

ОБ УЛУЧШЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ИСПАРИТЕЛЯ ДЛЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ СУШКИ СВЕКЛОВИЧНОГО ЖОМА

Р.А. Жлобо

М.В. Шамаров

Е.Г. Степанова

А.С. Зайцев

rzhlobo@bk.ru

schmax@mail.ru

egs2128@mail.ru

tanketka.2013@mail.ru

КубГТУ, г. Краснодар, Российская Федерация

Аннотация

Разработана методика теплового и конструктивно-го расчета воздухоохладителя низкотемпературной установки, предназначенной для сушки свекловичного жома, выполнены оценка эффективности работы воздухоохладителя при выпадении влаги на поверхность теплообмена, а также оптимизация конструктивной компоновки воздухоохладителя. Производительность низкотемпературной сушильной установки, для которой рассчитан воздухоохладитель, принята равной 21,4 кг/с влажного свекловичного жома (по стандартной номенклатуре для барабанной сушилки). Рассчитана длина теплообменной поверхности с учетом шага труб по фронту и глубине, а также холодопроизводительность и расход воздуха, что позволило определить живое сечение аппарата и общую длину воздухоохладителя. С помощью этих данных можно эффективно скомпоновать и подобрать оборудование нужных габаритных размеров. Рассчитаны критерии Нуссельта и Рейнольдса, коэффициенты теплоотдачи к чистой поверхности воздухоохладителя, эффективности ребра и теплоотдачи при кипении фреона в трубе, приведенный коэффициент теплоотдачи и условный коэффициент теплопередачи, а также значение температуры стенки, удельный тепловой поток, влаговываждение на поверхность испарителя, коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление аппарата по воздуху

Ключевые слова

*Воздухоохладитель,
низкотемпературная сушка,
охлаждение, влаговываждение,
теплообмен*

Поступила 23.09.2022

Принята 16.11.2022

© Автор(ы), 2023

Введение. В настоящее время на предприятиях пищевой промышленности, в частности на заводах по производству свекольного сахара, используются продукты, в которых содержатся полезные питательные вещества такие, как пектин [1].

Пектин относится к углеводным полимерам галактуроновой кислоты, применяемым в ряде лекарственных препаратов и пищевых продуктах функционального назначения. Этот растительный полисахарид защищает организм от тяжелых и радиоактивных металлов и радионуклидов. Пектин является строительным материалом клеточных стенок высших растений, сокращает риск возникновения онкологических заболеваний и при регулярном приеме снижает содержание холестерина в крови. Пектин в сочетании с водой является загустителем, студнеобразователем, стабилизатором, эмульгатором и комплексообразователем, связывающим катионы металлов. Указанные свойства пектина дают основание рекомендовать пектин для включения в рацион питания лиц, находящихся в экологически неблагоприятной среде, для лечения аллергических заболеваний, коррекции липидного и углеводного обменов. Кроме того, пектин как стабилизатор может применяться в производстве ряда предприятий пищевой промышленности [2].

При производстве сахара из свеклы образуется побочный продукт — свекловичный жом, содержащий большое количество пектина. Жом сушится на предприятиях в высокотемпературных сушилках, при этом пектин разрушается, так как температура при сушке достигает 800 °С. Предложено оценить низкотемпературную сушилку свекловичного жома. Для этого необходимо решить вопрос об эффективности конструкции воздухоохладителя. Авторами разработана математическая модель воздухоохладителя, благодаря которой можно быстро и качественно выбирать оптимальную компоновку воздухоохладителя для низкотемпературной сушильной установки. Расчет выполнен применительно к барабанной сушилке для жома производительностью 21,4 кг/с, установленной на Кривецком сахарном заводе [3, 4].

Цель настоящей работы — разработать методику теплового и конструктивного расчетов воздухоохладителя низкотемпературной установки, оценить влияние выпадающей влаги на поверхность теплообмена воздухоохладителя на эффективность его работы, а также обосновать выбор оптимальной компоновки воздухоохладителя.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. Исходными данными для расчета принимаются следующие параметры:

– $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура воздуха, входящего и выходящего из воздухоохладителя;

– $\varphi_1 = \varphi_2 = 100 \text{ } \%$ — относительная влажность воздуха, входящего и выходящего из воздухоохладителя;

– $I_1 = 30 \text{ кДж}$ и $I_2 = 6 \text{ кДж}$ — энтальпия воздуха, входящего и выходящего из воздухоохладителя;

– $d_n = 0,01 \text{ м}$ и $d_{вн} = 0,008 \text{ м}$ — наружный и внутренний диаметры теплообменных труб;

– расположение медных труб в пучке — шахматное;

– $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура кипения холодильного агента (фреона 22 [5]);

– шаг ребра $0,007 \text{ мм} \leq S_p \leq 0,015 \text{ мм}$, зависящий от температуры воздуха на выходе из воздухоохладителя [6];

– форма ребра — круглая.

Холодопроизводительность воздухоохладителя определим по теплоте, отводимой от охлаждаемого и высушиваемого продукта:

$$Q_0 = G_{\text{пр}} (I_{п1} - I_{п2}) = 21,4 (76\,000 - 30\,000) = 984,4 \text{ кВт},$$

где $G_{\text{пр}}$ — производительность низкотемпературной сушильной установки; $I_{п1}$, $I_{п2}$ — энтальпия продукта перед подачей в низкотемпературную сушильную установку и после выхода из нее. Высота ребра $h_p = (2...3,5) S_p = 0,014...0,0525 \text{ м}$. Далее находим шаг трубы в пучке по фронту и глубине $S_{\text{ш}} = 2h_p + d_n = 0,038...0,115 \text{ м}$.

В воздухоохладителях применяются круглые стальные насадные ребра высотой $h_p = 0,2 \text{ мм}$.

Далее находим длину теплообменной поверхности в направлении движения воздуха $B = (n_p - 1) S_{\text{ш}} = 0,152...0,46 \text{ м}$, где $n_p = 5$ — число рядов теплообменных труб.

Площадь теплообменной секции определим по формуле

$$S = AC = \frac{L_{\text{общ}} S_p}{n_p},$$

где A , C — ширина и длина теплообменной поверхности; $L_{\text{общ}}$ — общая длина труб в воздухоохладителе.

Скорость воздуха в воздухоохладителе

$$w_{\text{вз}} = \frac{\omega_{\text{вз}} \rho_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} = 6,2725...9,4088 \text{ м/с},$$

где $\omega_{\text{вз}} \rho_{\text{вз}} = 8...12 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ — максимально допустимая массовая скорость; $\rho_{\text{вз}} = 1,2754 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность воздуха [7].

Расход воздуха через аппарат

$$G_{\text{вз}} = \frac{Q_0}{I_1 - I_2} = 27,34 \text{ кг}/\text{с},$$

через рабочее сечение аппарата

$$F_{\text{ж}} = \frac{G_{\text{вз}}}{w_{\text{вз}} \rho_1} = 2,3302...3,4954 \text{ м}^2,$$

где $\rho_1 = 1,247 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность воздуха на входе в аппарат.

Находим общую длину труб воздухоохладителя

$$L_{\text{общ}} = \frac{F_{\text{ж}}}{S_{\text{ш}} - \left(d_{\text{н}} + \frac{2\delta_{\text{п}}h_{\text{п}}}{S_{\text{п}}} \right)} = 22,4923...128,5074 \text{ м},$$

что позволяет определить ширину теплообменной поверхности по фронту

$$A = \frac{L_{\text{общ}} S_{\text{п}}}{n_{\text{п}} C}.$$

Теплообмен между воздухом и поверхностью воздухоохладителя описывается критериальным уравнением при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб для поверхности с круглыми ребрами:

$$\text{Nu} = c c_s \left(\frac{d_{\text{н}}}{S_{\text{п}}} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_{\text{п}}}{S_{\text{п}}} \right)^{-0,14} \text{Re}^n,$$

где Nu , Re — критерии Нусельта и Рейнольдса; c — коэффициент формы поверхности; $c_s = 1,144$ — коэффициент, учитывающий характер расположения трубок в пучке; n — показатель степени, зависящий от характера движения воздуха в пучке.

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{э}} = \frac{2(S_{\text{ш}} - d_{\text{н}})(S_{\text{п}} - \delta_{\text{п}})}{(S_{\text{ш}} - d_{\text{н}}) + (S_{\text{п}} - \delta_{\text{п}})} = 0,0109...0,0259 \text{ м}.$$

Рассчитаем показатели степени m , n для турбулентного движения воздуха:

$$m = 0,28 + 0,08 \cdot 10^{-3} \text{Re}; \quad n = 0,43 + 0,0066 (B/d_3).$$

Для круглых ребер критерий $\text{Re} = \frac{w_{\text{вз}} S_p}{\nu_{\text{вз}}} = 3301,3158 - 10\,611,4286$ (т. е. более 3000), где $\nu_{\text{вз}} = 13,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — кинематическая вязкость воздуха, получим $m = 0,5441 - 1,1289$, $n = 0,522 - 0,5472$.

Коэффициент формы поверхности трубы при оребрении круглыми насадными ребрами определим следующим образом ($\text{Nu} = 16,0621 - 49,6781$):

$$c = 0,518 - 0,02315 \left(\frac{B}{d_3} \right) + 0,425 \cdot 10^{-3} \left(\frac{B}{d_3} \right)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \left(\frac{B}{d_3} \right)^3 (1,36 - 0,24 \cdot 10^{-3} \text{Re}) = 0,261 - 0,2739.$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи к чистой поверхности воздухоохладителя

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu} \lambda_{\text{вз}}}{d_3},$$

где $\lambda_{\text{вз}} = 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — коэффициент теплопроводности воздуха.

Значения $\lambda_{\text{вз}}$, $\rho_{\text{вз}}$, $\nu_{\text{вз}}$ принимают по справочным данным при средней температуре воздуха в воздухоохладителе, равной нулю, и при $\alpha_k = 32,293 \dots 42,1273 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Осушающее действие воздухоохладителя оценивается коэффициентом влаговываждения ξ на наружной поверхности воздухоохладителя при осаждении влаги в виде инея [8], так как температура кипения хладагента составляет $-15 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\xi = 1 + 2835 \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} = 894,025.$$

Таким образом, условный коэффициент теплопередачи $\alpha_{\text{усл}}$, который учитывает влияние на теплообмен выпадающего инея и неравномерности контакта оребрения, составит

$$\alpha_{\text{усл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k \xi} + \frac{\delta_{\text{и}}}{\lambda_{\text{и}}} + R_{\text{конт}}},$$

где $\delta_{\text{и}}$ — толщина слоя инея; $\lambda_{\text{и}}$ — коэффициент теплопроводности инея; $R_{\text{конт}}$ — термическое сопротивление в месте контакта стальных насадных ребер.

Толщина слоя инея, при котором воздухоохладитель обеспечивает требуемую холодопроизводительность, по технологическим нормам не должна превышать 3...4 мм, $\lambda_{\text{и}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, для стальных насадных ребер $R_{\text{конт}} = 0,005 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [9], $\alpha_{\text{усл}} = 39,9576...49,9136 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Условный коэффициент теплоотдачи приводится к внутренней поверхности теплообменной трубы, затем определим приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{усл}} \left[\frac{F_{\text{ор}}}{F_{\text{вн}}} E \psi + \left(1 - \frac{F_{\text{мп}}}{F_{\text{вн}}} \right) \right],$$

где $F_{\text{ор}}$ и $F_{\text{вн}}$ — площади оребренной и внутренней поверхностей одного метра трубы; $F_{\text{мп}}$ — площадь межреберного пространства одного метра трубы; E — коэффициент эффективности ребра; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра, принимается равным 0,85.

Площадь оребренной поверхности одного метра трубы для поверхности с круглыми ребрами составляет

$$F_{\text{ор}} = 2\pi h_{\text{р}} (h_{\text{р}} + d_{\text{н}}) \frac{1}{S_{\text{р}}} = 0,3014...1,3738 \text{ м}^2/\text{м},$$

после этого находим удельную площадь внутренней поверхности

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} L = 0,0251 \text{ м}^2/\text{м},$$

где L — длина внутренней поверхности трубы.

На площадь межреберного пространства одного метра трубы влияют непосредственно сам материал трубы и шаг ее оребрения:

$$F_{\text{мп}} = \pi d_{\text{н}} \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{S_{\text{р}}} \right) = 0,0305...0,0310 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Определим коэффициент эффективности ребра

$$E = th(m'h') / (m'h') = \left(\frac{sh(m'h')}{ch(m'h')} \right) / (m'h') = \left(\frac{e^{(m'h')} - e^{-(m'h')}}{e^{(m'h')} + e^{-(m'h')}} \right) / (m'h') = \left(\frac{e^{2(m'h')} - 1}{e^{2(m'h')} + 1} \right) / (m'h'),$$

где h' — приведенная высота ребра; m' — коэффициент, учитывающий материал ребра [10].

Приведенную высоту ребра определим по формуле для поверхности с круглыми ребрами:

$$h' = 0,5(D_{ор} - d_n) \left(1 + 0,805 \lg \left(\frac{D_{ор}}{d_n} \right) \right) = 0,0205 \dots 0,0973 \text{ м,}$$

где $D_{ор} = 2h_p + d_n = 0,038 \dots 0,115$ м — диаметр оребрения.

От коэффициента, учитывающего материал, зависит эффективность ребер:

$$m' = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_p \lambda_p}} = 80,3654 \dots 91,7903,$$

где λ_p — коэффициент теплопроводности материала ребра, для ребер из стали $\lambda_p = 50$ Вт/(м · К).

В результате получим коэффициент эффективности ребра $E = 0,112 \dots 0,5636$. Таким образом, $\alpha_{пр} = 198,7412 \dots 276,4252$ Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи при кипении хладагента (фреона) внутри трубы определим по следующей зависимости:

$$\alpha_{хл} = A q_{F_{вн}}^{0,6} (\omega_{ж} \rho_{ж}) d_{вн}^{-0,2},$$

где A — коэффициент, зависящий от типа фреона и температуры кипения; $q_{F_{вн}}^{0,6}$ — удельный тепловой поток, отнесенный к внутренней поверхности теплообмена; $\omega_{ж}$ — скорость жидкого хладагента в трубе в зоне кипения; $\rho_{ж}$ — плотность жидкого хладагента [11].

Скорость жидкого хладагента в трубе в зоне кипения $\omega_{ж} = 0,05 \dots 0,15$ м/с. Коэффициент A выбирается по справочным данным и составляет $A = 1,115$ для фреона 22. Плотность жидкого хладагента также принимается по табличным данным и составляет $\rho_{ж} = 1315$ кг/м³ [12, 13].

В правой части уравнения для коэффициента теплоотдачи неизвестным является значение $q_{F_{вн}}$, поэтому для упрощения вычислений рассмотрим постоянный коэффициент

$$A_1 = A (\omega_{ж} \rho_{ж}) d_{вн}^{-0,2} = 192,554 \dots 577,6621 \text{ (кг/(м}^3 \cdot \text{с))}^{0,2},$$

при этом $A_1 = f(\omega_{ж})$.

Далее находим среднюю логарифмическую разность температур в воздухоохладителе:

$$\theta = (t_1 - t_2) / \lg \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = 28,6135 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Рабочая точка воздухоохладителя определяется графически из системы уравнений, характеризующих интенсивность удельных тепловых потоков со стороны воздуха и хладагента:

$$q_{F_{\text{вн.вз}}} = \alpha_{\text{пр}} (t_{\text{ср}} - t_{\text{ст}});$$

$$q_{F_{\text{вн.хл}}} = A_1 (t_{\text{ст}} - t_0)^{2,25}.$$

Данную систему уравнений решаем графически (рис. 1). Точка пересечения графиков уравнений позволяет определить значение рабочего теплового потока в воздухоохладителе и рабочую температуру стенки трубы воздухоохладителя [14].

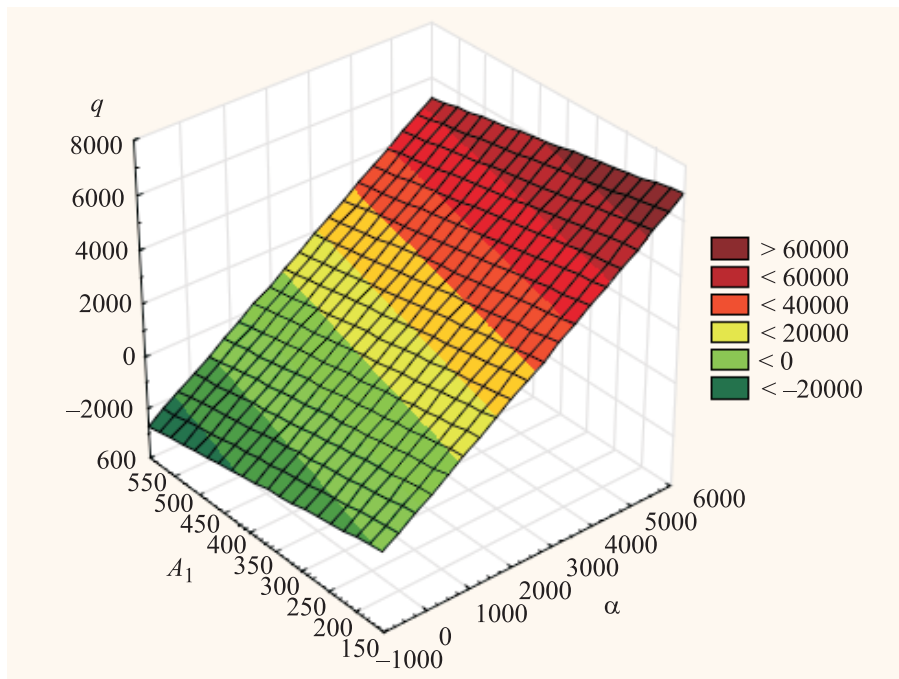


Рис. 1. Зависимость теплового потока q , отнесенного к внутренней поверхности, от коэффициента теплоотдачи α и коэффициента $A_1 = f(\omega_{\text{ж}})$ ($q = 7507,69535 + 11,3331x - 38,9018y$)

Приведенная система уравнений решена с помощью прикладных программ Excel, STATISTICA и Mathcad. Результаты расчетов приведены в таблице и на рис. 1.

Значения удельного теплового потока $q_{F_{\text{вн}}}$, Вт/м²

Скорость жидкого хладагента $\omega_{\text{ж}}$, м/с	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}}$, Вт/(м ² · К)		
	276,4252	222,2082	198,7412
0,05	3184	2624	2374
0,10	3417	2797	2523
0,15	3528	2879	2593

После определения рабочей точки и средней логарифмической разности вычисляем коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, относенный к его внутренней поверхности:

$$K_{F_{\text{вн}}} = \frac{q_{F_{\text{вн}}}}{\theta} = 90,6216 \dots 111,276 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В свою очередь площадь внутренней поверхности теплообмена воздухоохладителя определим по следующей формуле:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{F_{\text{вн}}}} = 309,1709 \dots 379,6375 \text{ м}^2.$$

Далее рассчитаем площадь внутренней поверхности теплообмена одной секции:

$$F'_{\text{вн}} = F_{\text{ж}} \frac{\pi d_{\text{вн}}}{S_{\text{ш}} - \left(d_{\text{н}} + \frac{2\delta_{\text{п}} h_{\text{п}}}{S_{\text{п}}} \right)} = 0,848 \dots 2,1531 \text{ м}^2.$$

Таким образом, число секций воздухоохладителя $z = F_{\text{вн}}/F'_{\text{вн}} = 143,5934 \text{--} 447,6857$, т. е. от 144 до 448 секций.

Определим общую длину теплообменных трубок в секции воздухоохладителя:

$$L'_{\text{общ}} = \frac{F'_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} = 33,7408 \dots 85,669 \text{ м}.$$

В результате находим аэродинамическое сопротивление аппарата по воздуху [15]:

$$\Delta P = 0,0113 (\omega_{\text{вз}} \rho_{\text{вз}})^{1,7} \left(\frac{B}{d_3} \right) = 5,4044 \dots 13,7134 \text{ Па}.$$

На рис. 2, а, б приведены два варианта компоновки воздухоохладителя для различных параметров теплообменной поверхности. Для компоновки охладителя по варианту а аэродинамическое сопротивление аппарата составит $\Delta P = 5,4044$, для варианта б — $\Delta P = 13,7134$.

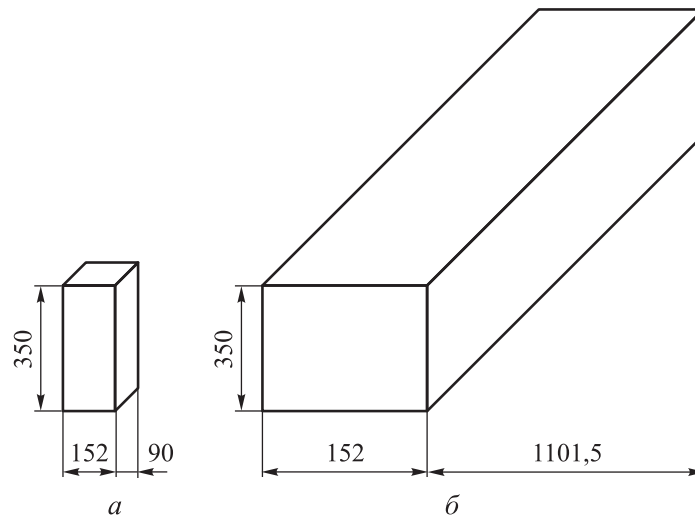


Рис. 2. Варианты компоновки воздухоохладителя для различных сечений воздуховода сушилки:

a — при $S_p = 7$ мм, $h_p = 14$ мм, $S_{ш} = 38$ мм; *б* — при $S_p = 15$ мм, $h_p = 52,5$ мм, $S_{ш} = 115$ мм

Результаты. Разработанная методика теплового и конструктивного расчетов теплообменной поверхности воздухоохладителя для низкотемпературной сушильной установки позволяет рационально осуществлять компоновку воздухоохладителя, состоящего из отдельных модульных секций. Например, для низкотемпературной сушильной установки с холодопроизводительностью 1 МВт и выпадением влаги в виде инея (поскольку температура конденсации составляет -15 °С) лучше всего применять компоновку по варианту *б* (см. рис. 2), так как при уменьшении шага ребра выпадающая влага начнет перекрывать живое сечение воздухоохладителя, что неизбежно приведет к снижению теплообмена между воздухом и хладагентом и ухудшению работы сушильной установки.

Заключение. В результате расчетов и анализа данных математической модели выявлено, что, изменяя начальные условия теплообмена и конструктивного ограничения модульных секций теплообмена, можно оптимизировать конечную конструкцию требуемого воздухоохладителя и таким образом осуществить эффективную работу низкотемпературной сушильной установки.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Степанова Е.Г., Жлобо Р.А., Печерица М.А. и др. Оценка потенциала использования тепловых насосов в сахарной промышленности. *Механика, оборудование, материалы и технологии. IV Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2021, с. 350–355.

- [2] Степанова Е.Г., Жлобо Р.А., Мойдинов Д.Р. и др. Исследование реологических свойств сырого свекловичного жома при механическом обезвоживании симплекс-методом. *Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности. Сб. науч. ст. III Междунар. науч. конф.* М., Конверт, 2021, с. 110–112.
- [3] Степанова Е.Г. Применение электротехнологии в производстве сахара из свеклы. *Известия высших учебных заведений. Пищевая технология*, 2007, № 1, с. 61–62.
- [4] Степанова Е.Г. Применение электротехнологии в производстве кормов из свекловичного жома. *Известия высших учебных заведений. Пищевая технология*, 2005, № 4, с. 47–48.
- [5] Жлобо Р.А., Степанова Е.Г., Томашев И.В. и др. Зависимость коэффициента сжимаемости хлордифторметана от давления при различных температурах. *Механика, оборудование, материалы и технологии. IV Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2021, с. 486–494.
- [6] Сакун И.А., ред. Холодильные машины. Л., Машиностроение, 1985.
- [7] Быков А.В., ред. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытаний холодильных машин. М., Легкая и пищевая промышленность, 1984.
- [8] Кошкин Н.Н., ред. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л., Машиностроение, 1976.
- [9] Шамаров М.В., Зайцев А.С. Анализ теплопередачи в процессе замораживания и плавления на примере аккумулятора холода из тепловых труб. *Механика, оборудование, материалы и технологии. Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2020, с. 981–982.
- [10] Шамаров М.В., Сазоненко В.М. Анализ повышения эффективности работы теплового насоса «воздух–воздух». *Механика, оборудование, материалы и технологии. Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2019, с. 399–406.
- [11] Шамаров М.В., Сазоненко В.М. Альтернативные источники энергии для работы тепловых насосов. *Механика, оборудование, материалы и технологии. Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2019, с. 445–449.
- [12] Гукасян А.В., Смычагин Е.О., Жлобо Р.А. Многокритериальное исследование охладителей для подсолнечного жмыха. *Инновационные направления интеграции науки, образования и производства. Междунар. науч.-практ. конф.* Керчь, КГМТУ, 2020, с. 69–71.
- [13] Гукасян А.В., Смычагин Е.О., Жлобо Р.А. Анализ и оценка эффективности охладителей подсолнечного жмыха методом многокритериального исследования. *Механика, оборудование, материалы и технологии. Междунар. науч.-практ. конф.* Краснодар, Принт Терра, 2020, с. 986–988.
- [14] Степанова Е.Г., Орлов Б.Ю., Жлобо Р.А. Приборы и техника низкотемпературных систем. Краснодар, КубГТУ, 2021.
- [15] Степанова Е.Г., Жлобо Р.А., Печерица М.А. и др. Применение холодильной техники для очистки сточных вод пищевых предприятий. *Инновационные направления интеграции науки, образования и производства. Междунар. науч.-практ. конф.* Керчь, КГМТУ, 2022, с. 64–66.

Жлобо Руслан Андреевич — старший преподаватель кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения КубГТУ (Российская Федерация, 350072, г. Краснодар, Московская ул., д. 2).

Шамаров Максим Владимирович — канд. техн. наук, доцент кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения КубГТУ (Российская Федерация, 350072, г. Краснодар, Московская ул., д. 2).

Степанова Евгения Григорьевна — канд. техн. наук, доцент кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения КубГТУ (Российская Федерация, 350072, г. Краснодар, Московская ул., д. 2).

Зайцев Артём Сергеевич — аспирант кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения КубГТУ (Российская Федерация, 350072, г. Краснодар, Московская ул., д. 2).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Жлобо Р.А., Шамаров М.В., Степанова Е.Г. и др. Об улучшении характеристик испарителя для низкотемпературной сушки свекловичного жома. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 2 (145), с. 83–97.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-2-83-97>

**ON IMPROVEMENT OF EVAPORATOR CHARACTERISTICS
FOR THE BEET PUMP LOW-TEMPERATURE DRYING**

R.A. Zhlobo

M.V. Shamarov

E.G. Stepanova

A.S. Zaytsev

rzhlobo@bk.ru

schmax@mail.ru

egs2128@mail.ru

tanketka.2013@mail.ru

KUBSTU, Krasnodar, Russian Federation

Abstract

A method was developed for thermal and structural calculation of the low-temperature plant air cooler designed for drying the beet pulp. Efficiency of the air cooler operation with moisture falling on the heat exchange surface, as well as optimization of the air cooler structural layout, were evaluated. The low-temperature drying plant productivity, for which the air cooler was designed, was taken equal to 21.4 kg/s of wet beet pulp (according to the drum dryer standard nomenclature). Length of the heat exchange surface was calculated through the pipes' pitch along the front and depth, as well as the cooling capacity,

Keywords

Air cooler, low-temperature drying, cooling, dehumidification, heat exchange

on which basis the airflow was obtained making it possible to determine the device free section and the total length of the air cooler. Using these data, it becomes possible to effectively arrange and select equipment of the required overall dimensions. Nusselt and Reynolds criteria, heat transfer coefficient to the air cooler clean surface, reduced heat transfer coefficient, efficiency coefficients of the fin and of the heat transfer with freon boiling in the pipe, conditional heat transfer coefficient, as well as the wall temperature value, specific heat flux, moisture loss on the evaporator surface, heat transfer coefficient and device aerodynamic resistance in air were calculated

Received 23.09.2022

Accepted 16.01.2022

© Author(s), 2023

REFERENCES

- [1] Stepanova E.G., Zhlobo R.A., Pecheritsa M.A., et al. [Evaluation of the potential of using heat pumps in the sugar industry]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. IV Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [IV Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2021, pp. 350–355 (in Russ.).
- [2] Stepanova E.G., Zhlobo R.A., Moydinov D.R., et al. [Study of the rheological properties of raw beet pulp during mechanical dehydration by the simplex method]. *Prioritetnye napravleniya innovatsionnoy deyatel'nosti v promyshlennosti. Sb. nauch. st. III Mezhdunar. nauch. konf.* [Priority areas of innovative activity in the industry. Proc. III Int. Sc. Conf.]. Moscow, Konvert Publ., 2021, pp. 110–112 (in Russ.).
- [3] Stepanova E.G. The use of electrical technology in the production of sugar from beets. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Pishchevaya tekhnologiya* [Izvestiya Vuzov. Food Technology], 2007, no. 1, pp. 61–62 (in Russ.).
- [4] Stepanova E.G. The use of electrical technology in the production of feed from beet pulp. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Pishchevaya tekhnologiya* [Izvestiya Vuzov. Food Technology], 2005, no. 4, pp. 47–48 (in Russ.).
- [5] Zhlobo R.A., Stepanova E.G., Tomashev I.V., et al. [Dependence of chlorodifluoromethane compressibility coefficient on pressure at different temperatures]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2021, pp. 486–494 (in Russ.).
- [6] Sakun I.A., ed. *Kholodilnye mashiny* [Refrigeration machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1985.
- [7] Bykov A.V., ed. *Teploobmennye apparaty, pribory avtomatizatsii i ispytaniy kholodilnykh mashin* [Heat exchangers, automation devices and testing of refrigeration machines]. Moscow, Legkaya i pishchevaya promyshlennost Publ., 1984.

- [8] Koshkin N.N., ed. *Teplovye i konstruktivnye raschety kholodilnykh mashin* [Thermal and structural calculations of refrigeration machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1976.
- [9] Shamarov M.V., Zaytsev A.S. [Analysis of heat transfer during freezing and melting on the example of a cold accumulator from heat pipes]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2020, pp. 981–982 (in Russ.).
- [10] Shamarov M.V., Sazonenko V.M. [Analysis of improving the efficiency of the air-to-air heat pump]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2019, pp. 399–406 (in Russ.).
- [11] Shamarov M.V., Sazonenko V.M. [Alternative energy sources for the operation of heat pumps]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2019, pp. 445–449 (in Russ.).
- [12] Gukasyan A.V., Smychagin E.O., Zhlobo R.A. [Multi-criteria study of coolers for sunflower cake]. *Innovatsionnye napravleniya integratsii nauki, obrazovaniya i proizvodstva. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Innovative Integration Directions of Science, Education and Production. Proc. Sc.-Pract. Conf.]. Kerch, KSMTU Publ., 2020, pp. 69–71 (in Russ.).
- [13] Gukasyan A.V., Smychagin E.O., Zhlobo R.A. [Analysis and evaluation of the efficiency of sunflower cake coolers by the method of multi-criteria research]. *Mekhanika, oborudovanie, materialy i tekhnologii. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanics, Equipment, Materials and Technologies. Int. Sc.-Pract. Conf.]. Krasnodar, Print Terra Publ., 2020, pp. 986–988 (in Russ.).
- [14] Stepanova E.G., Orlov B.Yu., Zhlobo R.A. *Pribory i tekhnika nizkotemperaturnykh sistem* [Devices and technology of low-temperature systems]. Krasnodar, KubSTU Publ., 2021.
- [15] Stepanova E.G., Zhlobo R.A., Pecheritsa M.A., et al. [Application of refrigeration equipment for wastewater treatment of food enterprises]. *Innovatsionnye napravleniya integratsii nauki, obrazovaniya i proizvodstva. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Innovative Integration Directions of Science, Education and Production. Proc. Sc.-Pract. Conf.]. Kerch, KSMTU Publ., 2022, pp. 64–66 (in Russ.).

Zhlobo R.A. — Senior Lecturer, Department of Technological Equipment and Life Support Systems, KUBSTU (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, 350072 Russian Federation).

Shamarov M.V. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Technological Equipment and Life Support Systems, KUBSTU (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, 350072 Russian Federation).

Stepanova E.G. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Technological Equipment and Life Support Systems, KUBSTU (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, 350072 Russian Federation).

Zaytsev A.S. — Post-Graduate Student, Department of Technological Equipment and Life Support Systems, KUBSTU (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, 350072 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Zhlobo R.A., Shamarov M.V., Stepanova E.G., et al. On improvement of evaporator characteristics for the beet pump low-temperature drying. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 2 (145), pp. 83–97 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-2-83-97>