

Демидочкин В.В., Костуганов А.Б., Черчаев А.А.
Оренбургский государственный университет, г. Оренбург, Россия
E-mail: demidochkin@gmail.com

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

В современных гражданских зданиях качество внутреннего воздуха зачастую ниже нормативных показателей и это обстоятельство приводит к проявлениям «синдрома больного здания». Также системы вентиляции гражданских зданий занимают третье место по количеству потребляемой энергии среди инженерных систем и являются одним из приоритетных направлений оптимизации энергопотребления. Факторы повышения эффективности использования потребляемой энергии и улучшения показателей качества внутреннего воздуха зданий требуют применения современных решений, способствующих повышению эффективности функционирования систем вентиляции. Наиболее очевидным техническим мероприятием, способствующим решению данной задачи, является применение теплоутилизаторов воздуха. Однако в результате проведённого нами обзора литературных источников установлено, что на сегодняшний день недостаточно хорошо изучены вопросы определения реального эксплуатационного КПД этих устройств, а также вопросы организации их защиты от обмерзания.

Нами были проведены экспериментальные исследования по изучению температурного поля воздушного потока перекрёстного пластинчатого рекуператора, а также исследования, направленные на определение КПД данного теплоутилизатора в нескольких эксплуатационных режимах. В результате проведённых исследований нами выявлено выраженное температурное расслоение воздушного потока после теплоутилизатора, определены положения измерительных сечений для установки датчиков температуры, рассчитаны значения КПД в нескольких эксплуатационных режимах. По результатам проведённого исследования нами определено, что тепловой КПД такого теплоутилизатора варьируется от 62 до 71%, а температурный КПД от 52 до 59% при скорости потока в интервале от 1,5 м/с до 6,2 м/с.

Нами установлено, что температурное поле воздушного потока значительно зависит от конструкции теплоутилизатора и остаётся подобным для основного рабочего диапазона скоростей и расходов воздуха. Также нами подтверждены экспериментально значения температурного КПД теплоутилизатора данного типа на уровне 55% для основных практически встречающихся в системах вентиляции скоростей воздушного потока в интервале 1,5 – 5 м/с.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, утилизация теплоты воздуха, пластинчатый теплоутилизатор.

Demidochkin V.V., Kostuganov A.B., Cherkhayev A.A.
Orenburg state university, Orenburg, Russia
E-mail: demidochkin@gmail.com

DETERMINATION OF HEAT TECHNICAL EFFICIENCY OF LAMINATED HEAT RECOVER

In modern civilian buildings the quality of indoor air is often lower than standard indicators and this fact leads to the manifestations of the “sick building syndrome”. Also, ventilation systems of civilian buildings occupy the third place in the amount of energy consumed among engineering systems and are one of the priority areas for optimizing energy consumption. Factors to increase the efficiency of use of energy consumed and to improve the quality of indoor air indicators in buildings require the use of modern solutions that enhance the efficiency of ventilation systems. The use of air heat exchangers is the most obvious technical measure contributing to the solution of this problem. However, as a result of our literary sources review was established that today the issues of determining the real operational efficiency of these devices, as well as the organization of their protection against freezing, are not well studied.

We have conducted experimental studies to study the temperature field of the air flow of a cross plate heat exchanger, as well as studies aimed at determining the efficiency of this heat exchanger in several operating modes. As a result of our studies a pronounced temperature stratification of the air flow after the heat exchanger was revealed, the positions of the measuring sections for installing temperature sensors was determined and the efficiency values in several operating modes was calculated. Based on the results of our study, we determined that the thermal efficiency of such heat exchanger varies from 62 to 71%, and the temperature efficiency is from 52 to 59% at a flow velocity in the range from 1.5 m / s to 6.2 m / s.

We have founded that the temperature field of the air flow significantly depends on the design of the heat exchanger and remains similar for the main operating range of speeds and air flow rates. We have also confirmed experimentally the value of the temperature efficiency of the heat exchanger of this type at 55% for the main practically encountered in ventilation systems the air flow velocity in the range of 1.5 - 5 m / s.

Key words: energy efficiency, utilization of air heat, plate heat exchanger.

Согласно требованиям современных нормативных документов (СП 50.13330.2012 «СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий», СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», СП 54.13330.2011 «СНиП 31-01-2003 Здания жилые многоквартирные»), система вентиляции должна поддерживать чистоту (качество) воздуха в помещениях и равномерность его распределения. Однако по результатам многих исследований на сегодняшний день в гражданских зданиях качество воздуха не соответствует нормативным стандартам, т.к. не обеспечивается требуемый воздухообмен в помещениях и данная проблема остаётся актуальной. Гражданские здания зачастую оборудуются системами естественной вентиляции, причем жилые здания практически в полном объеме. В то же время по результатам проведённых исследований установлено, что естественная вентиляция, даже при условии её верного конструктивного исполнения, не работает до шести месяцев в году на большей части территории страны. Такое положение дел приводит к появлению «синдрома больного здания» (заболеваниям людей, проживающих в нём, развитию патогенной микрофлоры) [1 - 4], нарушению механических свойств строительных конструкций, нарушению интерьера и экстерьера зданий, нарушению нормальной работы газоиспользующего оборудования. Как показывает инженерная практика, наиболее надёжным выходом из данной ситуации является устройство механической приточно-вытяжной системы вентиляции. Кроме того, на это же указывают и нормативные документы (п. 7.8 СП 50.13330.2012, пп. 7.1.3, 7.1.10, 11.3 СП 60.13330.2016). Но, так как механическая система вентиляции более энергетически затратная по сравнению с естественной вентиляцией, то следует применять меры по увеличению энергоэффективности данных систем и соответствующему снижению экономических затрат. Одним из основных мероприятий, является внедрение теплоутилизаторов.

Вопросами применения утилизаторов теплоты вытяжного воздуха, как основного мероприятия по снижению энергетических затрат занимается большое количество как отечественных, так и зарубежных исследователей [5]–[12]. В статье [5] анализируется возможность повышения энергоэффективности работы систем

отопления, вентиляции и кондиционирования общественных зданий на современном этапе развития и конкретных климатических условиях Украины. Что же касается систем вентиляции, авторы предлагают использовать вторичные энергетические ресурсы включающие тепло, выделяемое людьми и выходящее с вытяжным воздухом на улицу, путём применения различного рода теплообменников - утилизаторов теплоты. Богословский В.Н. и Поз М.Я. [6] в своих научных работах приводят обобщённые результаты теоретических и экспериментальных исследований в области систем утилизации теплоты. Подробно расписан универсальный метод расчета теплообменников – утилизаторов теплоты. Проанализированы приточно-вытяжные вентиляционные установки с утилизацией теплоты, в основу которых входили различные по своей конструкции теплообменники: рекуператоры и регенераторы, а также теплообменники с промежуточным теплоносителем. Изложены конструктивные решения и методики расчетов систем вентиляции с теплообменниками-утилизаторами. Книга Кокорина О.Я. [7] содержит информацию о методах работы и принципиальных схемах вентиляционных установок с теплоутилизаторами, необходимых для обеспечения требуемого воздухообмена, параллельно со снижением расхода тепла и электроэнергии при круглогодичной эксплуатации систем в жилых, общественных и промышленных зданиях. Приводятся технические параметры современного энергосберегающего оборудования и методика их расчёта. Х. Хаузен [8] подробно разработал методику расчёта тепловой эффективности рекуператоров и регенераторов теплоты вытяжного воздуха, наглядно на графиках показал расчёт теплопередачи и гидравлического сопротивления в различного вида теплообменниках, привёл уравнения для построения теплового поля работы теплообменника. М. Адамский в работах [9] и [10] привел сравнительный анализ финансовых показателей работ систем вентиляции с рекуператорами тепла и традиционных систем вентиляции. Исследования [11], [12] показали, что при непрерывной работе в течении суток установки с рекуперации теплоты ежегодная экономия энергии на отопление и охлаждение составила 9,4% и 8,7%, соответственно.

Проанализировав выше изложенные работы следует сделать вывод о том, что на сегодняшний день большой вклад внесен в проработку вопроса применения теплообменников – утилизаторов теплоты вытяжного воздуха: проработано большое количество методик расчёта и подбора теплообменников; приведены расчёты экономической эффективности применения данного мероприятия; разработано множество различных конструктивных решений теплообменников. Однако недостаточно хорошо изучены вопросы определения реального эксплуатационного КПД и теплотехнической эффективности в целом этих устройств, а также вопросы организации их защиты от обмерзания. В виду данного обстоятельства наш коллектив занимается вопросами определения теплотехнической эффективности и организации защиты от обмерзания теплоутилизаторов вентиляционных систем.

В настоящее время для осуществления теплообмена используют несколько основных типов теплообменников-утилизаторов теплоты вытяжного воздуха, которые можно разделить по трём основным критериям:

1) по степени централизации системы:

– теплообменники-утилизаторы, входящие в состав центральных вентиляционных установок;

– утилизаторы теплоты в составе автономных кондиционеров;

– местные, децентрализованные установки с утилизацией теплоты, как правило, предназначенные для обеспечения должного уровня воздушного комфорта в одном помещении (офис, комната, квартира, коттедж).

2) по способу монтажа:

– подоконный монтаж;

– стеновой монтаж;

– потолочный монтаж (в подпотолочное пространство);

– напольный монтаж (в подвале, в чердачном помещении);

3) по способу теплообмена:

– пластинчатые рекуператоры - теплоутилизаторы данного вида нашли широкое применение при проектировании вентиляционных систем, за счёт простоты своей конструкции и относительно высокого процента КПД. Исследования пластинчатых утилизаторов тепло-

ты проводились как в прошлом веке [6], [13], так и на современном этапе [8], [14]. В начале 90-х годов XXI века заводы начинают выпуск рекуператоров перекрёстно-противоточного типа, эффективность которых достигает 80%. Такое повышение коэффициента полезного действия удалось достичь за счёт применения перекрёстно – противоточной схемы движения воздушных сред относительно друг друга, параллельно с увеличением площади поверхности теплообмена.

– ротационные регенераторы - это по своей форме круглая металлическая вращающаяся насадка, имеющая объёмную площадь поверхности теплообмена, принцип работы которой состоит в том, что насадка вращаясь по определённому циклу сначала забирает тепло вытяжного воздуха, охлаждаясь передаёт его приточному, тем самым нагревая его. Исследования в области роторных теплообменников подробно изложены в работе [15].

– теплообменники с промежуточным теплоносителем – состоят из двух теплообменников типа «жидкость-воздух», соединённых между собой подающим и обратным трубопроводами, по которым движется теплоноситель. Методики расчёта данного типа утилизаторов описаны в [16].

Основные достоинства и недостатки каждого из рассмотренных выше видов теплоутилизаторов приведены в таблице 1.

У существующих приточно-вытяжных систем вентиляции с теплообменниками-утилизаторами теплоты наряду с преимуществами, есть существенный недостаток – обмерзание стенок теплообменника при эксплуатации в холодный период года. Для того что бы этого избежать, необходимо либо повысить температуру поверхностей теплообмена, либо понизить влажность воздуха. Известными техническими решениями в данной области являются:

1) устройство обводного канала у теплообменника;

2) установка секции дополнительного подогрева воздуха;

3) прерывание цикла утилизации для оттаивания теплообменника;

4) применение разделения контуров - для рекуператоров с промежуточным теплоносителем;

5) Изменение частоты вращения теплообменника – для роторного теплообменника.

6) Устройство рециркуляционного канала.

Все эти способы связаны с несением существенных дополнительных затрат энергии или с простоями системы, необходимыми для обеспечения защиты. Однако в недостаточной степени исследован эффект эмерджентности при применении определённой комбинации этих способов, а также возможности использования в холодный период года части приточного воздуха в качестве сушильного агента.

На кафедре ТГВ и ГМ ОГУ нашим коллективом проводятся исследования эффективности работы систем вентиляции с применением пластинчатых теплоутилизаторов в различных комбинациях работы. Так на лабораторном стенде по исследованию и оптимизации процессов обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования проведено исследование распределения температурного поля воздушного потока после перекрёстного рекуператора типа «воздух-воздух» в сечении прямоугольного воздуховода. Цель проведённого исследования – определить положение контрольной точки измерения, в которой температура потока равна средней температуре по всему сечению, для последующей установки в эту точку датчика температуры, что позволило обосновано рас-

считать основные теплотехнические показатели. В результате проведённого исследования явно выявлена неравномерность распределения температур воздушного потока по сечению воздуховода и ниже приведена графическая иллюстрация результатов эксперимента.

Особенностью рассматриваемого перекрёстного рекуператора является выраженное аэродинамическое расслоение проходящего через него потока воздуха и характерный профиль температурного поля по выходному сечению. Наибольший интерес с точки зрения автоматизированного управления параметрами микроклимата помещения представляет именно профиль поля температур потока после рекуператора, т.к. в этом случае при установке датчиков температуры воздуха после рекуператора возникает необходимость в отыскании положения точки установки по сечению воздуховода. В случае пренебрежения этим будут получены некорректные показания температур подаваемого в помещение (или удаляемого из него) воздуха, что усложняет процесс автоматизированного управления микроклиматом помещения и дестабилизирует работу системы обеспечения микроклимата.

В данном эксперименте к рассмотрению был принят датчик температуры приточного воздуха, установленный после перекрёстного

Таблица 1 – Сравнительный анализ различных конструкций теплообменников

Вид теплообменника	Основные достоинства	Основные недостатки	КПД
Пластинчатые рекуператоры	Сравнительно высокий КПД; относительно невысокая стоимость, простота конструкции, надёжность в эксплуатации.	Возможность обмерзания при температурах приточного воздуха ниже 0°С.	50–80%
Теплообменники с промежуточным теплоносителем	Рекуператор практически не подвержен обмерзанию; смешивание потоков воздуха исключено; допускается монтаж приточной и вытяжной вентиляционной установки на значительном удалении друг от друга.	Относительно низкая эффективность утилизации: 30-40%.	30–40%
Ротационные регенераторы	Относительно невысокая стоимость при высоком КПД, составляющем 70–80%; компактность.	Частичное смешивание потоков воздуха при эксплуатации (до 5%); перенос влаги из вытяжного воздуха в приточный; подвержены обмерзанию.	70–80%

рекуператора. Схема рассматриваемого узла стенда приведена на рисунке 1.

На рисунке 1 изображены датчики температуры воздуха (в соответствии с порядком нумерации в программе управления лабораторным стендом каждому датчику присвоено обозначение «ТЕ» и порядковый номер) и перекрёстный рекуператор. Как было отмечено выше, в качестве рассматриваемого датчика температуры был принят ТЕ 6 (см. рисунок 1), установленный после перекрёстного рекуператора по пути движения приточного воздуха. Для проведения измерений температур воздуха по высоте воздуховода в рассматриваемом сечении

было сделано 17 отверстий диаметром 5 мм. с интервалом 20 мм. Схема рассматриваемого сечения приведён на рисунке 2.

Методика проведения эксперимента заключается в следующих положениях:

1) При установившемся движении воздуха в канале датчик ТЕ 6 ставится в точку №1 и в течение 60 секунд в автоматическом режиме производится запись показаний температуры воздуха на лист MS Excel, который связан с программной средой CodeSys, управляющей работой лабораторного стенда;

2) На 51-ой секунде записи измерений производится перестановка датчика ТЕ 6 в точку

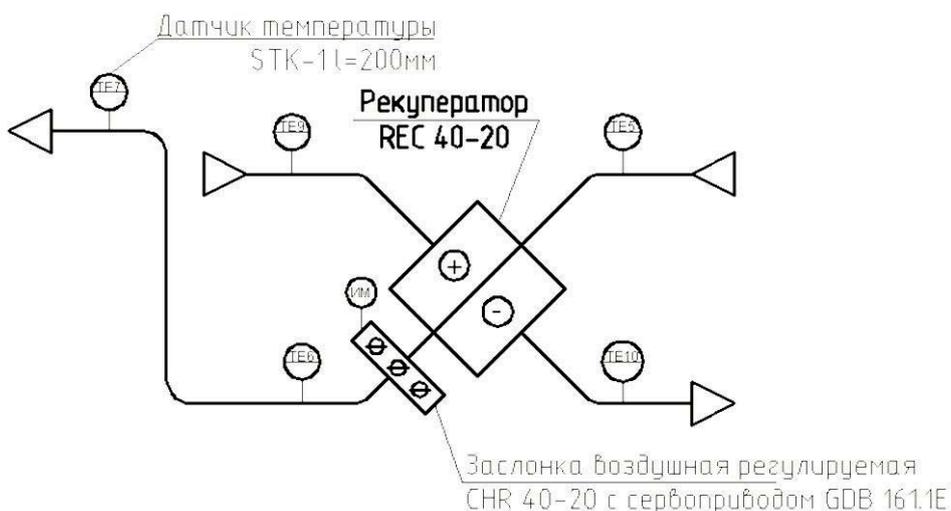


Рисунок 1 – Схема узла с перекрёстным рекуператором лабораторного стенда по исследованию и оптимизации процессов обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования

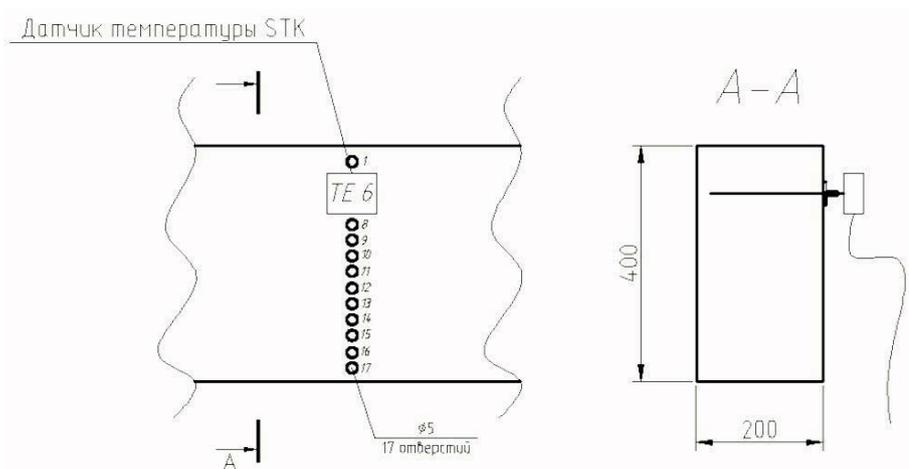


Рисунок 2 – Схема рассматриваемого сечения.

№2. Процесс перестановки занимает в среднем около 10 секунд. Так как в течение 10 секунд датчик ТЕ 6 контактирует с внутренним воздухом помещения, то при обработке данных эксперимента следует исключить из рассмотрения последние 10 результатов наблюдений на предыдущей точке и первые 10 результатов на последующей точке измерения. Таким образом, в каждой из 17 контрольных точек было получено по 40 достоверных измерений температуры воздуха;

3) По достижению точки №17 заканчивается первая серия опыта и начинается вторая серия, проводимая по вышеописанному алгоритму, но порядок следования измерений контрольных точек будет обратным;

4) По достижению точки №1 во второй серии эксперимент считается оконченным, а полученные данные подлежат дальнейшей обработке. Следует отметить, что на данном лабораторном стенде можно провести несколько десятков серий подобных экспериментов при различных аэродинамических режимах течения воздуха в рассматриваемом сечении.

Обработка экспериментальных данных заключается в следующих положениях:

1) Определение средней температуры воздуха в каждой контрольной точке измерения по двум сериям результатов наблюдений. В данном случае ожидаемая точность результатов измерений позволяет отказаться от полной статистической обработки результатов, и ограничится вычислением среднего арифметического значения температуры по каждой контрольной точке, приняв в последующем это значение за значение средней температуры воздуха в точке измерения;

2) Вычисление средней температуры по контрольным точкам измерений для двух серий эксперимента, т. е. необходимо составить итоговые таблицы средних температур воздуха для каждой серии в отдельности;

3) По значениям средних температур воздуха в контрольных точках измерений следует определить среднюю температуру воздуха для двух серий опытов во всем сечении (как среднее арифметическое температур по контрольным точкам);

4) На основании полученных из итоговых таблиц средних температур данных необходимо

построить на одном графике линию температур контрольных точек измерений и линию средней температуры воздуха по сечению;

5) Из полученных графиков далее следует определить положение контрольной точки, в которой температура равна средней температуре воздуха по сечению воздуховода.

Ниже приведены примеры диаграмм температур, полученных по результатам обработки данных эксперимента (рисунок 3, 4).

Как видно из выше приведённых рисунков, искомой контрольной точкой является точка №6. Данный результат получен при 3 различных аэродинамических режимах течения воздуха, т.е. в 6 независимых сериях эксперимента. В подтверждение правильности установки датчика говорит тот факт, что показания датчиков ТЕ 5, ТЕ 6, ТЕ 7 полностью совпадают. Полученный результат также позволяет утверждать, что при дальнейших проводимых экспериментах показания датчика температуры ТЕ 6 будут корректными и достоверными.

Таким образом, в результате проведённого эксперимента была проиллюстрирована неравномерность распределения температурного поля, и как следствие, тепловое расслоение воздушного потока после перекрёстного рекуператора, а также была решена задача по определению точки установки датчика температуры воздуха, в сечении прямоугольного воздуховода.

Для этого же пластинчатого теплоутилизатора проводилось определение основных показателей теплотехнической эффективности. Для того чтобы по экспериментальным данным определить эффективность работы теплообменников – утилизаторов теплоты, необходимо определить количество теплоты, содержащиеся в вытяжном воздухе после теплообменника и количество теплоты, содержащиеся в воздухе до теплообменника. Ключевым параметром в данном случае будет являться скорость потока, от которой значительно зависит коэффициент теплоотдачи. Для определения количества теплоты, а в дальнейшем эффективности работы рекуператора, необходимо экспериментально на установке при разных режимах работы вентилятора и воздухонагревателя, определить:

– температуры воздуха до и после теплообменника (рисунок 5);

– скорости воздуха на притоке и вытяжке для расчёта расхода воздуха, проходящего через теплообменник.

Замеры производились:

– при значении температуры наружного воздуха (величина второстепенная) равной минус 15°С;

– при различных комбинациях режимов совместной работы вентиляторов и воздухонагревателя (величины, для проведения расчётов).

Матрица эксперимента состоит из 38 различных вариаций базовых параметров (производительность системы, интенсивность работы воздухонагревателя). Для каждой из которых необходимо определить температуры и скоро-

сти воздушных потоков по приточному и вытяжному каналам.

Результаты замеров основных параметров, требуемых для дальнейшего расчёта, и вычисления их средних величин представлены в таблице 2. Все значения в таблице отняты при работе установки по первому режиму.

На основании полученных экспериментальным путём данных по температурам воздуха на входе и выходе приточного и вытяжного воздуха из теплообменника, скоростям воздушных потоков в воздуховодах, была произведена обработка результатов. Получены их средние значения для каждого из режимов работы установки. На основании обработанных результатов



Рисунок 3 – Изменение температуры воздушного потока по сечению прямоугольного воздуховода после рекуператора перекрестного типа при обратном порядке измерения температур.



Рисунок 4 – Изменение температуры воздушного потока по сечению прямоугольного воздуховода после рекуператора перекрестного типа при прямом порядке измерения температур.

Таблица 2 – Результаты замеров температуры и скорости при работе установки по первому режиму.

Режим ВН 0,1-Вент 0,3								
№	t^1	t^{11}	t^2	t^{22}	$v1$	$v2$	$t_{\text{на выходе}}$	
	2	3	4	5	6	7	8	
1	2,7	14,5	18,9	10,9				
2	2,5	14,0	18,9	10,8				
3	2,2	13,7	19,1	11,0				
4	2,4	13,4	19,1	11,1				
5	2,5	12,2	19,0	11,8				
6	2,3	11,4	19,0	12,0				
7	2,3	11,2	19,0	12,1				
8	2,4	11,0	19,0	12,2				
9	2,5	10,9	19,0	12,2				
10	2,2	10,9	19,0	12,4				
11	1,6	10,8	19,0	12,4				
12	1,1	10,8	18,9	12,5				
13	0,9	11,0	19,0	12,6				
14	0,7	11,1	18,9	12,8				
15	0,1	11,5	19,0	12,8				
16	0,1	11,8	18,9	13,0				
Срединный размах	1,8	12,1	19,0	11,8				
Среднее арифметическое 90%-й выборки	1,8	11,7	19,0	12,1				
Медиана распределения	2,3	11,3	19,0	12,2				
Среднее арифметическое	1,8	11,9	19,0	12,0				
Центр размаха	1,4	13,2	18,9	12,0				
Координаты Ц.Р.	1,8	11,9	19,0	12,0				
Результаты	1,8	11,9	19,0	12,0	1,8	1,6	18,1	

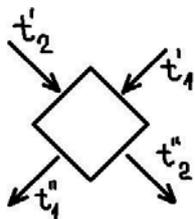


Рисунок 5 – Схема движения потоков воздуха и распределения температур в пластинчатом теплообменнике.

рассчитаны значения коэффициентов полезного действия для каждого режима и построены графики зависимости КПД от скорости потока воздуха. Тепловой КПД варьируется от 62 до 71%, соответственно температурный КПД от

52 до 59%. Скорости потока получались в интервале от 1,5 м/с до 6,2 м/с.

Если сравнить полученные данные с данными, что предлагает завод изготовитель, то получается при скорости потока в интервале от 1,5 м/с до 5 м/с:

- температурный КПД, полученный экспериментальным путём составил от 53 до 59%;
- температурный КПД, согласно графику завода изготовителя составляет от 46,5 до 55,5%.

Разница между значениями КПД составила в среднем 7%, что могло возникнуть вследствие погрешностей приборов измерений, человеческого фактора при проведении измерений, округлении измеренных данных.

05.03.2018

Список литературы:

1. Табунщиков, Ю.А. Микроклимат и энергосбережение: пора понять приоритеты [Электронный ресурс] / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2008. – №5. – С. 4–11. ISSN: 1609-7483. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=11530567>.
2. Табунщиков, Ю.А. Экологическая безопасность жилища / Ю.А. Табунщиков // Журнал “АВОК”. – 2007. – №4.
3. Fanger, O. Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт производительность и здоровье людей / O. Fanger // АВОК. – 2003. – №4. – С. 12–21.
4. Fanger, O. Качество внутреннего воздуха в зданиях, построенных в холодном климате / O. Fanger // АВОК. – 2006. – №2. – С. 12–19.
5. Pshinko, O.M. Improving the efficiency of the heating system for public buildings infrastructure in the context of dnurt / O.M. Pshinko, V.H. Kuznetsov, D.K. Yatsenko, V.O. Gabrinets // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – С. 97–107.

6. Богословский, В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: Строй-издат, 1983. – С. 319–320.
7. Кокорин, О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. – М.: 2003. – 272 с.
8. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе / Х. Хаузен – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.
9. Adamski, M. Longitudinal flow spiral recuperators in building ventilation systems / M. Adamski // *Energy and Buildings*. – 2008. – 40. – С. 1883–1888.
10. Adamski, M. Ventilation system with spiral recuperator / M. Adamski // *Energy and Buildings*. – 2010. – 42. – С. 674–677.
11. Sang-Min Kim Determining operation schedules of heat recovery ventilators for optimum energy savings in high-rise residential buildings / Sang-Min Kim, Ji-Hyun Lee // *Energy and Buildings*. – 2012. – С. 3–13.
12. Dodoa Ambrose Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings / Dodoa Ambrose, Gustavssona Leif, Sathre Roger // *Energy and Buildings*. – 2011. – С. 1566–1572.
13. Анисимов, С.М. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрёстном рекуператоре / С.М. Анисимов // *АВОК Северо-запад*, 2002. – №4. – С. 30–36.
14. Fan, H. Run-around heat recovery system using cross-flow flat-plate heat exchangers with aqueous ethylene glycol as the coupling fluid / H. Fan, C.J. Simonson, R.W. Besant // *ASHRAE Trans*. – 2005. – №111(1). – С. 901–910.
15. Лебедев, В.В. Повышение эффективности роторных утилизаторов теплоты в системах кондиционирования воздуха: дис. ... канд. тех. наук. / В.В. Лебедев. – СПб., 2009. – 134 с.
16. Chen, L. Optimization for a heat exchanger couple based on the minimum thermal resistance principle / L. Chen, Z. Li, Z.Y. Guo // *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2009. – №52. – С. 4778–4784.

References:

1. Tabunshchikov YU.A. Microclimate and energy saving: it's time to understand the priorities. *AVOK*, 2008, no. 5, pp. 4–11. ISSN: 1609-7483. Available at: <https://elibrary.ru/item.asp?id=11530567>.
2. Tabunshchikov YU.A. Ecological safety of the home. *AVOK*, 2007, no. 4.
3. Fanger O. The quality of indoor air in the XXI century: the impact on comfort, productivity and human health. *AVOK*, 2003, no. 4, pp. 12–21.
4. Fanger O. Indoor air quality in buildings built in cold climate. *AVOK*, 2006, no. 2, pp. 12–19.
5. Pshinko O.M., Kuznetsov V.H., Yatsenko D.K., Gabrinets V.O. Improving the efficiency of the heating system for public buildings infrastructure in the context of smart. *Nauka ta progres transportu* [Science and Transport], 2016, pp. 97–107.
6. Bogoslovskij V.N., Poz M.YA. *Teplofizika apparatov utilizacii tepla sistem otopeniya, ventiljacii i kondicionirovaniya vozduha* [Thermophysics of heat recovery apparatus for heating, ventilation and air conditioning systems]. М.: Stroj-izdat, 1983, pp. 319–320.
7. Kокорин О.Я. *Sovremennye sistemy kondicionirovaniya vozduha* [Modern air conditioning systems]. М.: 2003, 272 p.
8. Hauzen H. *Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrystnom toke* [Heat transfer in countercurrent, forward flow, and cross current]. М.: Energoizdat, 1981, 384 p.
9. Adamski M. Longitudinal flow spiral recuperators in building ventilation systems. *Energy and Buildings*, 2008, 40, pp. 1883–1888.
10. Adamski M. Ventilation system with spiral recuperator. *Energy and Buildings*, 2010, 42, pp. 674–677.
11. Sang-Min Kim, Ji-Hyun Lee Determining operation schedules of heat recovery ventilators for optimum energy savings in high-rise residential buildings. *Energy and Buildings*, 2012, pp. 3–13.
12. Dodoa Ambrose, Gustavssona Leif, Sathre Roger. Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings. *Energy and Buildings*, 2011, pp. 1566–1572.
13. Anisimov S.M. Utilization of heat of exhaust air in a cross-flow heat exchanger. *AVOK Severo-zapad*, 2002, no. 4, pp. 30–36.
14. Fan H., Simonson C.J., Besant R.W. Run-around heat recovery system using cross-flow flat-plate heat exchangers with aqueous ethylene glycol as the coupling fluid. *ASHRAE Trans*, 2005, no. 111(1), pp. 901–910.
15. Lebedev V.V. *Povyshenie effektivnosti rotornyh utilizatorov teploty v sistemah kondicionirovaniya vozduha* *Candidate's thesis*. SPb., 2009, 134 p.
16. Chen L., Li Z., Guo Z.Y. Optimization for a heat exchanger couple based on the minimum thermal resistance principle. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, no. 52, pp. 4778–4784.

Сведения об авторах:

Демидочкин Виталий Васильевич, заведующий кафедрой теплогазоснабжения, вентиляции и гидромеханики архитектурно-строительного факультета Оренбургского государственного университета,

кандидат технических наук, доцент

E-mail: demidochkin@gmail.com

Костуганов Арман Беркович, старший преподаватель кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и гидромеханики архитектурно-строительного факультета Оренбургского государственного университета

e-mail: kostuganovab@gmail.com

460018, г. Оренбург, пр-т Победы, д. 13, тел. (3532)372426

Черчаев Андрей Алексеевич, инженер производственно-технического отдела АО «Газпром газораспределение Оренбург» филиал в Оренбургском районе

e-mail: andruha9656@mail.ru

460005, г. Оренбург, ул. Коминтерна, д. 41