

УДК 621.565.93/95

**ИССЛЕДОВАНИЕ МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА РЕКУПЕРАТИВНОГО
ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ЖИЛОГО ПОМЕЩЕНИЯ**

Кузнецов Д.В.

к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетических систем

Мордовский государственный университет

Саранск, Россия

Мальцев С.А.

к.т.н., доцент кафедры теплоэнергетических систем

Мордовский государственный университет

Саранск, Россия

Пичушкин А.А.

магистр по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника»

Мордовский государственный университет

Саранск, Россия

Клоков С.В.

магистрант 1-го курса по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника»

Мордовский государственный университет

Саранск, Россия

Аннотация: В статье описывается исследование работы макетного образца рекуперативного охладителя воздуха с целью определения эффективности его работы при различных схемах движения и расхода охлаждающей среды и воздуха и повышения коэффициента теплопередачи. Приведена функциональная схема лабораторной установки. Представлены результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента теплопередачи и тепловой эффективности рекуперативного теплообменника.

Ключевые слова: воздухоохладитель, микроклимат, холодная вода, расход воды, температура воздуха, режим течения, теплоноситель, установка.

***STUDY OF A MOCK-UP SAMPLE OF A RECUPERATIVE AIR COOLER
FOR RESIDENTIAL PREMISES***

Kuznetsov D.V.

PhD in Technical science, associate professor department of heat power engineering systems

Mordovia State University

Saransk, Russia

Maltsev S.A.

PhD in Technical science, associate professor department of heat power engineering systems

Mordovia State University

Saransk, Russia

Pichushkin A.A.

Master's degree in the field of training «Heat power and heat engineering»

Mordovian State University

Saransk, Russia

Klokov S.V.

1st-year master's student in the direction of training «Heat power and heat engineering»

Mordovian State University

Saransk, Russia

Annotation: The article describes a study of the operation of a mock-up sample of a regenerative air cooler in order to determine the efficiency of its operation under various flow patterns and flow of the cooling medium and air and increase the heat transfer coefficient. The functional diagram of the laboratory installation is given.

The results of experimental studies of the dependence of the heat transfer coefficient and the thermal efficiency of a recuperative heat exchanger are presented.

Keywords: air cooler, microclimate, cold water, water flow, air temperature, flow mode, coolant, installation.

Одним из важнейших физических факторов окружающей среды для человека является микроклимат в помещении, в котором он проводит значительную часть своего времени. Микроклиматом во многом определяется состояние людей, их самочувствие, работоспособность и здоровье в целом.

Микроклимат – комплекс физических свойств воздуха, влияющих на теплообмен человека с окружающей средой и как результат на его тепловое состояние в отдельном пространстве. Оптимальные параметры микроклимата в помещениях жилых и общественных зданий определяются межгосударственным стандартом ГОСТ 30494-2011.

Оценку микроклимата или физического состояния воздушной среды помещения производят по показателям температуры воздуха, его относительной влажности, скорости движения воздуха, интенсивности теплового излучения [1]. Данные показатели определяют теплоощущения человека. Однако не любое их сочетание обеспечивает комфортные условия пребывания. Каждый из показателей не может быть изменен произвольно, а только в некоторых пределах, удовлетворяющих условиям комфорта.

Состояние микроклимата помещения во многом определяется инженерными системами, которые разрабатываются для создания условий воздушного комфорта. К таким системам относят системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Системы отопления и вентиляции создают в помещении благоприятные условия воздушной среды. Системы кондиционирования воздуха дополнительно позволяют создать комфортный уровень температуры в помещении.

Зная допустимые значения колебаний температуры воздуха, его влажности и скорости движения мы можем регламентировать применение различных видов систем отопления, вентиляции и кондиционирования.

При нахождении человека в душном помещении нарушаются физиологические функции организма. Длительное пребывание в помещении с повышенной температурой может вызывать тепловое истощение вследствие обезвоживания, уменьшения содержания солей в организме, а так же тепловой утомление, переходящее в обморок. Поэтому задача охлаждения воздуха в помещении и поддержание его комфортной температуры является актуальной.

Существует множество различных способов охлаждения воздуха в помещении при помощи воздухоохладителей различного типа. Воздухоохладители – это теплообменные установки, которые успешно применяются для охлаждения воздуха, как в промышленности, так и в быту. Многие из них являются сложными и экономически не выгодными. Для охлаждения воздуха в жилых помещениях в большинстве случаев используют традиционный кондиционер или сплит-систему. Это климатическое оборудование обеспечивающее возможность регуляции температуры независимо от внешних условий. Несмотря на технические сложности парокомпрессионных воздухоохладительных установок, а также их требовательность в обслуживании, они пользуются высоким спросом и активно применяются для нормализации показателей микроклимата в помещении [2].

В последнее время также завоевывают популярность мобильные воздухоохладители испарительного типа. Они являются прямыми конкурентами сплит-системам. Принцип действия мобильных охладителей, основан на естественном испарении воды в потоке теплого воздуха, созданном вентилятором. Бытовые охладители воздуха испарительного типа имеют ряд своих недостатков. При работе испарительного охладителя относительная влажность воздуха часто достигает значения 80-90%. Повышенная влажность

Дневник науки | www.dnevniknauki.ru | СМИ Эл № ФС 77-68405 ISSN 2541-8327

воздуха отрицательно влияет на организм человека, снижая уровень испарения влаги с поверхности кожи и отвод излишнего тепла.

В некоторых случаях все же не менее достойным вариантом для выполнения аналогичной функции охлаждения может стать рекуперативный охладитель воздуха, работа которого строится по иному принципу. В отличие от классических установок, данная система использует воду как источник для выработки прохладной среды.

Целью проводимого исследования образца рекуперативного охладителя воздуха является оценка эффективности его работы при различных схемах движения и расхода охлаждающей среды и воздуха.

Для достижения цели поставлены задачи: провести анализ существующих методов и средств охлаждения помещений; разработать функциональную схему установки; смонтировать установку и провести исследования.

Нами проводились исследования воздухоохладителя с двумя схемами подвода охлаждающей среды. В первом варианте использована схема устройства охладителя с противоточной системой (рисунок 1), во втором – схема включает в себя сложное течение (противоток и прямоток) (рисунок 2). Обе схемы включают в себя: 1 – расходомер; 2 – заглушка; 3 – пластиковый воздуховод диаметром 100 мм; 4 – гибкая нержавеющая гофрированная подводка; 5 – переходник; 6 – вентилятор; 7 – латунный вентиль для воды $d 3/4''$; Т – температурный датчик, V – Измеритель скорости потока воздуха.

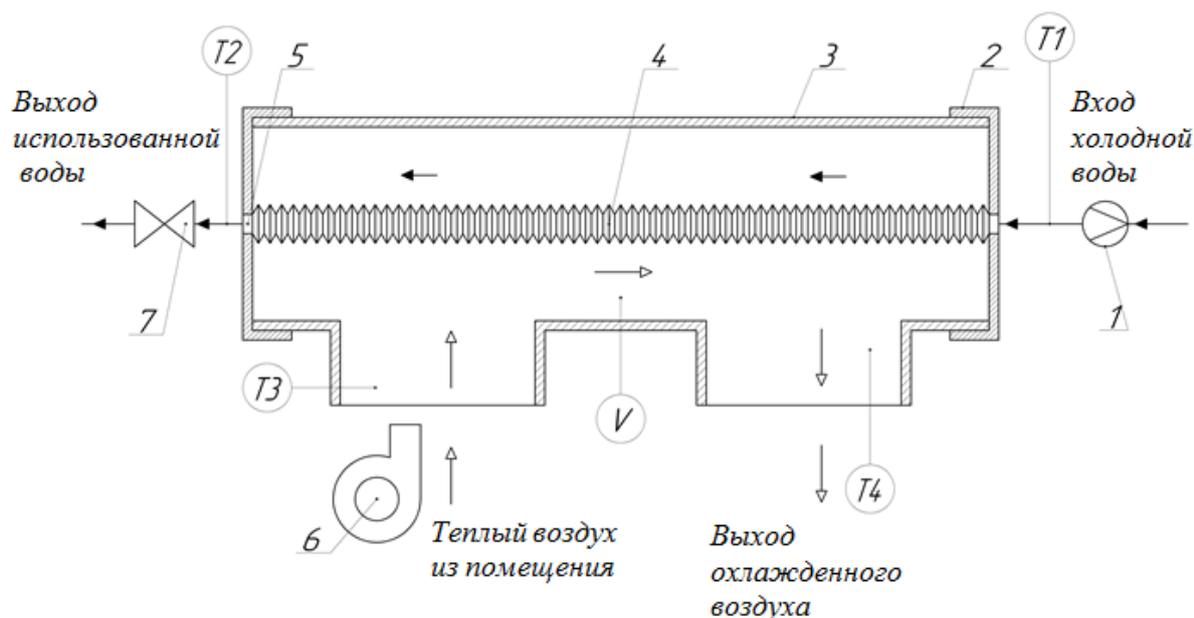


Рис. 1 – Схема №1 устройства охладителя воздуха с противотоком
[разработано автором]

Работа схемы 1 происходит следующим образом. В контур поступает холодная вода из водопровода. Далее вода проходит по гибкой нержавеющей подводке $d\ 3/4''$ и возвращается обратно в водопроводную систему или на собственные нужды. Вентилятор 6, регулируемый частотным преобразователем, подает теплый воздух из помещения в корпус охладителя. Теплые потоки воздуха проходят через всю длину воздуховода, где отдают тепло охлажденной гофрированной подводке 4, в которой противотоком протекает холодная вода. Затем охлажденный воздух выходит в помещение.

Схема 2 работает по тому же принципу за исключением того, что вода протекает по гибкой подводке 4 в одну сторону и через перемычку по второй гофрированной подводке возвращается в водопроводную систему. Теплый воздух, нагнетаемый вентилятором 6, проходя через воздуховод, охлаждается за счет передачи определенного количества теплоты двум гибким подводкам со сложным движением холодной воды относительно движения теплого воздуха.

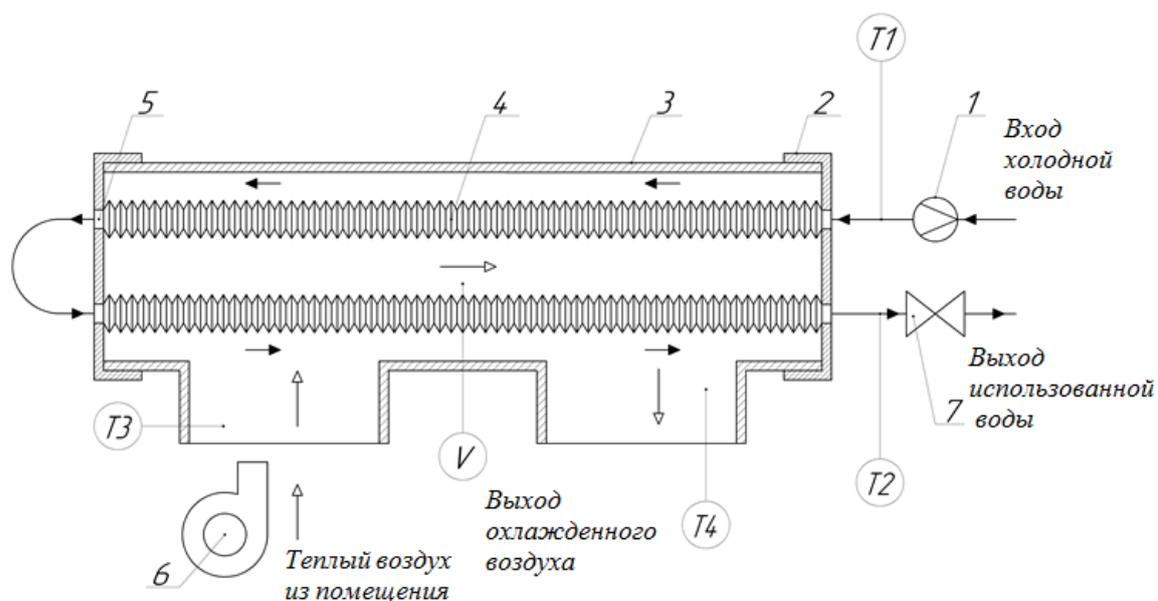


Рис. 2 – Схема №2 устройства охладителя воздуха со сложным течением
[разработано автором]

При входе в магистраль холодной воды установлен расходомер 1, позволяющий следить за расходом воды. Измерение расхода холодной воды через установку осуществлялось с помощью преобразователя расхода электромагнитного МастерФлоу (МФ) (рисунок 3а). Преобразователь расхода состоит из измерительного участка и электронного блока.

На выходе устанавливаем запорный клапан (латунный вентиль для воды d 3/4"), выполняющий задачи запорной и регулирующей арматуры.

Температурные датчики установлены на входе холодной воды в установку Т1 и на выходе из нее Т2. При помощи датчиков температуры Т1 и Т2 следим за изменением температуры холодной воды по мере ее прохождения по магистрали установки. Температурные датчики Т3 и Т4 предназначены для измерения температуры воздуха на входе и выходе из лабораторной установки.

Для измерения температуры воды и воздуха в экспериментальной установке применяем термопреобразователи сопротивления «ДТСО 35Л-100М.0.5.60.И», производства фирмы «ОВЕН» (г. Москва) (рисунок 3б).

Изменение температуры ДТСО преобразует в изменение электрического сопротивления при прохождении постоянного тока.

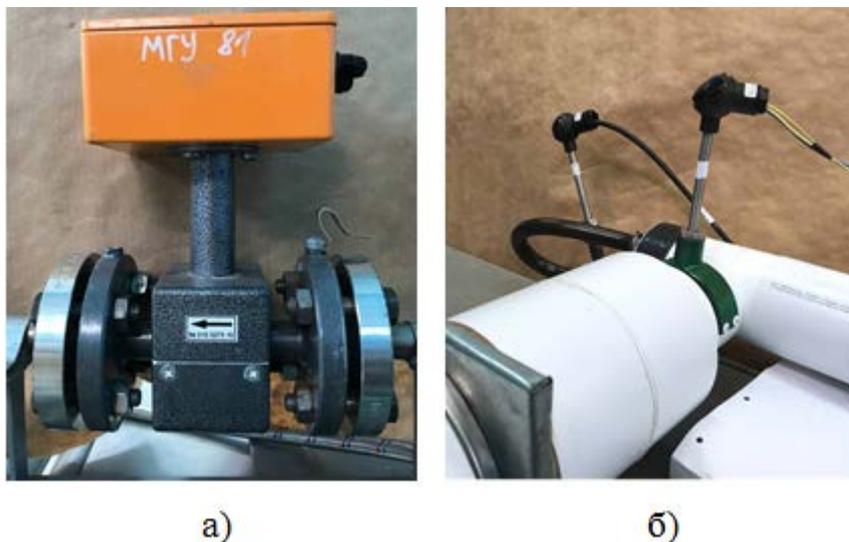


Рис. 3 – Электромагнитный преобразователь расхода МФ (а) и термопреобразователи сопротивления ДТСО (б), установленные на воздуховоде [разработано автором]

В центре воздуховода выполнено герметичное отверстие для щупа метеометра MES-200А (рисунок 4а), предназначенного для измерения скорости потока воздуха V и его относительной влажности.

Одним из элементов экспериментальной установки является радиальный вентилятор ВР 80-75 (рисунок 4б), предназначенный для создания воздушного потока в системе.

Регулирование частоты вращения вентилятора осуществляется при помощи частотного преобразователя danfoss vlt micro drive fc 51.

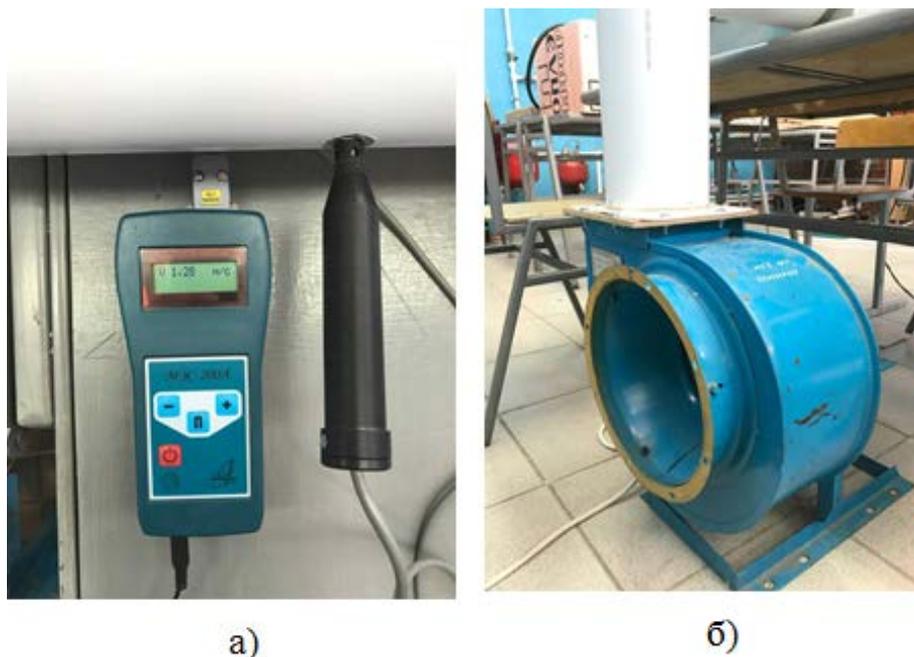


Рис. 4 – Метеомер MES-200А (а) и Внешний вид радиального вентилятора BR 80-75 на установке (б) [разработано автором]

Внешний вид установки представлен на рисунке 5.



Рисунок 5 – Внешний вид установки [разработано автором]

Для автоматического контроля измеряемых параметров температуры и расхода применяли аналоговый измерительный модуль ввода МВА 8 (рисунок 6а). Прибор МВА 8 выполнен в пластмассовом корпусе. В корпусе размещена

печатная плата, на которой располагаются элементы схемы прибора. На панели прибора расположены два светодиода, служащие для индикации подключения питания и индикации работы сетевого интерфейса RS-485. Связь ПК с аналоговым модулем МВА8 осуществлялась по средствам сетевого интерфейса RS-485, прибора АС4 (рисунок 6б).

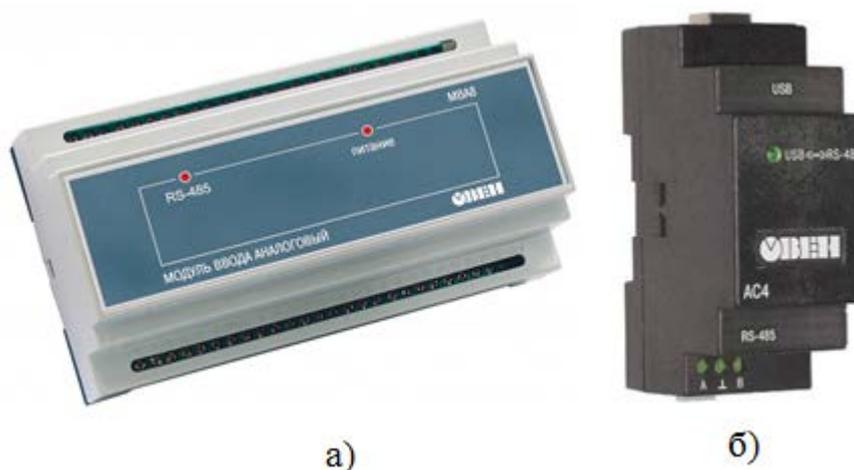


Рис. 6 – Модуль ввода МВА 8 (а) [3], прибор АС4 (б) [4]

АС4 используется для взаимного электрического преобразования сигналов интерфейсов USB и RS485. При подключении прибора к ноутбуку в нем появляется виртуальный COM порт, позволяющий использовать информационные системы, работающие с аппаратным COM портом [4].

Для программирования прибора МВА 8 подключили его через адаптер интерфейса RS-485 ОБЕН АС 4 к ноутбуку и подвели к прибору питание. Программирование модуля МВА8 производилось с помощью программы «Конфигуратор МВА 8».

Эксперимент проводился на пяти режимах работы вентилятора: 1,28; 3,3; 4,8; 6,4; 8,2 м/с. Регулирование осуществлялось с помощью частотного преобразователя (10, 20, 30, 40, 50 Гц). Расход воздуха через экспериментальную установку определялся в результате измерений расхода в пяти различных режимах работы вентилятора с помощью метеометра MES-

200А. Скорость воздушного потока при первой скорости вентилятора составляла 1,28 м/с. Внутренние рабочая площадь экспериментальной установки составляют 0,0942 м². Расчет определяет расход воздуха при работе на первой скорости 521,72 м³/ч. Расчет режимов скорости приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты замеров потока воздуха метеометром MES-200А

Частота f , Гц	Скорость потока воздуха v , м/с	Расход воздуха L , м ³ /ч
10	1,28	434,07
20	3,3	1119,1
30	4,8	1627,78
40	6,4	2170,37
50	8,2	2780,784

В ходе испытаний охладителя воздуха были произведены замеры следующих параметров: скорость воздушного потока, расход воды, температура входа воды и воздуха в систему и температура выхода воды и воздуха из системы. Данные показаний представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Результаты замеров при противотоке

Расход воды, л/мин	Расход воздуха, м ³ /ч	Температура, °С			
		Вход воздух	Выход воздух	Вход вода	Выход вода
2	34,73	24,87	23,40	13,00	13,47
	89,53	24,80	23,33	12,90	13,50
	130,22	24,83	23,40	12,90	13,57
	173,63	24,90	23,50	12,90	13,60
	222,46	24,93	23,53	12,67	13,47
3	34,73	24,87	23,30	12,10	12,43
	89,53	24,83	23,23	12,20	12,60
	130,22	24,80	23,23	12,20	12,70
	173,63	24,83	23,33	12,27	12,77
	222,46	24,87	23,40	12,30	12,83
4	34,73	24,80	23,20	11,87	12,07
	89,53	24,80	23,20	11,90	12,20
	130,22	24,77	23,20	11,97	12,27
	173,63	24,83	23,23	11,97	12,40
	222,46	24,97	23,37	11,97	12,47
5	34,73	24,83	23,13	11,77	11,97
	89,53	24,80	23,20	11,73	12,03
	130,22	24,90	23,23	11,80	12,10
	173,63	24,90	23,30	11,80	12,20
	222,46	24,87	23,37	11,80	12,20

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

6	34,73	24,90	23,20	11,03	11,30
	89,53	24,80	23,10	11,17	11,50
	130,22	24,83	23,10	11,40	11,70
	173,63	24,90	23,23	11,47	11,80
	222,46	24,90	23,30	11,60	11,90

При тепловом расчете рекуперативного охладителя воздуха используем уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи [5].

Таблица 3 – Результаты замеров при совместном токе

Расход воды, л/мин	Расход воздуха, м ³ /ч	Температура, °С			
		Вход воздух	Выход воздух	Вход вода	Выход вода
2	33,28	25,8	22,9	9,8	10,0
	85,80	25,6	22,7	9,9	10,2
	124,80	25,7	22,8	10,0	10,4
	166,39	26,2	23,3	10,1	10,6
	213,19	26,4	23,3	10,2	10,8
3	33,28	26	22,7	8,2	8,3
	85,80	25,9	22,6	8,2	8,5
	124,80	25,6	22,3	8,4	8,8
	166,39	26,1	22,7	8,6	9,1
	213,19	26,3	22,9	8,6	9,2
4	33,28	25,9	22,5	8	8,1
	85,80	25,8	22,3	7,6	7,9
	124,80	25,8	22,3	7,8	8,2
	166,39	26	22,4	8	8,4
	213,19	26,5	22,9	8	8,5
5	33,28	26	22,6	7,5	7,6
	85,80	25,8	22,3	7,5	7,7
	124,80	25,7	22,2	7,4	7,7
	166,39	26,2	22,5	7,5	7,9
	213,19	26,5	22,8	7,6	8
6	33,28	26,2	22,7	7	7,1
	85,80	26	22,4	7,1	7,3
	124,80	25,9	22,3	7,1	7,4
	166,39	26,3	22,5	7,2	7,5
	213,19	26,5	22,7	7,3	7,6

Уравнение теплового баланса без учета тепловых потерь в установке

$$Q_1 = Q_2, \quad (1)$$

где Q_1 – количество энергии холодной воды, воспринимаемое воздухом единицу времени, Вт;

Q_2 – количество энергии холодной воды, передаваемое воздуху в единицу времени, Вт.

Уравнение теплового баланса для нашего случая

$$Q = G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') = G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2'), \quad (2)$$

где G_1 и G_2 – массовые расходы воздуха и холодной воды, кг/с;

c_{p1} и c_{p2} – удельные массовые изобарные теплоемкости, Дж/(кг·К);

T_1' и T_1'' – температуры воздуха на входе и выходе из установки, °С;

T_2' и T_2'' – температуры воды на входе и выходе из установки, °С;

Уравнение теплового баланса для однофазных теплоносителей

$$W_1 \delta T_1 = W_2 \delta T_2, \quad (3)$$

где W_1 и W_2 – расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) воздуха и холодной воды, Вт/К;

δT_1 и δT_2 – изменение температуры воздуха и воды в установке, °С.

$$W_1 = G_1 c_{p1}, W_2 = G_2 c_{p2} \quad (4)$$

$$\delta T_1 = T_1' - T_1'', \delta T_2 = T_2'' - T_2' \quad (5)$$

Температуры теплоносителей вдоль поверхности обмена тепловой энергией изменяются по экспоненциальному закону. В нашем случае $W_1 < W_2$, то $\delta T_1 > \delta T_2$, и тогда график изменения температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности обмена энергией холода будет иметь вид, представленный на рисунке 7 [6].

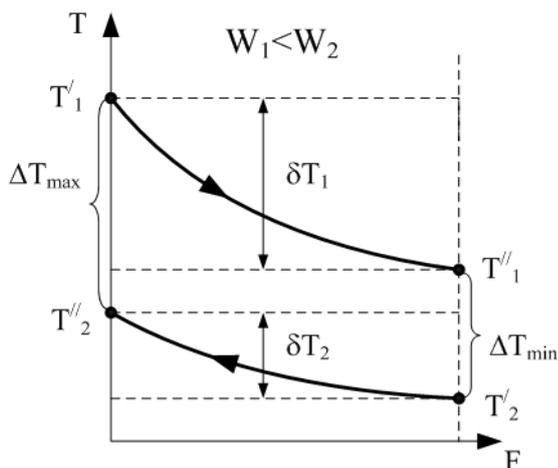


Рис. 7 – Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности обмена [6]

Уравнение теплопередачи

$$Q = k\Delta\bar{T}F, \quad (6)$$

где k – коэффициент теплопередачи энергии, Вт/(м²·К);

$\Delta\bar{T}$ –средний температурный напор, °С;

F – площадь поверхности обмена энергией, м²;

Средняя разность температур для прямоточной и противоточной схем

$$\Delta\bar{T}_a = \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{2}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} \leq 2, \quad (7)$$

$$\Delta\bar{T}_l = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} > 2, \quad (8)$$

где ΔT_{\max} и ΔT_{\min} – максимальная и минимальная разности температур, °С;

$\Delta\bar{T}_a$ – среднеарифметическая разность температур, °С;

$\Delta\bar{T}_l$ – среднелогарифмическая разность температур, °С.

Максимальная и минимальная разности температур (см. рисунок 7)

$$\Delta T_{\max} = T'_1 - T''_2, \quad \Delta T_{\min} = T''_1 - T'_2 \quad (9)$$

В нашем случае $\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} \leq 2$, то для расчета применяем формулу (7)

Площадь поверхности обмена энергией

$$F = (F_2 + F_6) \cdot 1,5, \quad (10)$$

где F_2 – поверхность горизонтальных участков межреберных торцов, м²;

F_6 – площадь вертикальной поверхности ребер, на длине 1 м., м².

Поверхность горизонтальных участков межреберных торцов F_2

$$F_2 = \pi d_n (1 - \delta_o / F_p) + \frac{\pi D_p \delta_z}{F_p}, \quad (11)$$

где d_n – наружный диаметр сильфонной трубы, м;

F_p , δ_o , δ_z – шаг ребер, толщина ребра в основании и на торце, м;

D_p – диаметр трубы по ребрам, м.

Площадь вертикальной поверхности ребер, на длине 1 м, S_b

$$F_6 = \pi(D_p^2 - d_n^2) / S_p. \quad (11)$$

Коэффициент передачи энергии холода получаем из формулы (6):

$$k = Q_{cp} / (\Delta \bar{T} F), \quad (12)$$

где Q_{cp} – среднее значение передаваемого количества энергии холода, кВт.

Среднее значение передаваемого количества энергии холода

$$Q_{cp} = (Q_1 + Q_2) / 2. \quad (13)$$

Технологический коэффициент полезного действия

$$\eta_T = Q_2 / Q_1. \quad (14)$$

Интенсивность переноса энергии холода в нашей установке

$$NTU = 1 - \frac{k \cdot F}{W_{\min} \cdot 1000}, \quad (15)$$

где W_{\min} – наименьшее значение расходных теплоемкостей W_1 и W_2 .

Тепловая эффективность определяется по формуле:

$$\eta = 1 - \frac{W_2(T_2'' - T_2')}{W_{\min}(T_1' - T_2')} \quad (16)$$

Результаты расчета для противотока представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты расчета режима противотока

G_2 , кг/с	G_1 , кг/с	Q_1 , кВт	Q_2 , кВт	k , Вт/(м ² ·К)	η_T	NTU	η
0,0333	0,0116	0,0171	0,0652	11,768	0,263	0,677	0,530
	0,0300	0,0442	0,0838	18,343	0,527	0,804	0,766
	0,0436	0,0628	0,0931	22,315	0,674	0,836	0,822
	0,0581	0,0818	0,0977	25,536	0,837	0,860	0,861
	0,0745	0,1048	0,1117	30,199	1,066	0,870	0,878
0,05	0,0116	0,0183	0,0697	11,607	0,262	0,681	0,532
	0,0300	0,0482	0,0838	17,670	0,575	0,812	0,780
	0,0436	0,0686	0,1047	23,348	0,655	0,829	0,810
	0,0581	0,0876	0,1047	25,903	0,837	0,858	0,857
	0,0745	0,1098	0,1116	29,817	0,983	0,872	0,881
0,0667	0,0116	0,0187	0,0559	9,650	0,335	0,735	0,630
	0,0300	0,0482	0,0838	17,202	0,575	0,817	0,784
	0,0436	0,0686	0,0838	20,008	0,819	0,853	0,851
	0,0581	0,0935	0,1209	28,181	0,773	0,845	0,839
	0,0745	0,1197	0,1396	33,809	0,857	0,855	0,856
0,0833	0,0116	0,0199	0,0698	11,529	0,284	0,683	0,543
	0,0300	0,0482	0,1047	19,657	0,460	0,790	0,734
	0,0436	0,0730	0,1047	22,851	0,697	0,833	0,818
	0,0581	0,0935	0,1396	30,006	0,669	0,835	0,818
	0,0745	0,1123	0,1396	32,381	0,804	0,861	0,857
0,1	0,0116	0,0199	0,1119	15,924	0,178	0,562	0,310
	0,0300	0,0512	0,1395	23,544	0,367	0,749	0,660
	0,0436	0,0759	0,1257	25,289	0,604	0,815	0,786
	0,0581	0,0974	0,1395	29,675	0,698	0,837	0,822
	0,0745	0,1197	0,1257	30,952	0,953	0,867	0,874

Расчет смежного тока производится по тем же формулам за исключением некоторых из них. Для расчета средней разности температур при сложном движении теплоносителей строят температурный график $T = f(F)$ для противотока и $\Delta\bar{T}$ умножают на поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$, учитывающий особенности теплообмена при сложном токе. $\varepsilon_{\Delta T}$ определяют в зависимости от значения комплексов P и R [7]

$$P = \frac{\delta T_2}{T_1' - T_2'}, \quad R = \frac{\delta T_1}{\delta T_2}. \quad (17)$$

Поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$ принимаем равным 1, тогда

$$\Delta \bar{T} = \Delta \bar{T}_a \varepsilon_{\Delta T} \quad (18)$$

Результаты расчета совместного тока представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты расчета режима совместного тока

G_2 , кг/с	G_1 , кг/с	Q_1 , кВт	Q_2 , кВт	k , Вт/(м ² ·К)	η_T	NTU	η
0,0333	0,0111	0,0325	0,0977	7,142	0,332	0,590	0,454
	0,0287	0,0837	0,1117	10,988	0,749	0,756	0,753
	0,0418	0,1217	0,1536	15,653	0,793	0,761	0,767
	0,0557	0,1623	0,1955	19,977	0,830	0,771	0,783
	0,0714	0,2223	0,1955	23,326	0,879	0,791	0,832
0,05	0,0111	0,0369	0,1047	6,939	0,353	0,602	0,474
	0,0287	0,0952	0,1676	13,079	0,568	0,709	0,672
	0,0418	0,1385	0,2095	18,008	0,661	0,725	0,710
	0,0557	0,1903	0,2513	22,630	0,757	0,740	0,743
	0,0714	0,2438	0,2932	27,339	0,832	0,755	0,769
0,0667	0,0111	0,0381	0,1676	10,072	0,227	0,422	0,164
	0,0287	0,1010	0,2234	15,743	0,452	0,650	0,575
	0,0418	0,1469	0,2513	19,632	0,585	0,700	0,667
	0,0557	0,2015	0,2793	23,850	0,722	0,726	0,723
	0,0714	0,2582	0,3631	30,145	0,711	0,730	0,726
0,0833	0,0111	0,0381	0,1745	10,005	0,218	0,426	0,157
	0,0287	0,1010	0,2444	16,604	0,413	0,631	0,537
	0,0418	0,1469	0,2793	20,554	0,526	0,686	0,636
	0,0557	0,2071	0,3142	24,756	0,659	0,716	0,700
	0,0714	0,2654	0,3491	28,915	0,760	0,741	0,742
0,1	0,0111	0,0392	0,2095	11,258	0,187	0,354	0,026
	0,0287	0,1039	0,2513	16,469	0,413	0,634	0,539
	0,0418	0,1511	0,2932	20,786	0,515	0,682	0,628
	0,0557	0,2127	0,3351	25,397	0,635	0,709	0,687
	0,0714	0,2725	0,3770	30,023	0,723	0,731	0,726

Результаты вычислений представлены графически на рисунках 8 – 11.

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

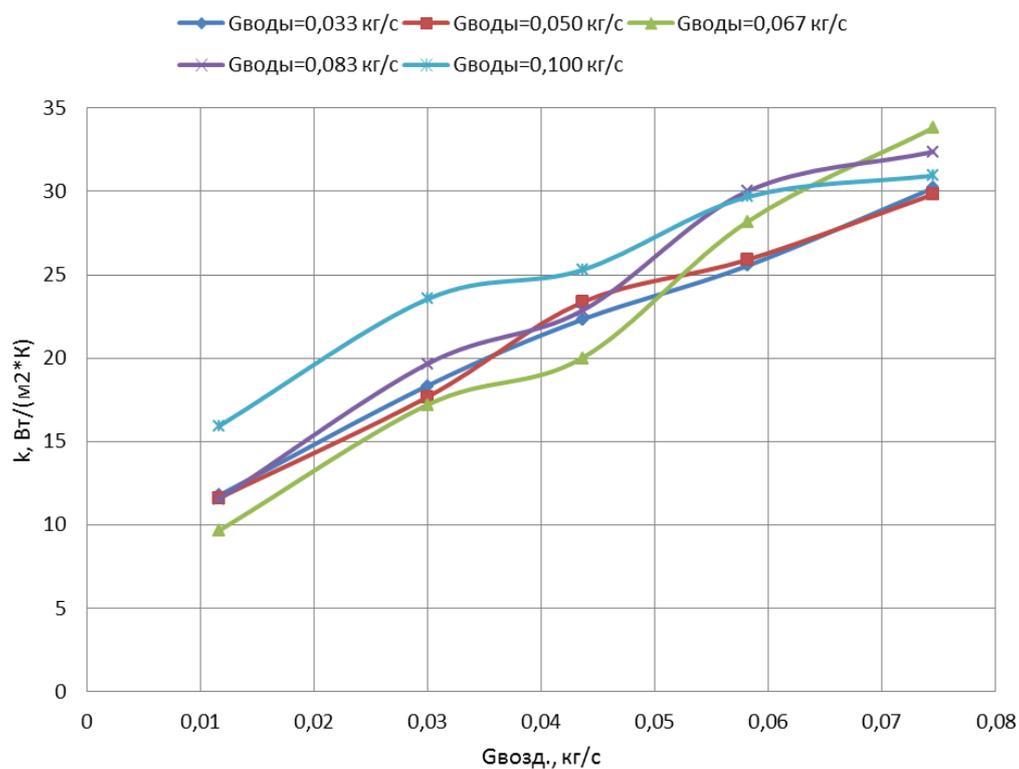


Рис. 8 – Изменение коэффициента теплопередачи при изменении расходе воздуха и воды в режиме противотока

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

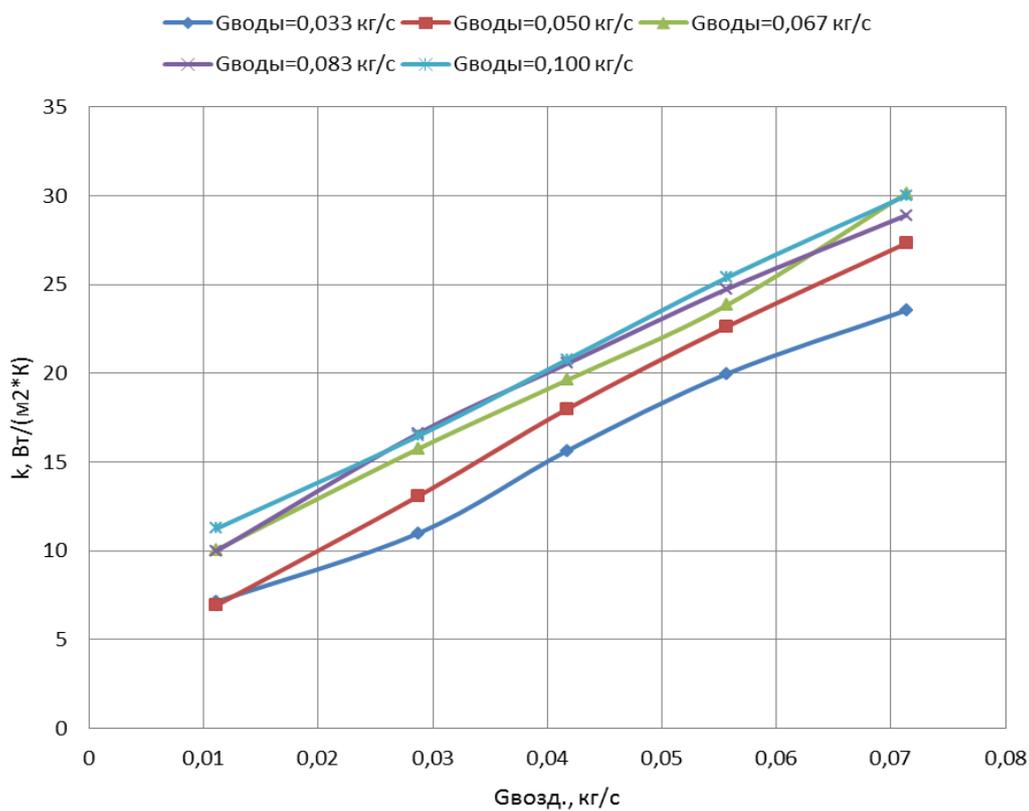


Рис. 9 – Изменение коэффициента теплопередачи при изменении расходе воздуха и воды в режиме сложного тока

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

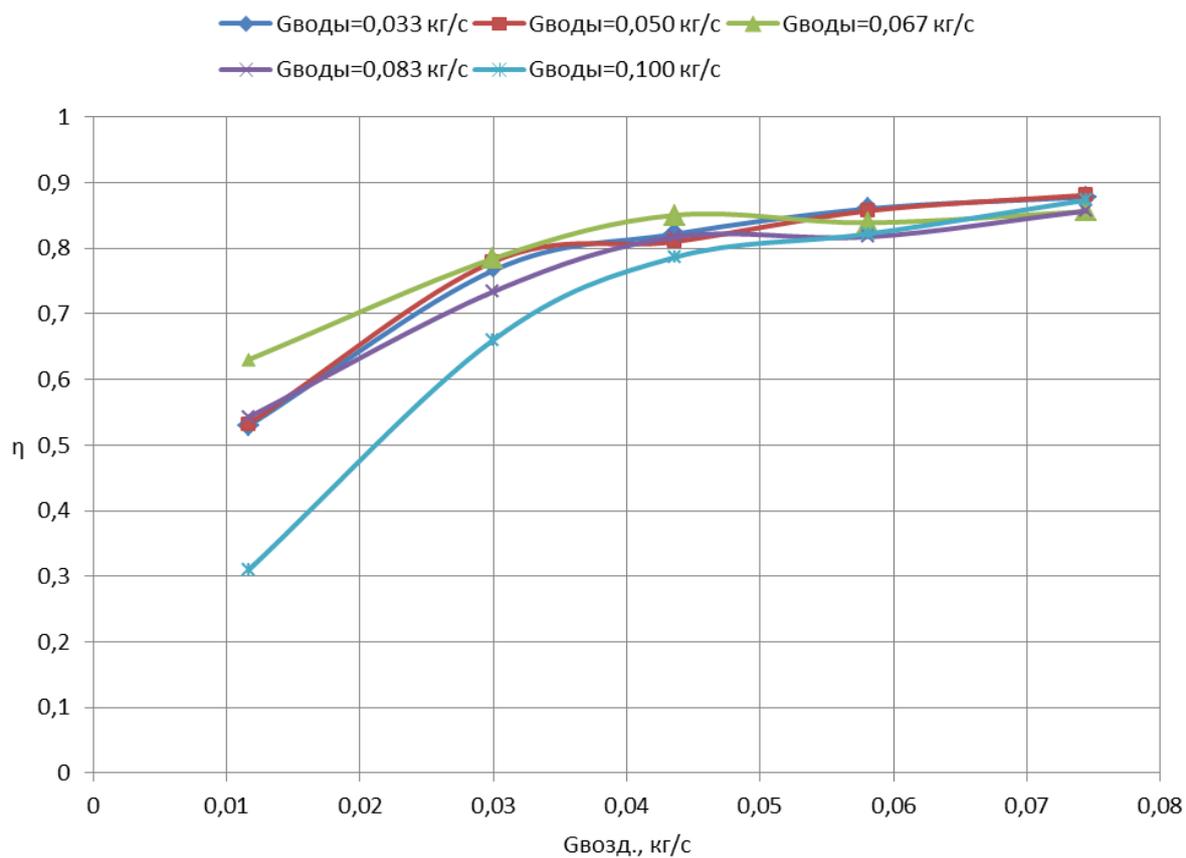


Рис. 10 – Тепловая эффективность в режиме противотока

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

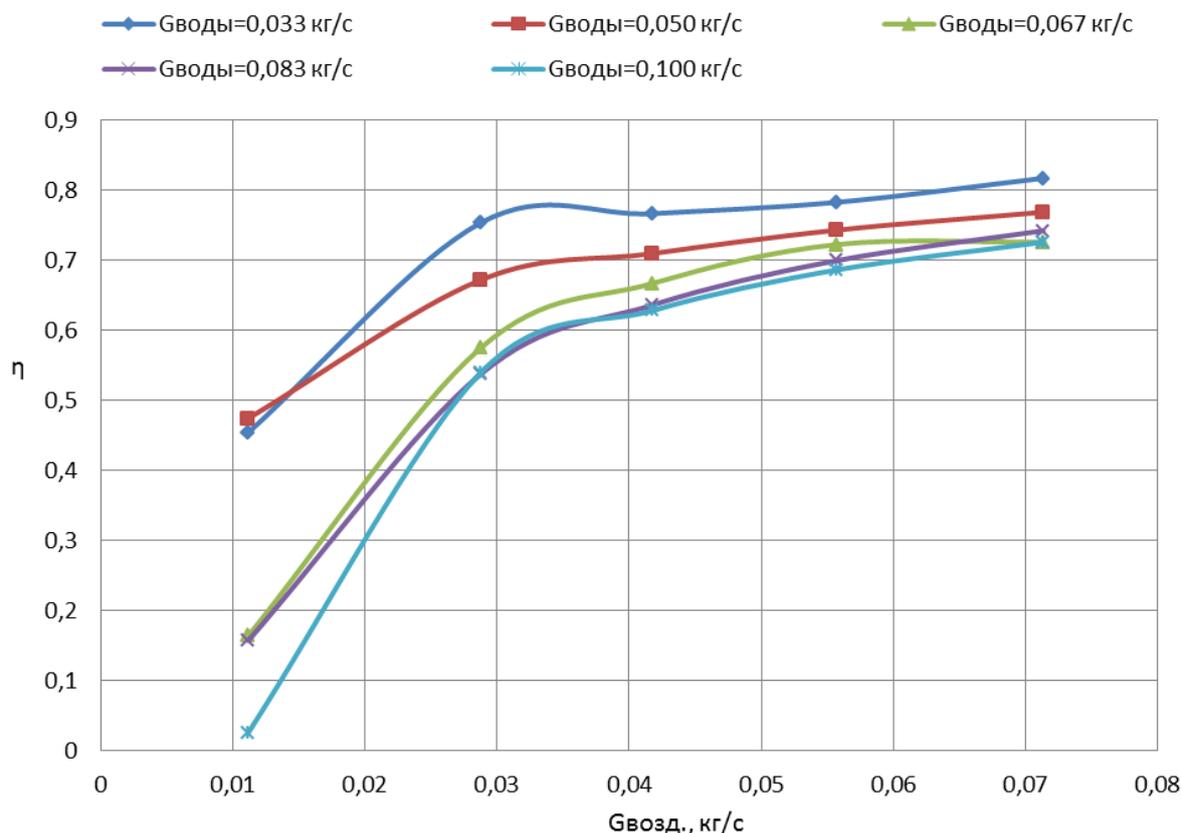


Рис. 11 – Тепловая эффективность в режиме сложного тока

Как видно из графиков, наиболее выгодным экономически и практически оказался вариант работы установки с противоточной схемой исполнения при минимальном расходе воды и максимальной подаче воздуха. Разброс значений тепловой эффективности воздухоохладителя, при одной схеме течения холодной среды незначителен при различном ее расходе и максимальной подаче воздуха. Несмотря на увеличение площади холодоотдающей поверхности в режиме сложного течения ($0,642 \text{ м}^2$ против $0,321 \text{ м}^2$), мы не добились требуемого результата увеличения тепловой эффективности воздухоохладителя. Однако, наибольшее снижение температуры воздуха ($3,8^\circ\text{C}$) на выходе из воздухоохладителя, получено при сложном течении охлаждающей жидкости и максимальных расходах воды и воздуха. Эксперимент по двум схемам проводился в разные дни с разной температурой

и относительной влажностью в помещении площадью более 30 м². Температура охлаждающей среды на входе также была различной.

Режим наибольшего расхода теплоносителя в системе не всегда является целесообразным, все зависит от преследуемых целей. Если перед схемой воздухоохладителя стоит задача повышения энергоэффективности за счет увеличения теплопередачи, то следует рассмотреть возможность применения импульсного режима течения охлаждающей среды. При одной той же температуре, сравнивая стационарный режим и режим работы установки с ударным узлом, можно сказать, что при равных скоростях потока гидроудар способствует более интенсивному теплообмену [8].

Впоследствии, возможно проведение эксперимента с импульсным режимом течения охлаждающей среды. Как показал эксперимент, рекуперативный охладитель данного типа может быть использован для незначительного снижения температуры воздуха в помещении при наличии источника холодной воды для технологических или бытовых целей с расходом от 2 до 6 л/мин.

Библиографический список:

1. Мануева Р.С. Гигиеническая оценка микроклимата : учеб. пособие / Р.С. Мануева ; ФГБОУ ВО ИГМУ Минздрава России, Кафедра общей гигиены. – Иркутск : ИГМУ, 2020. - 68 с.

2. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Теория и практика : учеб. пособие / В.А. Ананьев, Л.Н. Балужева, А.Д. Гальперин и др. -М. : «Евроклимат», Изд-во «Арина», 2000 – 416 с.

3. МВА8. Модуль аналоговый измерительный : Руководство по эксплуатации. Овен Центральный офис: 111024, Москва, 2-я ул. Энтузиастов, д. 5, корп. 5, www.owen.ru Рег. № 2172. - 88 с.

ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ «ДНЕВНИК НАУКИ»

4. АС4. Преобразователь интерфейсов : Руководство по эксплуатации. Овен Центральный офис: 111024, Москва, 2-я ул. Энтузиастов, д. 5, корп. 5, www.owen.ru Рег. № 1448. - 27 с.
5. Ларин Н.С. Теплотехника. Раздел «Теплопередача» : учеб. пособие / Н.С. Ларин, Д.В. Кузнецов. - Саранск: Тип. «Рузаевский печатник», 2013. - 68 с.
6. Измайлов В.Д. Расчет теплообменных аппаратов : учеб. пособие / В.Д. Измайлов, В.В. Филиппов ; Самар. гос. техн. ун-т. - Самара, 2006. - 90 с.
7. Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Солнышкова Ю. С. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломассообмен» / ГОУ ВПО «Ивановский государственный Энергетический университет имени В. И. Ленина». - Иваново, 2009. - 102 с.
8. Аксяитов А.Ш. Интенсификация теплоотдачи макета жидкостной обогреваемой панели / А.Ш. Аксяитов, Д.В. Кузнецов // Дневник науки. – 2021. - №3(51), Пермь, Порядковый номер 17. - 10 с. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=45645107>

Оригинальность 78%