

# ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ОСВЕЩЕНИЕ

УДК 536.248:669.336.422

DOI: 10.17673/Vestnik.2017.04.6

А.Г. МАТВЕЕВ

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ-РЕКУПЕРАТОРОВ ДЛЯ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ УСТАНОВКИ В ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF HIGH EFFICIENT FANS OF RECUPERATORS FOR DECENTRALIZED INSTALLATION IN RESIDENTIAL COMPLEXES

*Рассмотрено внедрение децентрализованных вентиляторов-рекуператоров тепла вытяжного воздуха, в том числе с использованием в качестве теплообменника высокотеплопроводящих тепловых труб с промежуточным теплоносителем. Рассматриваемые критерии формируют сравнительную базу для разрабатываемых конструкций рекуператоров тепла вентиляционного воздуха помещений зданий, в том числе и на тепловых трубах. Анализируется энергетическая и экономическая эффективность применения подобных рекуператоров. Выделяются области, где применение рекуператоров тепла оказывается намного более эффективным, чем наращивание мощности тепловых насосов. В результате проводимых исследований в качестве инновационных продуктов будут разработаны модули охлаждения или нагрева на основе алюминиевых, алюминисево-медных радиаторов со встроенными тепловыми трубами.*

**Ключевые слова:** тепловая труба, окна, рекуператор, теплообменник, утилизация тепла, тепловой насос

*The article deals with the introduction of decentralized fans of recuperators of exhaust air heat, including using high-heat-conducting heat pipes with an intermediate coolant as a heat exchanger. The considered criteria form a comparative basis for the developed designs of heat recuperators for ventilation air in buildings, including heat pipes. The energy and economic efficiency of such recuperators is analyzed. Areas are singled out where the use of heat recuperators is much more effective than increasing the capacity of heat pumps. As a result of ongoing research, cooling or heating modules based on aluminum, aluminum-copper radiators with integrated heat pipes will be developed as innovative products.*

**Keywords:** heat pipe, windows, recuperator, heat exchanger, heat recovery, heat pump

Жилищный сектор в России занимает второе место по величине конечного потребления энергии после обрабатывающей промышленности. Более 20 % потребляемой в стране энергии и более 15 % выбросов парниковых газов приходится на жилые дома. При этом на долю отопления приходится 58 % совокупного потребления энергии в жилых зданиях. К числу важнейших проблем относится интенсификация работ по снижению необходимого уровня энергопотребления при сохранении современных требований к тепловому комфорту [1]. Добиться повышения уровня энергосбережения и энергоэффективности жилых зданий и обеспечения в них санитарно-гигиенических и комфортных условий можно путем использования рекуперации тепла. В обычных вентиляционных системах теряется вместе с вытяжным воздухом примерно 30-35 % тепла от всех теплопотерь здания. Рекуператоры тепла, в частности вентиляционного воздуха в жилых помещениях зданий, относятся к энергосберегающему оборудованию.

Применение децентрализованного вентилятора-рекуператора целесообразно, если помещение оборудовано современными энергосберегающими окнами и не имеет центральной принудительной вентиляции. Вентиляторы-рекуператоры на высокотеплопроводящих тепловых трубах с промежуточным теплоносителем наиболее пригодны для этой цели. Ниже показан экономический расчет рекуператора тепла вытяжного вентиляционного воздуха с теплообменником на тепловых трубах. Расчет приведен для отопительного сезона, когда температура наружного воздуха  $t_n$  значительно ниже, чем температура внутреннего воздуха  $t_o$ .

Рассмотрим здание с расходом воздуха на вентиляцию  $6800 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $1,889 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Примем, что средняя температура наружного воздуха в течение отопительного сезона  $278 \text{ К}$ , температура уходящего воздуха  $297 \text{ К}$ , а отопительный сезон длится  $5000 \text{ ч/год}$  ( $\sim 208 \text{ сут}$ ).

Потери тепла с вентилируемым воздухом составят за год, согласно формуле (1),  $7,8 \times 10^{11} \text{ Дж}$ . При коэффициенте полезного действия системы  $\eta=0,8$  экономия энергии составит  $6,23 \times 10^{11} \text{ Дж}$ , а в денежном выражении  $1800\text{-}2000$  долларов США в год.

$$Q = c_{p20} \cdot \rho_{20} \cdot L \cdot Z_{on} \cdot (t_n - t_{в}) = 1,005 \cdot 10^3 \cdot 1,205 \cdot 6800 \cdot 5000 \cdot 19 = 7,8 \cdot 10^{11}, \text{ Дж}, \quad (1)$$

где  $c_{p20}$  – удельная теплоемкость воздуха при 20 °С, Дж/(кг·К);

$\rho_{20}$  – плотность воздуха при 20 °С, кг/м<sup>3</sup>;

$L$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$Z_{on}$  – продолжительность отопительного периода, ч.

Рассмотрим основные критерии децентрализованных рекуператоров тепла вентиляционного воздуха для утилизации низкопотенциального тепла.

Во-первых, основной показатель – степень рекуперации, т.е. фактически степень энергосбережения. Этот показатель колеблется в зависимости от производителя и даже от конкретной модели в очень широких пределах – от 40 до более чем 70 %.

Во-вторых, энергетическая эффективность, характеризующая собственное энергопотребление. Она показывает, сколько энергии потребляет рекуператор для улавливания и возврата тепловой энергии от удаляемого воздуха из помещения.

В-третьих, приемлемые ценовые характеристики. В рыночных условиях наряду с технико-энергетическими характеристиками этот показатель также является одним из основных и решающих.

В-четвертых, санитарно-гигиенические показатели. Рекуператор – это устройство, через которое проходит воздух, поступающий в помещения. Поэтому рекуператор не должен загрязнять воздух. Он должен обеспечивать контроль состояния воздуха в помещении и очистку, например, от пыли и других загрязнений.

В-пятых, ресурсные характеристики. Рекуператор должен иметь длительный срок службы и высокую надёжность в штатных условиях эксплуатации, в том числе учитывая необходимые периодические очистки (промывки) для снижения гидравлических и термических сопротивлений, требовать минимального обслуживания и иметь хорошую ремонтно-пригодность или взаимозаменяемость.

В-шестых, оптимальные массогабаритные показатели. Рекуператор должен быть компактным, удобно компоноваться в помещениях, не нарушая их дизайна.

В-седьмых, степень автоматизации, которая обеспечивает, например, периодическое включение-выключение по какому-то заданному показателю (температуре, расходу), оснащённость дополнительными функциями, дизайн корпуса и пр.

В-восьмых, рекуператор тепла, оснащенный вентиляторами, должен быть малошумным. В его конструкции должны предусматриваться специальные мероприятия по уменьшению шума (разбивка полной струи на мелкие при помощи сеток, фильтров и др.).

Эффективность рекуператоров тепла вентиляционного воздуха в жилых помещениях с точки зрения энергосбережения определяется двумя параметрами – степенью энергосбережения рекуператора,

его удельным энергопотреблением и их соотношением. Приведённые критерии формируют сравнительную базу для разрабатываемых конструкций рекуператоров тепла вентиляционного воздуха помещений зданий, в том числе и на тепловых трубах (ТТ).

Рекуператор может быть снабжён двумя малошумными вентиляторами. Конструктивно выполняется в виде параллелепипеда или цилиндра, внутри которого располагается система (пучок) специальным образом профилированных трубочек в основном из нержавеющей стали. При этом пучок трубочек может быть заменен одной плоской оребренной тепловой трубой на горизонтальной полке, в которой размещаются блоки высокоэффективных компьютерных вентиляторов. Они состоят из алюминиевых оребренных радиаторов, напрессованных на центральные медные трубки. Ребра выполнены на четыре стороны. По верху оребренных радиаторов установлены легкие пластмассовые вентиляторы-крыльчатки (блоки типа intel). По низу блок радиатора снабжен плоской притертой поверхностью, при помощи которой он «садится» на горизонтальную (или вертикальную) полку ТТ. Ближе к центру ТТ медная полка «приподнимается», образуя зазор  $\sigma \approx 1$  мм для формирования вытекающей (стелющейся) плоской струи вдоль полки ТТ.

Для тепловых труб и тепловых насосов (ТН), которые используются в жилищно-коммунальном хозяйстве, в качестве низкокипящих теплоносителей используются фреоны, аммиак и др. Возможны два варианта компоновки рекуператора.

По первому варианту воздух из помещения прокачивается через рекуператор одним вентилятором, а холодный воздух с улицы – другим. При этом один поток воздуха через стенки трубочек пакета отдаёт тепло другому (зимой воздух с улицы нагревается, а летом, когда работают кондиционеры, охлаждается) (рис. 1).

По второму варианту воздушный канал разделяется широкой полкой на два канала. На одной стороне полки размещается группа компьютерных вентиляторов, которые засасывают поток воздуха с улицы, например, холодного, или теплого воздуха при помощи группы других компьютерных вентиляторов. И те, и другие вентиляторы размещаются внутри корпуса рекуператора. Это уменьшает уровень шума установки, так как общие воздушные потоки воздуха через каждый компьютерный вентилятор будут обратно пропорциональны числу используемых применяемых блоков. Чем больше их число, тем меньше объёмный расход и скорость воздуха через каждый из них. Лопатки вентилятора «гонят» воздух через зазоры между рёбрами в каждой из сторон алюминиевого радиатора. Таким образом, полный поток разделяется на ряд мелких. Затем

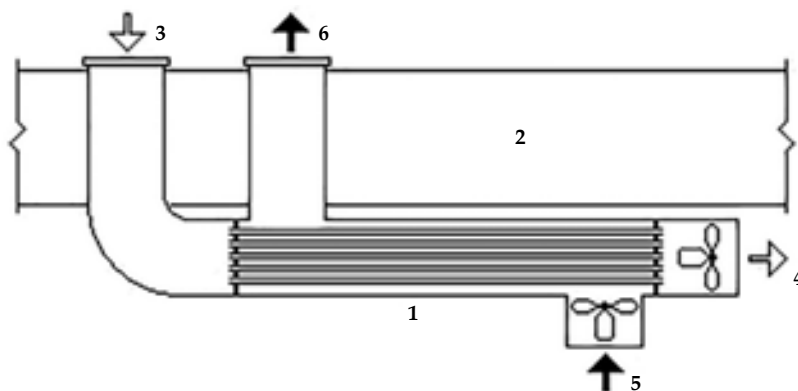


Рис.1. Принципиальная схема работы рекуператора: 1 – трубочатый рекуператор; 2 – ограждение; 3 и 4 – температуры соответственно входа  $t_{H1}$  и выхода  $t_{H2}$  наружного поступающего в помещение воздуха; 5 и 6 – температуры соответственно входа  $t_{BH1}$  и выхода  $t_{BH2}$  внутреннего, удаляемого из помещения воздуха

отдельные потоки, перпендикулярные к полке ТТ, разворачиваются в стелющуюся плоскую струю, которая нагревает (охлаждает) полку ТТ. Таким образом, формируется зона испарения (конденсации) ТТ, температура стенок в которых почти постоянна. Такая схема течения воздуха также делает струю малозумной. Аналогичная схема течения воздуха реализуется в других блоках. Она усиливает теплоотдачу и поверхность теплообмена.

Децентрализованный рекуператор тепла вентиляционного воздуха снабжён теплообменным элементом (в последнем типе – тепловыми трубами), вентиляторами для прокачивания через теплообменник потоков вытяжного, удаляемого из жилого помещения, и свежего, подаваемого в помещение воздуха. Приведём диапазоны осреднённых экспериментальных и расчётных теплофизических характеристик прямолинейных тепловых труб из профиля АС-КРА7.5-Р1-120 (с одной полкой) длиной 1945 мм при подводимой мощности 20 Вт через каждые 10 сут в течение 2000 ч (лаборатория «Теплоэнерготехника» Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева) при конструкторско-доводочных испытаниях (КДИ) (2000 ч):

- тепловая проводимость – (47,632–66,92) Вт/К;
- термическое сопротивление – (0,015–0,023) К/Вт;
- коэффициент теплопередачи, отнесённый к площади поперечного сечения ТТ, – (309721,47–434940,86) Вт/(м<sup>2</sup>К);
- удельное термическое сопротивление – (2,8387×10<sup>-6</sup>–3,385×10<sup>-6</sup>) (м<sup>2</sup>К)/Вт;
- средний перепад температуры – (0,3–0,46) К.

Максимальная теплопроводящая способность тепловых труб из алюминиевого профиля АС-КРА7.5-Р2 – в диапазоне рабочих температур от 80 до 210 Вт·м. Это подтверждает возможность использования указанных тепловых труб в конструкции децентрализованных рекуператоров вентиляционного воздуха в жилых помещениях зданий.

Как показывает анализ энергетических затрат, в зимний период целесообразнее использовать рекуператор тепла при обеспечении вентиляции помещения, если оно обогревается электроотопителями, чем нагревать поступающий наружный воздух за счёт тепла, выделяемого такими отопителями.

Рекуператоров тепла вентиляционного воздуха существует множество – и по назначению (например, центральные и децентрализованные), и по принципу действия (например, рекуперативного и регенеративного типа), и по конструктивному исполнению. Проведён сопоставительный анализ конкретного типа рекуператоров – ТеФо («теплая форточка»), выпускаемых предприятием «Теплообмен», г. Севастополь [2–8], с общепризнанно высокоэффективным энергосберегающим оборудованием – тепловыми насосами.

Расход приточного воздуха для ТеФо1, ТеФо2, ТеФо3, ТеФо4 составляет соответственно 35, 39, 91, 130 м<sup>3</sup>/ч, с использованием в них компьютерных вентиляторов для ТеФо1, ТеФо2, ТеФо3 – 37, 41, 105 м<sup>3</sup>/ч. Таким образом, расходы приточного воздуха, обеспечиваемые бытовыми вентиляторами, примерно равны расходам вентилятора-рекуператора с высокооборотными пластмассовыми малогабаритными и малозумными вентиляторами.

Данные, приведённые в табл. 1, позволят осуществить количественную оценку энергосберегающего эффекта от применения рекуператоров ТеФо. Оказывается, что практически во всём диапазоне температур наружного воздуха, при котором, как правило, требуется отопление (т.е. до 8 °С), все типоразмеры ТеФо по энергетической эффективности превосходят, причём значительно, ТН с воздушным теплообменником и лишь в очень небольшом диапазоне температур наружного воздуха (следует подчеркнуть – положительных температур), меньшие типоразмеры ТеФо уступают ТН (как с воздушным, так и с грунтовым теплообменником), в то время как

Таблица 1

## Сравнительный анализ рекуператоров тепла ТеФо

Тип рекуператора	Возвращённая тепловая мощность, Вт	Мощность одного вентилятора, Вт	Полная тепловая мощность, Вт	Изменение температуры наружного воздуха, °С	Степень рекуперации, %
Зимний режим $t_{нл} = -20\text{ °С}$					
ТеФо 1	274	14	288	30,5	76,3
ТеФо 2	335	14	349	30,1	75,0
ТеФо 3	823	16	839	28,9	72,2
ТеФо 4	1134	24	1158	29,0	72,5
Зимний режим $t_{нл} = -6\text{ °С}$					
ТеФо 1	182	14	196	20,7	79,7
ТеФо 2	222	14	236	20,3	78,1
ТеФо 3	539	16	555	19,1	73,5
ТеФо 4	743	24	767	19,2	73,9
Летний режим $t_{нл} = 40\text{ °С}$					
ТеФо 1	116	14	102	10,8	56,7
ТеФо 2	144	14	130	11,2	59,0
ТеФо 3	376	16	360	12,4	65,0
ТеФо 4	514	24	490	12,3	64,7
Летний режим $t_{нл} = 24\text{ °С}$					
ТеФо 1	10	14	-4	-0,4	-14,0
ТеФо 2	14	14	0	0,0	0,0
ТеФо 3	51	16	35	1,2	40,0
ТеФо 4	67	24	43	1,1	37,0

большие типоразмеры остаются более эффективными во всём диапазоне (соответствующая линия для ТеФо3 и ТеФо4 всегда находится выше линии ТН). То есть на протяжении отопительного сезона эффективность ТеФо выше, чем эффективность ТН, иначе говоря, целесообразнее затратить 1 кВт энергии на работу ТеФо, чем на работу ТН.

Требования к ресурсу ТТ (20 лет) при использовании различных конструкционных материалов (АД31, АМГ-2, АМГ-6), а также в качестве рабочего теплоносителя аммиака особой чистоты с концентрацией воды на уровне 10-4 %, обладающего высоким давлением насыщенного пара, привели к необходимости создания методик ускоренных ресурсных испытаний, к уяснению и внедрению в лаборатории «Теплоэнерготехника» Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева правил работы с особо чистыми рабочими веществами, внедрению высокой культуры производства при испытаниях ТТ. Разработанное и созданное универсальное стендовое оборудование отличается модульной конструкцией. Это позволяет в достаточно короткие сроки модернизировать установки для конструкторско-доводных испытаний ТТ различных типоразмеров (от 0,5 до 2,5 м) и конфигураций (прямолинейных и криволинейных).

Аммиачные ТТ отличаются бесшумностью при эксплуатации. Диапазон эффективной работы аммиачной ТТ от  $-60$  до  $+70 \div 80$  °С. Диапазон допустимых рабочих температур от  $-70$  до  $+120$  °С. Он значительно перекрывает диапазон рабочих температур ТеФо и ТН.

Основные требования при проведении конструкторско-доводочных (КДИ) и приёмосдаточных (ПСИ) ТТ сводятся к стабилизации температуры стенок корпуса, рабочего теплоносителя, температур в зонах испарения, транспорта и конденсации, температур горячего источника и холодного стока.

АО «Прогресс» (Самара) совместно с Центром Келдыша (Москва) и Самарским национальным исследовательским университетом имени академика С.П. Королева приступил к изготовлению и полномасштабным испытаниям высокоэффективных тепловых труб нового поколения с оптимизированной капиллярной  $\Omega$ -образной структурой [9]. В качестве рабочего теплоносителя в них применяется аммиак сверхвысокой чистоты (99,999 %). Как показывают результаты КДИ тепловых труб из профилей АС-КРА7.5-Р1-120 или 30 различных типоразмеров и конфигураций, проведённые в лаборатории «Теплоэнерготехника» Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева, технология подготовки поверхностей, заправки и герметизации ТТ позволяет достигнуть высокого ресурса работы ТТ и оптимальных теплофизических показателей: материал корпуса – АД-31, максимальная мощность – свыше 500 Вт, минимальная – до 10 Вт, перепад температур по длине – не более 7 К, негерметичность – не более  $10^{-6}$  нормальных  $\text{См}^3/\text{с}$ , длина блокированной зоны неконденсирующими газами ( $\text{H}_2$  и  $\text{N}_2$ ) – не более 30 мм, ресурс – не менее 15-20 лет.

Для надёжности при эксплуатации ТТ проходят полный цикл испытаний, в том числе ускорен-

ные ресурсные, в составе различных изделий в отраслях народного хозяйства.

Результаты испытаний ТТ показали следующее: высокая интенсивность теплообмена характеризуется в ТТ АС-КРА-7.5-Р2 максимальной плотностью теплового потока  $Q_{\text{max}} = (83,84 - 95,351) \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> при перегревах аммиака на 2–2,5 °С.

Профиль ТТ (Р2) снабжён двумя полками и используется в сотопанелях. Для границы испарительного режима, где, по-видимому, реализуются условия микрокапиллярного кипения (зарождающие пузырьки пара захлопываются), при максимальной плотности теплового потока наблюдается развитое пузырьковое кипение. Высокая интенсивность теплообмена в ТТ свидетельствует о том, что в канавках создаются весьма благоприятные условия для зарождения и дальнейшего роста паровых пузырей [10].

Как показывают эксперименты, проведённые с партией промышленленных (70 шт.) на аммиачных ТТ АС-КРА-7.5-Р1-120, устойчивое развитие кипения на поверхностях  $\Omega$ -образных канавок устанавливается при весьма незначительных температурах (перегревах жидкости). Здесь 120 – ширина полки ТТ, а 7,5 – внутренний диаметр парового канала.

Так, при передаваемой тепловой мощности  $Q=30$  Вт ТТ длиной  $L=1,950$  м плотность теплового потока составила

$$q = Q/F = 30/1,5385 \cdot 10^{-4} = 19,5 \cdot 10^4, \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

а температурный перепад по длине  $\Delta t = t_n - t_k = 0,4 - 0,7$  °С.

В то же время температурный перегрев аммиака  $\Delta t = t_w - t_f$  при такой плотности теплового потока составляет примерно 0,3 °С.

Тепловая проводимость ТТ равна

$$a = Q/\Delta t = 30/(0,4 - 0,7) = 75 - 42,86, \text{ Вт/м}. \quad (3)$$

Среднее значение тепловой проводимости составляет 58,93 Вт/К. Конечно, внешнее сопротивление ТТ превалирует над внутренним и подлежит экспериментальному уточнению. Но ясно, что при максимальном перепаде  $t_n - t_k = 20 - (-20) = 40$  °С тепловой поток, передаваемый одной ТТ, будет значительным.

Он увеличивается в сторону больших перегревов (примерно в два раза до 0,6 °С), если поверхность трубы гладкая, т.е. шероховатость  $R_z$  небольшая, и для достижения плотности теплового потока  $q \approx 20 \times 10^4$  требуются большие перегревы.

Эти результаты подтверждают, что ТТ с  $\Omega$ -образной канавчатой структурой фитиля имеют низкое термическое сопротивление и обладают высокой тепловой проводимостью.

Наиболее подходящими теплоносителями для ТТ АС-КРА-7,5-Р1, используемых в установках для утилизации низкопотенциального тепла вентиляционного воздуха в жилых и других помещениях, подходит фреон R12, фреон R22 и аммиак NH<sub>3</sub> (аммиак NH<sub>3</sub>:  $M=17$ ,  $T_{\text{пл}}=195,5$  К,  $T_{\text{кин}}=240$  К, фреон

R22, (дифторхлорметан CHF<sub>2</sub>Cl):  $M=86,5$ ,  $T_{\text{пл}}=127$  К,  $T_{\text{кин}}=232,2$  К,  $C_p=1109$  Дж/(кг·К)).

Видно, что указанные теплоносители кипят при низких температурах и обладают значительной упругостью насыщенных паров при температурах ближе к комнатным. Но скрытая теплота парообразования у фреонов R11, R22 на порядок ниже, чем у аммиака. Следовательно, аммиачные ТТ обладают большей теплопередающей проводимостью, чем фреоновые.

Наиболее эффективным и надёжным способом интенсификации теплообмена в ТТ при кипении теплоносителя (аммиака) является применение  $\Omega$ -образной канавчатой структуры фитиля [10]. При этом образуется гидродинамический слой с разветвлённой системой сообщающихся между собой капиллярных каналов (в зоне конденсации канавки переполнены и образуют слой над ребрами). Через канавки фитиля происходит эвакуация пара в паровой канал и подпитка жидкостью под действием сил поверхностного натяжения. Кипение осуществляется как внутри объёма плёнки, так и на её поверхности.

Интенсивность теплообмена на теплоотдающей поверхности канавок меньше (по сравнению с гладкими поверхностями) и зависит от таких режимных параметров, как давление и плотность теплового потока, шероховатость.

По опытным данным ряда исследователей, в рассматриваемом случае  $\alpha \approx q^{0,1-0,2}$ . Таким образом, применение ТТ на фреонах и аммиаке для ТТ для установок типа ТеФо является наиболее предпочтительным выбором с точки зрения теплофизических характеристик, особенно по критерию качества  $M$ :

$$M = \frac{\rho_g \sigma_e I}{\mu_e}, \quad (4)$$

где  $\rho_g$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\sigma_e$  – поверхностное натяжение;

$I$  – энтальпия или скрытая теплота парообразования;

$\mu_e$  – вязкость рабочей жидкости.

По критерию качества  $M$  и  $I$  рабочего диапазона температур для ТеФо предпочтительно выделяется аммиак.

Степень рекуперации испытанных в климатической камере рекуператоров, т.е. в конечном счёте энергосбережение, составляет более 71 %. Проведённые испытания позволили уточнить математическую модель и на базе этого создать типоразмерный ряд, включающий 4 базовые модели – одна рассчитана на воздухообмен в количестве 27 м<sup>3</sup>/ч, другая – в количестве 33 м<sup>3</sup>/ч, третья – в количестве 70 м<sup>3</sup>/ч, четвертая – 125 м<sup>3</sup>/ч. Уточнённая математическая модель позволяет, варьируя длиной рекуператора, получать степень рекуперации в заданных пределах. Возможно также увеличение расходов воздуха, т.е. воздухообмена за счёт применения иных вентиляторов, например, высокооборотных компьютерных. Они обладают малой массой и габаритами и значительным ресурсом. Переход на ТТ также способствует

резкому снижению шума (внутри ТТ не имеется механических насосов).

Стоимость, массогабаритные характеристики базовых моделей (рис. 2) приведены ниже.

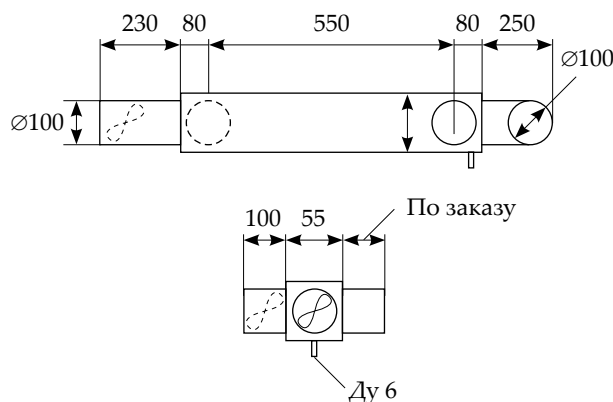


Рис. 2. Габаритные характеристики рекуператора

Типоразмер 1

$L_{\text{ном}} = 27 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $m = 4,0 \text{ кг}$ ; цена (без НДС) – экв. 190\$–230\$

Типоразмеры 2, 3 и 4 (соответственно)

$L_{\text{ном}} = 33 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $m = 5,5 \text{ кг}$ ; цена (без НДС) – экв. 240–290\$

$L_{\text{ном}} = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $m = 8,0 \text{ кг}$ ; цена (без НДС) – экв. 340–390\$

$L_{\text{ном}} = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $m = 12,0 \text{ кг}$ ; цена (без НДС) – экв. 470–520\$

В качестве рекуперативного теплообменника по типоразмерам 1, 2, 3, 4 традиционно используются пучки гладких труб.

Изменение температуры между тёплым и холодным воздухом может достигать в ТеФо до 30–40 °С. Поэтому передаваемая мощность в ТеФо различных типоразмеров может, особенно в зимнее время, значительно возрастать (200–1100 Вт), так же как и степень рекуперации тепла тёплого воздуха в помещении тоже сильно возрастает.

**Выводы.** На основе результатов проводимых исследований в качестве инновационных продуктов будут разработаны для рекуператоров ТеФо или

аналогичных им рекуператоров модули охлаждения или нагрева на основе алюминиевых, алюминиево-медных радиаторов со встроенными тепловыми трубами и монтируемыми на тепловых трубах, в том числе и тепловых трубах нового поколения, обладающих низким и стабильным значениями термических и гидравлических сопротивлений и значительным ресурсом работы (свыше 15–20 лет).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ватузов Д.Н., Пуринг С.М., Филатова Е.Б., Тюрин Н.П. К вопросу о выборе источника теплоснабжения зданий жилой застройки // Научное обозрение. 2015. № 7. С. 109–113.
2. Барон В.Г. Комнатный воздухообменник для современного комфортабельного жилья // Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Одесса, 2003. №2(17). С. 37–39.
3. Барон В.Г. Комнатный воздухообменник // Теплоэнергоэффективные технологии. СПб., 2004. № 2. С. 44–45.
4. Барон В.Г. Рекуперация тепла в современных системах вентиляции // Новости теплоснабжения. М., 2006. № 6(70). С. 46–51.
5. Барон В.Г. Децентрализованные рекуператоры тепла // Аква-Терм. Киев, 2006. №4. С. 24–26.
6. Барон В.Г. Рекуператор тепла вентиляционного воздуха – эффективное энергосбережение или неоправданное расточительство // Энергосбережение. Донецк, 2006. № 6. С. 18–25.
7. Барон В.Г. Рекуператор тепла вентиляционного воздуха – эффективное энергосбережение или неоправданное расточительство // С.О.К. 2006. № 12. С. 88–93.
8. Гершкович В.Ф., Барон В.Г. Новое устройство для современной квартиры – комнатный воздухообменник // Энергосбережение в зданиях. Киев, 2004. № 1. С. 8–14.
9. Лукс А.Л., Крестин Е.А., Матвеев А.Г., Веснин В.И. Экспериментальное исследование режимов работы высокоэффективных тепловых труб с  $\Omega$ -образной капиллярной канавчатой структурой фитиля // Градостроительство и архитектура. 2016. №3(24). С. 17–24.
10. Голубинский В.И. Теплообмен при кипении. Киев, 1980. 315 с.

Об авторе:

### МАТВЕЕВ Андрей Григорьевич

аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет Академия строительства и архитектуры 443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194

### MATVEEV Andrey G.

Post-Graduate Student of the Heat and Gaz Supply and Ventilation Chair Samara State Technical University Academy of Civil Engineering and Architecture 443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194

Для цитирования: Матвеев А.Г. Разработка и исследование высокоэффективных вентиляторов-рекуператоров для децентрализованной установки в жилых помещениях // Градостроительство и архитектура. 2017. Т.7, №4. С. 32–37. DOI: 10.17673/Vestnik.2017.04.6.

For citation: Matveev A.A. Development and research of high efficient fans of recuperators for decentralized installation in residential complexes // Urban construction and architecture. 2017. V.7, 4. Pp. 32–37. DOI: 10.17673/Vestnik.2017.04.6.