

УДК 621.56/59(063)  
ББК 31.392  
К 14

Сборник подготовлен под редакцией  
доктора технических наук, академика Кулажанова Т.К.

**Редакционная коллегия:**

Цой А.П., Шалбаев К.К., Галкин М.Л., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К 14 Казахстан-Холод 2019: Сб. докл.межд.науч.-техн.конф. (20-21 февраля 2019г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference (February 20-21, 2019). – Алматы: АТУ, 2019. – 218 с., русский, английский

ISBN 978-601-263-484-6

В докладах представлены результаты научных исследований, посвященные холодильным компрессорам, теплообменным аппаратам, системам автоматизации, цифровизации, технологиям холодильного хранения и переработки плодов и овощей и практическим внедрениям, представленные из Казахстана, России, Украины, Германии, Австрии, Беларуси, Кыргызстана, Голландии, Швейцарии и Узбекистана. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой и химической промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

The proceedings present the results of scientific research on refrigeration compressors, heat exchangers, automation systems, digitalization, refrigeration storage technology and the processing of fruits and vegetables and practical implementations submitted from Kazakhstan, Russia, Ukraine, Germany, Austria, Belarus, Kyrgyzstan, Holland, Switzerland and Uzbekistan. The proceedings are devoted to professionals and scientists working in the fields of refrigeration, food and chemical industries, as well as to specialists in air conditioning systems and life support of residential, commercial buildings and sports complexes.

УДК 621.56/59(063)  
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-484-6

© АТУ, 2019

steam condensation in the tubes of the diesel radiator sections / Ya. Sklifus, V. Mohyla // An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. – Lublin-Lugansk: Teka P, 2012. – Vol. 12. – № 4. – PP. 264–267.

10. Склифус, Я. К. Фазовые переходы теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза [Текст] // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (29). – С. 92–95.

11. Карелин, Д. Л. Моделирование параметров парожидкостной компрессионной системы охлаждения энергетических установок // Тез. докл. междунар. конф. «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2016», 7–9 декабря 2016 г. Т. 2. – Казань : АО «КНИАТ», 2016. – С. 79–83.

12. Карелин, Д. Л. Оценка эффективности системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой [Текст] // Тепловые процессы в технике. – 2016. – Т. 8. – № 9. – С. 408–415.

13. Dilav, E. A volume element model (VEM) for energy systems engineering / E. Dilav, J. V. C. Vargas, J. A. Souza, J. C. Ordonez, S. Yang, A. B. Mariano // International journal of Energy Research. – 2015. – Vol. 39. – Issue 1. – Pp. 46–74.

14. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

15. Максимов, Б. Н. Промышленные фторорганические продукты: Справ. изд. / Б. Н. Максимов, В. Г. Барабанов, И. Л. Серушкин и др. – Л. : Химия, 1990. – 464 с. – ISBN 5-7245-0523-1.

16. Карелин, Д. Л. Математическая модель многоступенчатого сжатия рабочего тела с полным промежуточным охлаждением [Текст] / Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, В. М. Гуреев // Труды Академэнерго. – 2016. – № 3. – С. 100–107.

17. Карелин, Д. Л. Численное исследование энергетических параметров каскадного цикла для парожидкостных компрессионных систем охлаждения [Текст] // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. – 2016. – № 4. – С. 25–30.

УДК 526.24:66.045.132

## THERMAL CALCULATION OF THE REGENERATOR WITH A FIXED NOZZLE

### ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТОРА С НЕПОДВИЖНОЙ НАСАДКОЙ

<p><b>Boshkova I.L.<sup>a</sup></b>, Doct. Tech. Sc., professor  <b>Volgusheva N.V.<sup>b</sup></b>, PhD, associate professor  <b>Solodka A.V.<sup>c</sup></b>, PhD</p>	<p><b>Бошкова И.Л.<sup>а</sup></b>, док. тех. наук, доцент  <b>Волгушева Н.В.<sup>б</sup></b>, канд. тех. наук, доцент  <b>Солодкая А.В.<sup>с</sup></b>, канд. тех. наук</p>
<p>Odessa national academy food technologies,          Ukraine, 65182, Odessa, Dvoranskaya 1/3</p>	<p>Одесская национальная академия          пищевых технологий,          Украинь, 65082, Одесса, Дворянская 1/3</p>
<p><b>E-mail:</b> a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com; c – a_solodkaya@mail.ru</p>	

#### Abstract

A regenerator was proposed for utilization of the heat of the gas stream from exhaust devices of an enterprise with a capacity of 400 m<sup>3</sup>/hour and with a gas temperature at the outlet of the exhaust devices 80°C. The main part of the regenerator is a channel with a diameter of 0.1 m and a

length of 2 m with a nozzle in the form of a dense layer of expanded clay. The heating time in the regenerator is 10 minutes, the cooling time is 1.6 hours.

### Аннотация

Для утилизации теплоты потока газа из вытяжных устройств предприятия производительностью 400 м<sup>3</sup>/час и с температурой газа на выходе из вытяжных устройств  $t'_1 = 80$  °С предложен регенератор, основной частью которого является канал диаметром 0,1 м и длиной 2 м с насадкой в виде плотного слоя керамзита. Время нагрева в регенераторе составляет 10 мин., время охлаждения – 1,6 часа.

Рассматривается регенератор, предназначенный для обогрева помещения, расположенного непосредственно рядом с вентиляционными каналами предприятия. Используются канальные очистители воздуха производительностью от 400 до 27500 м<sup>3</sup>/ч. Температура газа на выходе из вытяжных устройств  $t'_1 = 80$  °С. Гранулированная насадка состоит из плотного слоя керамзита. Эквивалентный диаметр частиц  $d_э = 0,018$  м.

Длительность периода нагрева определяется уравнением теплового баланса:

$$Q_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) \cdot \tau_1 = m \cdot c (t''_2 - t'_2) \quad 1)$$

Теплоемкость керамзита:  $c = 750$  Дж/(кг·К). В соответствии с экспериментальными данными, полученными в работе, средний коэффициент теплоотдачи для нагрева керамзита может быть принят  $\bar{\alpha}_m = 50$  Вт/м<sup>2</sup>К. Теплообменный участок представляет собой трубу диаметром 0,2 м и длиной 2 м. Объем аппарата:  $V = 0,063$  м<sup>3</sup>. Масса засыпки составляет  $m = 54$  кг. При такой массе площадь теплообменной поверхности:

$$F = V_m \cdot a_{y\partial} = 11,1 \text{ м}^2 \quad a_{y\partial} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_э} = 176,7 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

Расход воздуха:

$$G = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний тепловой поток за период нагрева:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot \rho \cdot c_p \cdot \delta t_1 = 3,37 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

В соответствии с уравнением теплового баланса:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot c_p \cdot \delta t_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot \Delta \bar{t}_{лог} \quad 2)$$

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_M}}$$

где  $\Delta t_{\bar{\delta}}$  – разность температур между газом и слоем материала в начальный момент времени,  $\Delta t_{\bar{\delta}} = t'_1 - t'_2$ ;

$\Delta t_M$  – разность средних температур между газом и слоем материала в конце периода нагрева,  $\Delta t_M = \bar{t}_1'' - \bar{t}_2''$ .

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{G \cdot c_p \cdot \delta t_1}{\bar{\alpha} \cdot F} = 10,1 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

$$\Delta t_{\bar{\delta}} = 80 - 30 = 50 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Получаем, что  $\Delta t_M = \bar{t}_1'' - \bar{t}_2'' = 12$  °С, тогда  $\bar{t}_2'' = 64$  °С.

Это значение удовлетворяет условию эффективного выбора конечной температуры нагрева материала, согласно которому для расчета конечных температур нагреваемого материала и греющего потока можно принять температуру на 10–15 % меньшую температуры

газа на входе, в соответствии с данными собственных экспериментов [1]. Температура газа на выходе из вытяжных устройств  $t_1' = 80$  °С. Тогда  $t_2'' = 64$  °С. Начальная температура керамзита:  $t_2' = 20$  °С, конечная температура воздуха на выходе  $t_1'' = 70$  °С.

Средняя температура материала за период нагрева:

$$\bar{t}_2 = \frac{20 + 64}{2} = 42 \text{ °С.}$$

Средняя температура газового потока за период нагрева:

$$\bar{t}_1 = \frac{80 + 70}{2} = 75 \text{ °С.}$$

Длительность периода нагрева:  $\tau_1 = 530$  с. Расчет периода охлаждения проходит для условий охлаждения трубы при вынужденном охлаждении воздушным потоком ее поверхности со стороны нагреваемого пространства. Для горизонтально расположенных труб в соответствии с зависимостью [2] коэффициент теплоотдачи:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 0,24}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 2,24 \cdot 10^4$$

Для чисел Рейнольдса  $10^3 < Re < 10^5$ :

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} Pr^{0,37} \cdot \varepsilon_t = 91,4$$

Поправка Михеева  $\varepsilon_t$  для газов принимается равной 1.

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{D} = 19,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Рассматривая нестационарное охлаждение трубы как задачу охлаждения неограниченного цилиндра, можно определить конечное время цикла охлаждения.

Число Био:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot D/2}{\lambda_2} = 13,3.$$

Безразмерная избыточная температура

$$\Theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{t_{cm,\tau} - t_{o.c.}}{t_{cm,0} - t_{o.c.}},$$

где  $t_{o.c.} = 20$  °С – температура окружающей среды,

$t_{cm,0} = 60$  °С – начальная температура стенки канала,

$t_{cm,\tau}$  – искомая температура стенки канала в конце периода охлаждения. Приняв

$\Theta = 0,1$ , получаем  $t_{cm,\tau} = 21$  °С.

По номограммам [2] определяем число Фурье:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{(D/2)^2} = 0,45.$$

Тогда длительность периода охлаждения при вентилировании поверхности канала составит:

$$\tau = \frac{Fo \cdot (D/2)^2}{a} = 5,75 \cdot 10^4 \text{ с (1,6 часа).}$$

Таким образом, время нагрева в регенераторе составляет 10 мин., время охлаждения – 1,6 часа. Целесообразно установить две наполненные керамзитом трубы и включать их периодически. Временная диаграмма (циклограмма) приведена на рис. 1.

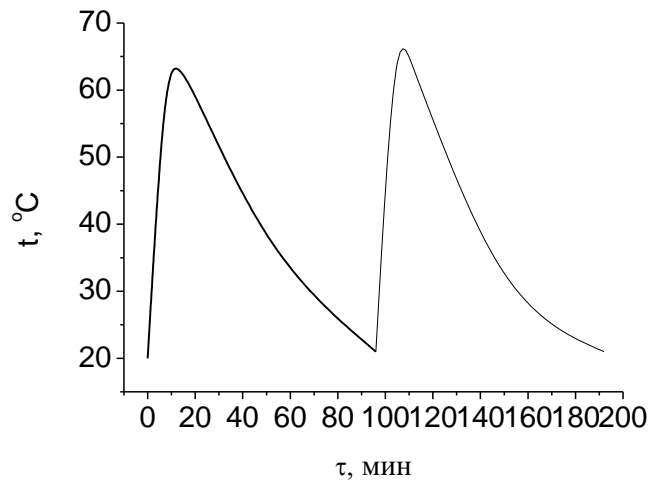


Рисунок 1 – Циклограмма работы регенератора с плотным слоем керамзитовой насадки

Расчет тепловых потерь от стен помещений при следующих параметрах: температура в помещении  $t=20^{\circ}\text{C}$ , температура наружного воздуха  $t=-5^{\circ}\text{C}$ , скорость ветра  $w=0,5$  м/с, материал стен – кирпич. Результаты расчетов привели к получению следующих теплофизических величин.

Коэффициент теплоотдачи снаружи помещения  $\alpha_{\text{air}}=14,1$  Вт/( $\text{m}^2\text{K}$ ). Сопротивление теплопередаче стенки суммарное  $R_w=0,37$  ( $\text{m}^2\text{K}$ )/Вт. Коэффициент теплопередачи через стенку  $k_w=2,7$  Вт/( $\text{m}^2\text{K}$ ). Количество тепловой энергии (тепла), теряемое через 1 квадратный метр поверхности  $q_w=68,5$  Вт/ $\text{m}^2$ . Температура стенки внутри помещения  $t_{w\_in}=12,1^{\circ}\text{C}$ . Температура стенки снаружи помещения  $t_{w\_out}=-0,1^{\circ}\text{C}$ .

Для  $\bar{Q}_1 = 3,37 \cdot 10^3$  Вт возможно поддержание температуры внутри помещения на уровне  $20^{\circ}\text{C}$  с площадью стен  $F = 49$   $\text{m}^2$ .

Аэродинамическое сопротивление слоя можно рассчитать из формулы [3]:

$$\Delta p = f_{\text{э}} \frac{\rho_{\text{г}} w_{\text{ф}}^2}{2} \frac{a_{\text{уд}}}{\varepsilon^3} \delta, \text{ Па}, \quad (3)$$

где  $f_{\text{э}}$  – эквивалентный коэффициент сопротивления слоя, определяемый для различных режимов течения (вязкостного, инерционного, вязкостно-инерционного) из зависимости:

$$f_{\text{э}} = \frac{8}{\text{Re}_{\text{э}}} \alpha + \alpha_{\text{ин}}, \quad (4)$$

$$\text{Re}_{\text{э}} = \frac{4w_{\text{ф}}}{a_{\text{уд}} \nu_{\text{г}}}, \quad (5)$$

где  $\text{Re}_{\text{э}}$  – эквивалентное число Рейнольдса,

$\alpha$ ,  $\alpha_{\text{ин}}$  – коэффициенты, зависящие от формы частиц. Для кусковых материалов  $\alpha = 5,0$ ,  $\alpha_{\text{ин}} = 0,75$ .

В соответствии с условиями работы регенератора, эквивалентное число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{э}} = 2,3 \cdot 10^3,$$

Скорость фильтрации:

$$w_{\text{ф}} = \frac{G}{S} = 1,6 \text{ м/с},$$

$$f_{\text{э}} = 0,77.$$

Тогда потери давления составят  $\Delta p = 1,2 \cdot 10^3$  Па.

Для обеспечения требуемого расхода воздуха 400 м<sup>3</sup>/час с рассчитанными потерями давления 1,2·10<sup>3</sup> Па целесообразно установить вентилятор центробежный высокого давления ВЦ 10-28, мощность которого составляет 0,12 кВт.

### Список литературы

1. Солодка, А. В. Інтенсифікація теплообміну в теплоутилизаторах з гранульованою насадкою. Дис. на здобуття наук. Ступ. канд. техн. наук за фахом 05.14.06. – "Технічна теплофізика й промислова теплоенергетика". – Одеса: ОНАПТ, 2018. – 224 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача. Учебник для вузов. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с
3. Горбис, З. Р. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями / З. Р. Горбис, В. А. Календерьян. – М.: Энергия, 1975. – 296 с.

УДК 536.2/537.868

## THERMAL TRANSFER IN A TIGHT MOVING LAYER OF DISPERSE MATERIAL AT MICROWAVE-CONVECTIVE DRYING

## ТЕПЛОПЕРЕНОС В ПЛОТНОМ ДВИЖУЩЕМСЯ СЛОЕ ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА ПРИ МИКРОВОЛНОВО-КОНВЕКТИВНОЙ СУШКЕ

<b>Boshkova I. L.</b> <sup>1a</sup> , Doct. Tech. Sc., professor <b>Volgusheva N.V.</b> <sup>1b</sup> , PhD, associate professor <b>Potapov M.D.</b> <sup>1c</sup> , PhD, associate professor <b>Zharikova L.A.</b> <sup>2d</sup> PhD, associate professor	<b>Бошкова И. Л.</b> <sup>1a</sup> , док. тех. наук, доцент <b>Волгушева Н. В.</b> <sup>1b</sup> , канд. тех. наук, доцент <b>Потапов М. Д.</b> <sup>1c</sup> , канд. тех. наук, доцент <b>Жарикова Л.А.</b> <sup>2d</sup> , канд. физ.-мат. наук, доцент
1 – Odessa National Academy of Food Technologies 1/3 Dvoryanska St., Odesa, Ukraine, 65082 2 – Immanuel Kant Baltic Federal university Russia, 236041, Kaliningrad, 14 A. Nevskogo	1 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3 2 – Институт физико-математических наук и информационных технологий Балтийского федерального университета им. И. Канта Россия, 236041, г. Калининград, ул. А. Невского, 14
<b>E-mail:</b> a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com; c – dorosh1gan@gmail.com; d – l_zharikova@mail.ru	

### Abstract

In this paper, the process of heat transfer in a moving dense layer is analyzed analytically. A two-component mathematical model of the heat transfer process is presented, which includes the energy equations of the gas and solid components. The results of the solution obtained by the method of integral Laplace transforms are given. Two sources of heat are taken into account - positive, from the action of the microwave field, and negative, associated with the evaporation of moisture. The dependences are proposed to be used for design and surface calculations of dryers for grain.

## Авторский алфавитный указатель

- Цой А.П., Алимкешова А.Х., Титлов А.С.**  
Экспериментальная молокоохладительная установка с радиационным охлаждением  
**Tsoy A.P., Alimkeshova A.H., Titlov A.S.**  
Experimental dairy cooling unit with radiation cooling 9
- Белецкий Э.В., Петренко Е.В.**  
Определение величины диссипации при течении неньютоновских жидкостей в каналах холодильных и климатических систем  
**Beletskiy E.V., Petrenko O.V.**  
Determination of the value of dissipation in the flow of non-newtonian liquids in the channels of refrigerating and climatic systems 14
- Алтайулы С., Шахов С.В., Глотова И.А.**  
Способ управления процессом выпаривания влаги из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла  
**Altayuly S., Shakhov S.V., Glotova I.A.**  
Method of managing the process of exhausting moisture from safflorous oil phospholipid emulsion 19
- Потапов В.А., Белый Д.В.**  
Перспективы применения холодильных систем на двуокиси углерода в пищевой индустрии  
**Potapov V.O., Belyi D.V.**  
Prospects application of refrigerating systems on carbon dioxide in the food industry 23
- Бабакин Б.С., Воронин М.И., Сучков А.Н., Айтикеев Р.Б.**  
Исследование тепловой нагрузки в промышленных аккумуляторах холода  
**Babakin B.S., Voronin M.I., Suchkov A.N., Aitikeev R.B.**  
The study of the heat load in industrial accumulators of a cold 26
- Бердимурат А.Д., Усипбекова Д.И.**  
Микропроцессорная система регулирования производительности малогабаритного кормоприготовительного агрегата  
**Berdimurat A.D., Usipbekova D.I.**  
Microprocessor system for the regulation of the performance of small-sized food-protective unit 28
- Болдырев А.В., Карелин Д.Л., Болдырев С.В.**  
Оценка энергетической эффективности фреонов и термодинамических циклов парокомпрессионных систем охлаждения  
**Boldyrev A.V., Karelin D.L., Boldyrev S.V.**  
Energy-efficiency estimation of freons and thermodynamic cycles in vapor compression cooling systems 36
- Бошкова И.Л., Волгушева Н. В., Солодкая А.В.**  
Тепловой расчет регенератора с неподвижной насадкой  
**Boshkova I.L., Volgusheva N.V., Solodka A.V.**  
Thermal calculation of the regenerator with a fixed nozzle 42
- Бошкова И.Л., Волгушева Н.В., Потапов М.Д., Жарикова Л.А.**  
Теплоперенос в плотном движущемся слое дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке  
**Boshkova I.L., Volgusheva N.V., Potapov M.D., Zharikova L.A.**  
Associate professor thermal transfer in a tight moving layer of disperse material at microwave-convective drying 46