы выражают благодарность Степному Виктору Серафимовичу за помощь в проведении экспериментов и обсуждение результатов.

## Литература

1. Действующая методика испытания отопительных приборов – требуется ли корректировка? / В.И. Сасин, Г.А. Бершидский, Т.Н. Прокопенко, Б.В. Швецов // АВОК. – 2007. – № 4. – С. 46-51.
2. Л. Селенза, М. Дель Исолла, Р. Д Алессо, Г. Фикко, П. Виго, А. Виола, Метрологический анализ интеллектуального теплосчетчика [пер. с англ.], 16-я Международная расходомерная конференция, ФЛОМЕКО 2013, код 105418, 24-26 сентября 2013 г. Париж, С. 546–550.
3. Низовцев М.И. Влияние физических параметров на радиаторные коэффициенты регистраторов расхода тепла отопительных приборов» / М.И. Низовцев, В.И. Терехов, З.П. Чепурная; Институт теплофизики СО РАН // АВОК. – 2005. – № 5.
4. Цветков Н.А. Совершенствование методики измерения тепловой мощности отопительных приборов в реальных условиях эксплуатации / Н.А. Цветков, А.В. Жуков, Ю.О. Кривошеин, М.Г. Иванчин, А.Е. Токмаков // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2015. – № 6. – С. 141–148.
5. Динамический метод измерения эффективности нагревательных приборов. / А.В. Пуговкин, С.В. Купреков, В.А. Медведев, Н.И. Муслимова, В.С. Степной // Приборы. – 2014, – № 7. – 10 С.
6. Абрамчук С.И. Энергетическая эффективность электрического обогревателя / С.И. Абрамчук, А.В. Пуговкин // Доклады ТУСУР. – 2014. – №4(34). – С. 211–214.
7. Эквивалентные электрические схемы отопительных приборов / В.С. Степной, С.И. Абрамчук, А.М. Мукашев, А.В. Пуговкин // Доклады ТУСУР. – 2014. - №1(31). – С. 238-241.

## ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДУХО-ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ НАПРАВЛЕНИЕМ ПОТОКА

М. И. Низовцев, В. Ю. Бородулин, В.Н. Летушко, А.Н. Стерлягов  
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе, г. Новосибирск, Россия

### Введение

Значительные энергетические потери в многоквартирных и малоэтажных жилых зданиях с высоким уровнем теплоизоляции ограждающих конструкций связаны с потерями на вентиляцию и кондиционирование воздуха [1]. Доля этих потерь (рис.1) может превышать 50%, и поэтому их снижение в системах отопления и кондиционирования зданий является серьёзной проблемой [2-5].

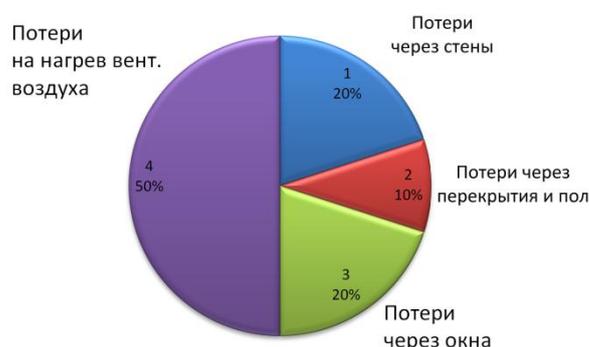


Рис.1 Доли основных источников тепловых потерь в жилых домах.

Применение воздушных регенераторов тепла и холода с периодическим изменением направления воздушного потока открывает широкие возможности для организации энерго-сберегающей вентиляции. В процессе работы аппаратов такого типа регенеративная насадка периодически продувается воздухом с разной температурой, при этом аккумуляция тепла происходит на этапе удаления вентиляционного воздуха из теплого помещения, а регенерация тепла – при нагреве холодного внешнего воздуха теплой насадкой в процессе его поступления в помещение. Для таких аппаратов в зимний период характерны высокая устойчивость к обмерзанию, а также поддержание нормируемого уровня влажности. Небольшие размеры и тепловая эффективность 60-80% позволяют применять их автономно в системах вентиляции отдельных квартир или даже отдельных помещений.

В работах [5-7] приведен ряд экспериментальных результатов исследований регенераторов тепла и холода вентиляционного воздуха с периодическим изменением направления воздушного потока. Особенности регенераторов с теплообменными матрицами в виде засыпок из различных материалов обсуждаются в работах [8, 9]. Все эти аппараты компактны и не требуют значительной электрической мощности. Теплообмен в таких аппаратах зависит от большого количества конструктивных и режимных параметров, а также от свойств используемых материалов. Важной задачей является определение этого влияния. Решение этой задачи позволит провести оптимизацию с целью повышения эффективности теплообменных аппаратов.

В работе представлены модель и результаты численного исследования влажности внутреннего воздуха на работу и тепловую эффективность воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела используется матрица из полипропилена с продольными воздушными каналами.

## Физико-математическая модель теплообменника

В разработанной математической модели использован подход аналогичный [10]. Считается, что теплообменная матрица представляет собой совокупность одинаковых сквозных каналов с произвольной формой проходного сечения. Каналы могут иметь прямоугольную форму проходного сечения, а также круглую, треугольную и т.д. Множество каналов образуют в поперечном сечении матриц некую регулярную структуру. В матрице может насчитываться несколько тысяч каналов. Такое большое количество каналов позволяет пренебречь краевыми эффектами вблизи боковой поверхности матрицы. В силу симметрии можно считать, что матрица представляет собой набор теплоизолированных друг от друга каналов. Количество материала матрицы, приходящегося на каждый канал, определяется отношением массы матрицы на число каналов в ней. С учётом формы проходного сечения канала можно получить все необходимые для модели геометрические параметры. Таким образом, при моделировании из всей теплообменной матрицы можно рассмотреть только одиночный теплообменный канал. Канал периодически продувается воздухом с противоположных сторон. Воздух считается несжимаемым и увлажненным. Количество водяного пара в воздухе задается величиной влагосодержания  $\omega$ . Предполагается, что воздушный поток в каждом поперечном сечении канала является однородным по составу и по значениям физических параметров. Таким образом, также как и в [10], задача формулируется в одномерной постановке, при этом все физические величины, характеризующие процесс тепло- и массообмена, зависят от времени  $\tau$  и продольной координаты  $x$ .

Обмен тепловой энергией между матрицей и воздушным потоком происходит через внутреннюю поверхность стенок канала. Его интенсивность определяется коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$ . Таким образом, для теплового потока  $q$  можно написать:

$$q = \alpha \cdot t_a - t_m ,$$

где  $t_a$ ,  $t_m$  – температура воздуха и стенки канала.

Положим, что средняя скорость течения в канале является заданной функцией времени  $u(\tau)$ . Течение характеризуется малыми значениями числа Рейнольдса, и его можно считать ламинарным, а длины участков гидродинамической и термической стабилизации - существенно меньше длины канала. В этом случае при рассмотрении теплообмена можно ограничиться одним значением числа Нуссельта (Nu), соответствующего стабилизированному участку потока. Значения Nu для различных типов граничных условий и форм проходного сечения приведены в [11, 12].

При работе теплообменного аппарата поверхность стенок канала матрицы и воздушный поток будут иметь различные значения температуры. Конденсация и испарение влаги может происходить, как на стенках канала, так и внутри потока. Некоторое количество жидкой влаги из воздушного потока может конденсироваться в виде пленки конденсата на стенках канала, а другая часть может конденсироваться в потоке и переноситься вместе с ним в виде тумана из мелких капель. При испарении наоборот, влага с поверхности стенок канала и с частичек тумана будет поступать в воздушный поток, насыщая его паром. В общем случае поток вдоль канала представляет собой смесь воздуха, пара и частиц воды. Предположим, что частицы тумана полностью вовлекаются в движение воздушным потоком, проскальзывания фаз нет, все компоненты смеси имеют одинаковую скорость. При этом также будем полагать, что между компонентами смеси существует локальное термодинамическое равновесие. Следовательно, в любом сечении потока воздух, пар и частицы тумана будут иметь одинаковую температуру, которую будем называть температурой потока  $t_a$ .

Для моделирования массообмена на стенках канала воспользуемся аналогией между конвективным теплообменом и массообменом. В результате коэффициент массоотдачи  $\beta$  будет определяться согласно [13]:

$$\beta = \frac{\alpha}{c_a} \cdot Le^{-2/3},$$

где  $c_a$  – изобарная теплоемкость воздуха, а  $Le$  – число Льюиса. Поток водяного пара на стенках канала будет выражаться через

$$j = \beta \cdot \omega - \omega_s^m, \quad (1)$$

где  $\omega_s^m$  – влагосодержание на линии насыщения при температуре поверхности стенок канала матрицы.

Для описания фазовых превращений внутри потока считаем, что любая порция пара, охлажденная ниже температуры насыщения, моментально конденсируется и превращается в частички тумана. При повышении температуры испарение внутри потока также будет происходить мгновенно.

Количество конденсата на стенках канала будем характеризовать массовой долей влаги  $\eta$ , адсорбированной стенками канала по отношению к массе материала, из которой этот канал образован. Тогда с учётом (1) динамику изменения количества влаги адсорбированной стенками канала в произвольном его сечении можно описать с помощью уравнения

$$\frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\beta \cdot \Pi}{\rho_m S_m} \cdot \omega - \omega_s^m, \quad (2)$$

где  $\rho_m$  – плотность материала матрицы,  $S_m$  – площадь поперечного сечения стенок канала матрицы,  $\Pi$  – периметр канала. Как следует из этого уравнения, конденсация влаги и её накопление на стенках канала происходит при достижении условия  $\omega > \omega_s^m$ , когда в потоке влагосодержание превышает влагосодержание на линии насыщения при температуре матрицы в соответствующем её сечении. В отличие от процесса конденсации, испарение в данной модели происходит при выполнении двух неравенств:  $\omega < \omega_s^m$  и  $\eta > 0$ . Последнее неравенство соответствует условию наличия конденсата на стенках канала.

Запишем уравнение баланса количества водяного пара в потоке. Скорость его изменения на участке канала между сечениями с координатами  $x$  и  $x+dx$ :

$$\rho_a \frac{\partial \omega}{\partial \tau} S dx, \quad (3)$$

где  $\rho_a$  – плотность сухого воздуха,  $S$  – площадь проходного сечения канала. Результирующий поток пара вдоль канала через границы участка:

$$-\rho_a u \frac{\partial \omega}{\partial x} S dx. \quad (4)$$

Поток массы пара на этом участке канала за счет межфазных превращений на стенках:

$$j \Pi dx. \quad (5)$$

Поток массы пара за счет межфазных превращений внутри потока с учётом предположения о неограниченной скорости образования и исчезновения тумана:

$$\rho_a S u \cdot \omega - \omega_s^a, \quad (6)$$

где  $\omega_s^a$  – влагосодержание на линии насыщения при температуре воздушного потока. Если в канале рассмотреть точку с координатой  $\zeta$ , то ей будет соответствовать некоторое вполне определенное значение влагосодержания насыщения  $\omega_s^a = \omega_s(t_a(\tau, \xi))$ , при этом интенсивность изменения влагосодержания в потоке, обусловленная фазовым переходом будет выражаться в этой точке:

$$u(\tau) \cdot \omega(x) - \omega_s(\xi) \cdot \delta(x - \xi),$$

где  $\delta(x)$  – дельта-функция.

Составим из членов (3) – (6) уравнение баланса пара и перейдём к пределу при  $dx \rightarrow 0$ :

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\beta \cdot \Pi}{\rho_a S} \cdot \omega - \omega_s^m + u(\tau) \cdot \omega - \omega_s^a \cdot \delta(x - \xi) = 0. \quad (7)$$

Влагосодержание насыщения  $\omega_s$  является функцией температуры и определяется:

$$\omega_s(t) = 0.602 \frac{P_s(t)}{P_B - P_s(t)},$$

где  $P_s(t)$  – парциальное давление пара при температуре насыщения  $t$ ,  $P_B$  – барометрическое давление в канале.

Обозначим массовую долю частиц тумана в 1 кг сухого воздуха через  $f$ . Тогда с использованием последнего члена уравнения (7) запишем уравнение баланса массовой доли частиц тумана в потоке:

$$\frac{\partial f}{\partial \tau} + u \frac{\partial f}{\partial x} - u(\tau) \cdot \omega - \omega_s^a \cdot \delta(x - \xi) = 0. \quad (8)$$

Из уравнения следует, что конденсация влаги и её образование в виде тумана будет происходить при достижении условия  $\omega > \omega_s^a$ , при котором влагосодержание в потоке превышает влагосодержание на линии насыщения при температуре потока  $t_a$ . Испарение частиц тумана в потоке будет происходить при выполнении двух неравенств:  $\omega < \omega_s^a$  и  $f(\tau, x) > 0$ , последнее свидетельствует о наличии капель конденсата в потоке.

Удельная энтальпия потока может быть записана в виде суммы удельных энтальпий сухого воздуха  $h_a$ , пара  $h_v$  и частиц конденсата  $h_f$ :

$$h = h_a + \omega \cdot h_v + f \cdot h_f.$$

Температурные зависимости удельных энтальпий пара, конденсата в потоке и сухого воздуха можно записать в виде:

$$\begin{aligned} h_v &= h_v^0 + c_p^v \cdot t - t^0, \\ h_f &= h_f^0 + c_p^f \cdot t - t^0, \\ h_a &= h_a^0 + c_p^a \cdot t - t^0, \end{aligned}$$

где  $c_p$  – изобарная теплоёмкость соответствующих компонент смеси в потоке. Следовательно, для полной производной энтальпии смеси от времени будет справедливо выражение:

$$\frac{dh}{d\tau} = c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{dt_a}{d\tau} + h_v \cdot \frac{d\omega}{d\tau} + h_f \cdot \frac{df}{d\tau}. \quad (9)$$

Запишем уравнение энергии для потока, с этой целью определим: скорость изменения энтальпии потока на участке канала между сечениями с координатами  $x$  и  $x+dx$

$$\rho_a S dx \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} (h_a + \omega h_v + f h_f);$$

результатирующий поток энтальпии через соответствующие поперечные сечения канала:

$$-\rho_a S dx \cdot u \frac{\partial}{\partial x} (h_a + \omega h_v + f h_f);$$

мощность тепловой энергии от стенки к потоку:

$$\alpha \Pi dx \cdot t_m - t_a;$$

мощность тепловой энергии при фазовых превращениях на стенках канала и внутри потока:

$$\rho_a h_v S dx \frac{d}{dt} (\omega + f).$$

Отсюда, с учётом (9) можно записать уравнение сохранения энергии потока:

$$c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{dt_a}{d\tau} + h_v \cdot \frac{d\omega}{d\tau} + h_f \cdot \frac{df}{d\tau} = \frac{\alpha \Pi}{\rho_a S} \cdot t_m - t_a + h_v \cdot \frac{df}{d\tau}.$$

Вводя удельную теплоту парообразования

$$r = h_v^0 - h_f^0 + c_p^v - c_p^f \cdot t_a ,$$

уравнение сохранения энергии можно переписать в следующем виде:

$$c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + c_p^a + \omega c_p^v + f c_p^f \cdot u \cdot \frac{\partial t_a}{\partial x} = \frac{\alpha \Pi}{\rho_a S} \cdot t_m - t_a + r \frac{df}{d\tau} . \quad (10)$$

Аналогично выводится уравнение сохранения энергии для канала теплообменной матрицы с пленкой жидкости на его поверхности, при этом к удельной энтальпии материала канала добавлена удельная энтальпия конденсата на его поверхности

$$h_{m\eta} = h_m + \eta h_\eta .$$

В результате уравнение сохранения энергии для канала матрицы приводится к виду:

$$c^m + \eta c^\eta \frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \frac{\lambda_m}{\rho_m} \cdot \frac{\partial^2 t_m}{\partial x^2} + \frac{\alpha \Pi}{\rho_m S_m} \cdot t_a - t_m + r \frac{\partial \eta}{\partial \tau} + c^\eta \cdot t_a - t_m \frac{\partial \eta}{\partial \tau} , \quad (11)$$

где  $\lambda_m, c_m$  – коэффициент теплопроводности материала матрицы и его теплоемкость,  $c^\eta$  – удельная теплоемкость воды.

Систему дифференциальных уравнений (2), (7), (8), (10), (11) необходимо дополнить начальными и граничными условиями. Для (7) со стороны одного из краевых сечений (при  $x=0$  или  $x=L$ ) задается влагосодержание в соответствии с направлением воздушного потока. Так, если воздух поступает в канал в сечении  $x=0$ , то задается условие

$$\omega(\tau, x)|_{x=0} = \omega_1(\tau) , \text{ если при } x=L , \text{ то } \omega(\tau, x)|_{x=L} = \omega_2(\tau) . \quad (12)$$

Здесь  $L$  – длина канала, а  $\omega_1(\tau)$  и  $\omega_2(\tau)$  некоторые функции времени, моделирующие изменение влагосодержания потока на входе в канал.

Граничные условия для (10) задаются аналогично условиям для (7). Температура воздуха, поступающего в канал в зависимости от направления потока, задается

$$t_a(\tau, x)|_{x=0} = t_1(\tau) \text{ или } t_a(\tau, x)|_{x=L} = t_2(\tau) . \quad (13)$$

Граничные условия меняются каждую половину цикла работы теплообменного аппарата синхронно с изменением направления воздушного потока.

Для моделирования отсутствия конденсированных частиц на входах в теплообменный канал для уравнения (8) необходимо записать

$$f(\tau, x)|_{x=0} = 0 , f(\tau, x)|_{x=L} = 0 . \quad (14)$$

Стенки канала в краевых сечениях считаем теплоизолированными, поэтому граничными условиями для (11) будут:

$$\frac{\partial t_m}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{\partial t_m}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 . \quad (15)$$

Начальные условия для (2), (7) и (8):

$$\eta(0, x) = \eta_0(x) , \omega(0, x) = \omega_0(x) , f(0, x) = f_0(x) , \quad (16)$$

где  $\eta_0(x), f_0(x)$  и  $\omega_0(x)$  – функции продольной координаты, с помощью которых задаются начальные распределения внутри канала адсорбированной влаги, частиц тумана и пара в потоке. Начальные распределения температуры воздуха и поверхности стенок канала матрицы задаются соответственно функциями  $g_a(x)$  и  $g_m(x)$ :

$$t_a(0, x) = g_a(x) \text{ и } t_m(0, x) = g_m(x) . \quad (17)$$

В результате решения системы дифференциальных уравнений (2), (7), (8), (10), (11) с граничными и начальными условиями (12) – (17) можно найти распределение температуры поверхности стенок канала  $t_m(\tau, x)$ , воздуха  $t_a(\tau, x)$ , а также влагосодержания  $\omega(\tau, x)$ , количества адсорбированной стенками влаги  $\eta(\tau, x)$  и влаги, находящейся в потоке в виде тумана  $f(\tau, x)$ .

### Анализ результатов расчета

Рассмотрим влияние влажности воздушного потока и параметров теплообменника на его эффективность. Так как исследуемый теплообменный аппарат – это аппарат периодического действия с изменением направления воздушного потока, то условимся считать, что его рабочий цикл состоит из последовательности работы «тёплого» и «холодного» периодов. При этом под «тёплым» подразумевается промежуток времени, в течение которого воздух поступает в помещение, а под «холодным», наоборот, когда воздух из помещения удаляется.

Теплообменный аппарат осуществляет рекуперацию тепла и влаги, поэтому эффективность его работы можно характеризовать температурной  $\varepsilon_t$  и влажностной  $\varepsilon_{\omega f}$  эффективностью. В общем случае эффективности «теплого»  $\varepsilon_t^+, \varepsilon_{\omega f}^+$  и «холодного»  $\varepsilon_t^-, \varepsilon_{\omega f}^-$  периодов могут отличаться:

$$\varepsilon_t^+ = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}}, \varepsilon_t^- = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}, \varepsilon_{\omega f}^+ = \frac{(\omega_{12} + f_{12}) - \omega_{11}}{\omega_{21} - \omega_{11}}, \varepsilon_{\omega f}^- = \frac{(\omega_{22} + f_{22}) - \omega_{21}}{\omega_{21} - \omega_{21}}. \quad (18)$$

Здесь  $t_{11}$  – температура наружного воздуха,  $t_{12}$  – температура воздуха, поступающего в помещение из теплообменника,  $t_{21}$  – температура воздуха в помещении и  $t_{22}$  – температура воздуха, выходящего из теплообменника наружу. Аналогично для индексов при  $\omega$  и  $f$ .

Ниже на рис.2 – рис.6 приведены результаты численных расчетов влияния влажности внутреннего воздуха в помещении на тепло- влажностные параметры работы регенеративного теплообменника. Условия, при которых проводились расчеты, были следующие: температура воздуха в помещении  $+25^\circ\text{C}$ , температура воздуха вне помещения  $+1^\circ\text{C}$ . Относительная влажность наружного воздуха принималась равной 80%, а внутреннего варьировалась от 0 до 100% с шагом изменения 10%. Ширина теплообменного канала матрицы составляла 3.25 мм, высота – 1.5 мм, а длина 180 мм. Толщина стенки между каналами бралась равной 0.5 мм. В качестве материала теплообменной матрицы был выбран полипропилен.

На рис.2а представлены временные зависимости температуры воздуха в крайних сечениях теплообменной матрицы при относительной влажности внутреннего воздуха 10%.

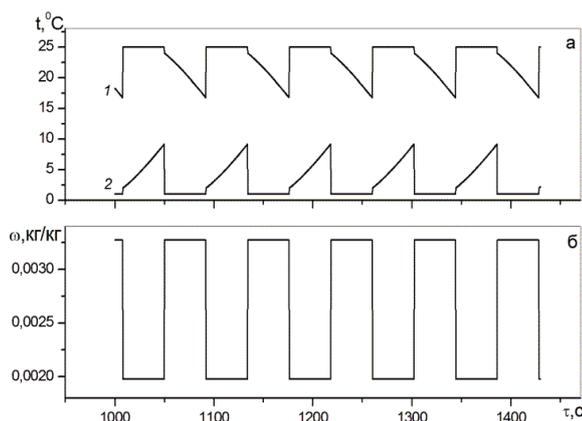


Рис. 2. Изменение в крайних сечениях при относительной влажности внутреннего воздуха 10%:  
(а) температуры воздуха (1 – со стороны помещения; 2 – со стороны улицы), (б) влагосодержания.

Во время «холодного» периода работы теплообменника входная температура потока оставалась постоянной и была равна температуре воздуха внутри помещения. На выходе при этом наблюдался плавный рост температуры потока от её значения вне помещения до неко-

того максимального. Во время «тёплого» периода работы теплообменника температура на входе оставалась равной температуре наружного воздуха, а на выходе она постепенно уменьшалась, достигая минимума к концу периода. Синхронные изменения влагосодержания  $\omega$  в краевых сечениях канала, как следует из рис.2б, происходили согласно чередованию периодов работы. Минимальное влагосодержание соответствовало влагосодержанию воздуха в помещении, а максимальное на улице. При этом графики для  $\omega$  в обоих краевых сечениях совпадали. Это означает, что при заданных условиях, в потоке малоувлажнённого внутреннего воздуха не происходило фазовых превращений. В результате количество пара поступившего в теплообменный канал было равно количеству пара вышедшего из него. Согласно (18) влажностная эффективность  $\varepsilon_{\omega}^{\pm} = 0$ . Температурная эффективность была отлична от нуля, характер её изменения представлен на рис.3. Здесь  $\bar{\varepsilon}_i^+ = \bar{\varepsilon}_i^- = \bar{\varepsilon}_i = 0.82$ .

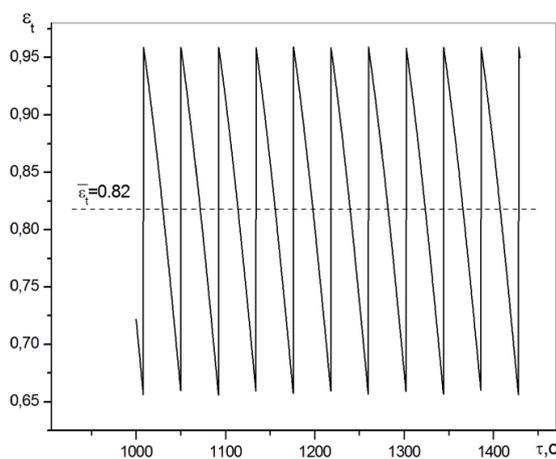


Рис. 3. Изменение температурной эффективности от времени.

Таким образом, можно выделить первый диапазон изменений относительной влажности внутреннего воздуха от 0 до 32%, который характеризуется отсутствием фазовых превращений при работе теплообменника.

Увеличение относительной влажности внутреннего воздуха до 50% при сохранении всех прочих условий расчета привело к изменению тепло- влажностных характеристик работы теплообменника. Как следует из сравнения рис.4а и рис.4б количество пара в потоке во время работы в «холодном» периоде уменьшалось в сторону выходного сечения. В начале этого периода количество пара в выходном сечении имело минимальное значение, в дальнейшем оно постепенно увеличивалось и достигало максимального к концу периода. Это было связано с процессами конденсации влаги на внутренней поверхности канала и образования тумана в потоке. Вначале работы аппарата в «теплом» периоде наблюдалось кратковременное превышение влагосодержания пара в воздушном потоке по сравнению с его содержанием в воздухе помещения. В дальнейшем содержание пара на выходе в помещение снижалось практически линейно до его содержания в наружном воздухе. Графики на рис.4в и рис.4г демонстрируют это. Наблюдалось периодическое появление, рост, уменьшение массы конденсата на стенках канала и тумана в потоке с последующим их исчезновением. Появление конденсата на стенках наблюдалось в области канала, прилегающей к выходному сечению со стороны улицы. Кроме этого в начале каждого «холодного» периода в выходном сечении со стороны улицы наблюдалось увеличение массы тумана.

Особенностью результатов расчетов для второго диапазона изменений влажности внутреннего воздуха от 32% до 80% явилось периодическая конденсация и полное испарение влаги на стенках канала и в потоке. Накопления влаги при этом с течением времени на стенках канала не происходило.

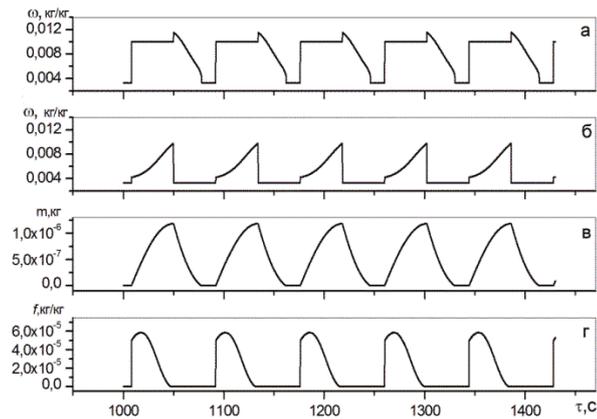


Рис. 4. Изменения при относительной влажности внутреннего воздуха 50%: (а) влагосодержания воздуха со стороны помещения; (б) влагосодержания со стороны улицы; (в) массы конденсата на стенке канала; (г) массовой доли тумана со стороны улицы.

На рис.5 показаны результаты расчетов при высокой относительной влажности внутреннего воздуха 90%. В отличие от предыдущего случая здесь наблюдалось появление водяного тумана в воздушном потоке не только при выходе потока на улицу (рис.5г), но и при его поступлении в помещение (рис.5.в). Важной особенностью третьего диапазона с высокой относительной влажностью внутреннего воздуха является периодическое изменение толщины пленки влаги на стенках канала с постепенным ее увеличением с течением времени (рис.5д).

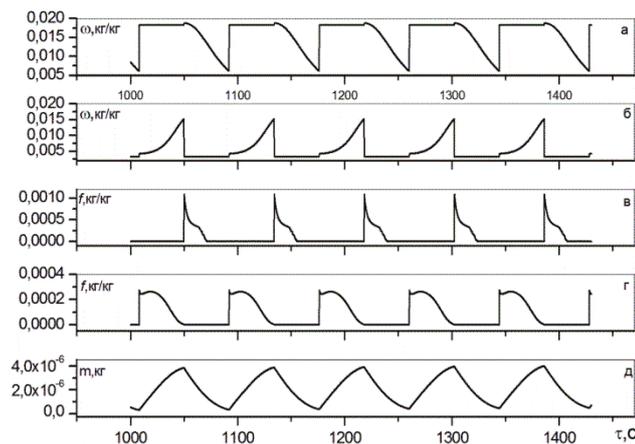


Рис. 5. Изменения при относительной влажности внутреннего воздуха 90%: (а) влагосодержания воздуха со стороны помещения, (б) влагосодержания со стороны улицы, (в) массовой доли тумана со стороны помещения, (г) массовой доли тумана со стороны улицы, (д) массы конденсата на стенках канала.

Изменение средней температурной эффективности за “теплый” период  $\bar{\varepsilon}_t^+$ , за “холодный” период  $\bar{\varepsilon}_t^-$  и средней температурной эффективности  $(\bar{\varepsilon}_t^+ + \bar{\varepsilon}_t^-) / 2$  по результатам расчетов от относительной влажности внутреннего воздуха приведено на рис.6. Согласно результатам расчетов весь диапазон влажностей внутреннего воздуха условно можно разбить на три области. В первой области малых влажностей внутреннего воздуха температурная эффективность не изменялась, так как в ней не происходили фазовые превращения. Во второй области средних влажностей фазовые превращения происходят, но общего накопления влаги на стенках канала с течением времени нет. В этой области наблюдалось некоторое снижение температурной эффективности с увеличением влажности внутреннего воздуха. В третьей области при больших влажностях внутреннего воздуха происходил незначительный рост средней температурной эффективности за “теплый” период при общем снижении средней температурной эффективности.

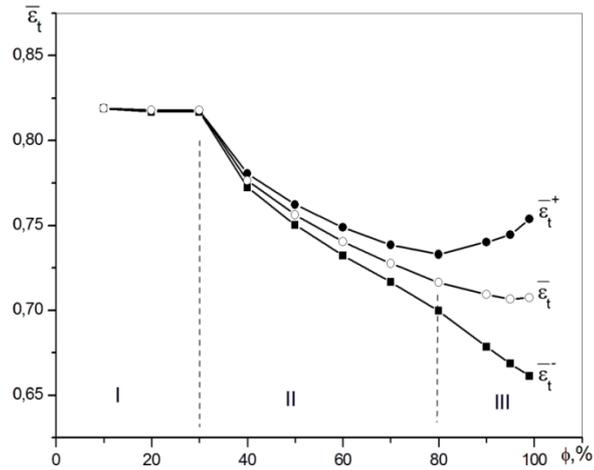


Рис. 6. Зависимость температурной эффективности от влажности внутреннего воздуха. I – область без фазовых превращений; II – область отсутствия накопления конденсата на стенках канала, III – область с накоплением конденсата на стенках канала.

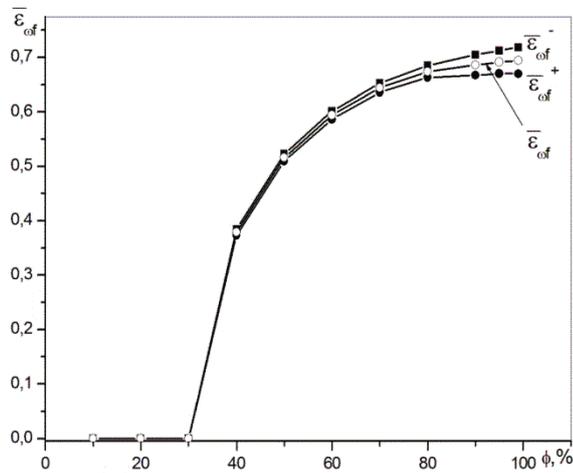


Рис. 7. Зависимость влажностной эффективности от влажности внутреннего воздуха.

На рис.7 представлены зависимости влажностной эффективности работы рекуператора от влажности внутреннего воздуха.

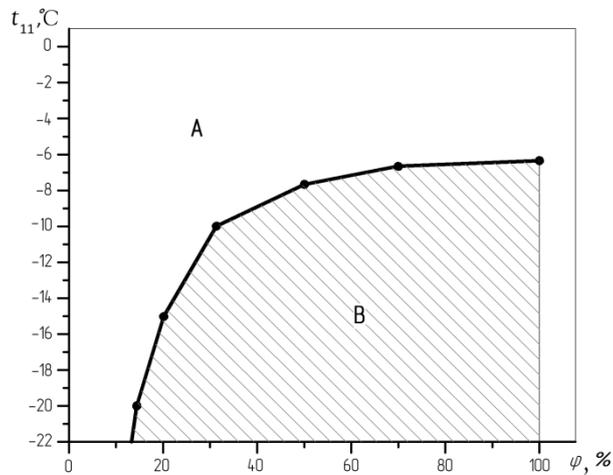


Рис. 8. Области режимных параметров на диаграмме температура наружного воздуха – относительная влажность внутреннего воздуха: А – без обмерзания; В – с образованием льда.

Согласно результатам расчетов в области малых влажностей внутреннего воздуха влажностная эффективность равна нулю. С увеличением влажности внутреннего воздуха влажностная эффективность возрастает. При 60% влажности внутреннего воздуха влажностная эффективность регенератора составляла  $\sim 0.6$ . Таким образом, аппарат в холодный период года при нормальной и высокой влажности внутреннего воздуха может достаточно эффективно регенерировать не только тепло, но и влагу.

Обмерзание теплообменных аппаратов снижает качество вентиляции воздуха и ограничивает область их применения. Образование льда в канале может происходить при одновременном выполнении условий:

существует область внутренней поверхности канала, в которой конденсат не удаляется на протяжении всего цикла;

средняя за цикл температура воды в этой области ниже  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На рис.8 представлена область режимных параметров теплообменного аппарата на диаграмме температура наружного воздуха (ось ординат) – влажность внутреннего воздуха (ось абсцисс). Область (А) представляет собой те значения температуры наружного воздуха и влажности внутреннего при которых внутри теплообменных каналов никогда не будет наблюдаться образования льда, т.е. обмерзания. Если значения параметров брать из области (В), то внутри теплообменника, наоборот, всегда будут наблюдаться процессы образования льда. Из диаграммы следует, что при температуре внутреннего воздуха  $+25^{\circ}\text{C}$  и температуре наружного воздуха выше, чем  $-6.5^{\circ}\text{C}$  опасности образования льда в каналах теплообменной матрицы нет при любой влажности внутреннего воздуха.

## **Заключение**

Предложена и апробирована физико-математическая модель расчета тепло- и влагопереноса в воздушно-воздушном теплообменнике с матрицей канального типа при периодическом изменении направления воздушного потока. Предложенная модель позволяет проводить расчеты таких аппаратов в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров. В дальнейшем расчетная модель будет использована для повышения эффективности их работы.

Исследовано влияние влажности внутреннего воздуха на тепло- и массообменные процессы в регенеративном теплообменнике. В результате расчетов показано, что весь диапазон влажности внутреннего воздуха условно можно разделить на три участка.

Определены зависимости температурной и влажностной эффективности регенеративного теплообменника от относительной влажности внутреннего воздуха. Показано, что температурная эффективность теплообменника при «низкой» влажности внутреннего воздуха была достаточно высокой 0.82 и не зависела от влажности внутреннего воздуха. При «умеренной» и «высокой» влажности внутреннего воздуха с ее увеличением температурная эффективность теплообменника снижалась, а влажностная эффективность увеличивалась от 0 до 0.7.

Определена связь между температурой наружного воздуха и относительной влажностью внутреннего воздуха, при которых начинается формирование льда в каналах матрицы теплообменника. Показано, что при температуре внутреннего воздуха  $+25^{\circ}\text{C}$  и температуре наружного воздуха выше, чем  $-6.5^{\circ}\text{C}$  опасности образования льда в каналах теплообменной матрицы нет при любой влажности внутреннего воздуха.

## Обозначения

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $c_p$  – удельная теплоёмкость, Дж/(кг·К);  $f$  – относительная доля тумана, кг/кг;  $h$  – удельная энтальпия, Дж/кг;  $t$  – температура, К;  $r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг<sup>3</sup>;  $c$  – удельная теплоёмкость, Дж/(кг К);  $S$  – площадь сечения, м<sup>2</sup>;  $P$  – периметр сечения канала, м;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta$  – коэффициент массоотдачи, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $\varepsilon_t$  – температурная эффективность;  $\varepsilon_{wf}$  – влажностная эффективность;  $\omega$  – влагосодержание, кг/кг;  $\eta$  – удельная доля адсорбированной стенками канала влаги, кг/кг;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $x$  – продольная координата, м;  $\tau$  – время, с;  $u$  – скорость воздушного потока, м/с; Индексы:  $a$  – воздух;  $v$  – водяной пар;  $m$  – канал матрицы;  $f$  – туман;  $s$  – значение на линии насыщения.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.

## Литература

1. Roulet C.A., Heidt F.D., Foradini F., Pibiri M.C. Real heat recovery with air handling units// *Energy and Buildings*. 2001, Vol. 33, P. 495–502.
2. Hughes B.R, Chaudhry H.N, Calautit J.K. Passive energy recovery from natural ventilation air streams// *Applied Energy*. 2014, Vol. 113, P. 127–140.
3. Ramponi R, Angelotti A, Blocken B. Energy saving potential of night ventilation: sensitivity to pressure coefficients for different European climates// *Applied Energy*. 2014, № 123, P. 185–95.
4. Haniff M.F, Selamat H, Yusof R, Buyamin S, Ismail F.S. Review of HVAC scheduling techniques for buildings towards energy-efficient and costeffective operations// *Renew Sustain Energy Rev*. 2013, Vol. 27, P. 94–103.
5. Низовцев М. И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора-регенератора тепла вентиляционного воздуха// *Известия Вузов. Строительство*. 2007, № 10, С. 46–50.
6. Низовцев М.И., Захаров А.А., Бородулин В.Ю., Летушко В.Н. Экспериментальное исследование регенератора тепла и холода вентиляционного воздуха с переменным направлением воздушного потока// *Доклады всероссийской конференции «XXXI Сибирский теплофизический семинар»*, ISBN 978-5-89017-039-2, Новосибирск, 2014, С.430-435.
7. Бородулин В.Ю., Низовцев М.И., Летушко В.Н., Захаров А.А. Теплообмен в приточно-вытяжных регенераторах тепла и холода вентиляционного воздуха// *Тезисы докладов всероссийской конференции РНКТ6*, Москва, 2014, т.1, с.123-124.
8. Yang C.M, Chen S.I., Chen S.L. Energy-efficient air conditioning system with combination of radiant cooling and periodic total heat exchanger// *Energy*. 2013, Vol. 59, P. 467–477.
9. Aristov Yu. I., Mezentsev I. V., Mukhin V. A. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems// *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40, P. 204-208.
10. Nizovtsev M.I., Borodulin V.Yu., Letushko V.N. et al. Analysis of the efficiency of air-to-air heat exchanger with a periodic change in the flow direction// *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol.93, P.113-121.
11. Лыков А.В. *Тепломассообмен*. М.: Энергия, 1978. 477с.
12. Кэйс В.М., Лондон А.Л. *Компактные теплообменники*. М.-Л.: ГЭИ, 1962. 158 с.
13. Gaoming Ge, Davood Ghadiri Moghaddam, Ramin Namvar, Garey J. Simonson, Robert W. Besant, Analytical model based performance evaluation, sizing and coupling flow optimization of liquid desiccant run-around membrane energy exchanger systems// *Energy and Buildings*. 2013. Vol.62, P. 248-257.