

В. В. Дударев, канд. техн. наук, доцент; В. Б. Кунтыш, д-р техн. наук, профессор

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В БАССЕЙНАХ ДЛЯ ОТТАИВАНИЯ БРЕВЕН

For the first time the opportunity of application in pools for thawing logs of small manufactures of high-temperature mineral oils instead of hot water or pair is offered and proved. The engineering scheme of communications of the heat-carrier is developed and the non-standard equipment is calculated. Demanded heat receive by burning the enterprise wood waste.

Введение. Необходимым этапом в подготовке древесины к механической обработке в зимнее время года является оттаивание бревен. Это мероприятие делает древесину более мягкой и пластичной, позволяя тем самым избежать быстрого затупления пил, фрез и другого инструмента в процессе обработки древесной заготовки. Для организации оттаивания бревен на крупных предприятиях используются специальные бассейны, которые в зависимости от расположения предприятия могут быть в виде запруды, если предприятие расположено на берегу реки или озера, или наливные, когда бассейн представляет собой искусственный водоем с дренажной системой.

Создание таких бассейнов и поддержание их в рабочем состоянии требует существенных энергетических, а значит, и экономических затрат, так как температура огромного количества воды в зимнее время должна поддерживаться на уровне 1 °С круглосуточно. В качестве примера приведем размеры бассейна предприятия со сменной по распиловке производительностью 200 м³ древесины, работающего в две смены при времени оттаивания бревен в течение смены. При таком режиме работы данному предприятию необходим бассейн с общей площадью в 2880 м² при глубине не менее 1,5 м.

За последнее десятилетие в деревообрабатывающей отрасли произошли определенные изменения. Наряду с государственными предприятиями появились предприятия с частной формой собственности, которые обеспечивают небольшой объем переработки древесины. Новые предприятия столкнулись с рядом проблем. Так, одно из частных коммерческих предприятий г. Борисова по изготовлению тарной доски из древесины тополя заказало разработку системы теплоснабжения бассейна по оттаиванию бревен. Объем переработки древесины этого предприятия составляет 24 м³/сут при двухсменной продолжительности рабочего дня. Необходимость данной работы была вызвана следующими причинами:

запретом проматомнадзора Республики Беларусь таким предприятиям использовать паровые котлы в системе теплоснабжения бассейнов;

существенным увеличением риска заморозки системы теплоснабжения бассейнов при ис-

пользовании в качестве теплоносителя горячей воды при одно- или двухсменном режиме работы предприятия;

необходимостью перехода с целью повышения рентабельности производства на местные виды топлива – древесные отходы.

Указанная проблема была решена на основании разработки системы теплоснабжения бассейнов с применением в качестве теплоносителя минеральных масел. При таком объеме производства не требуется сооружение бассейна с такими характеристиками, которые были приведены выше. Поэтому для оттаивания бревен из цилиндрических емкостей были изготовлены три ванны длиной 4,2 м, шириной 2,7 м и высотой 1,91 м каждая. Объем одной закладки бревен такой ванны составляет 8 м³. По дну каждой ванны была уложена нагревательная секция, выполненная из отрезков трубы диаметром 38 мм, соединенных по типу «калач». Между собой ванны соединены параллельно и образуют вместе с экономайзером замкнутую систему теплоснабжения. Конструктивное решение экономайзера представляет собой компоновку четырехходового радиаторного теплообменника из биметаллических оребренных труб, в которых нагрев минерального трансформаторного масла осуществляется смесью дымовых газов и атмосферного воздуха, подающейся в межтрубное пространство экономайзера из смесителя, установленного сразу после топочного агрегата, сжигающего древесные отходы производства. Циркуляцию минерального масла от экономайзера к нагревательным секциям ванн и обратно обеспечил масляный шестеренчатый насос, установленный на возвратной линии. С целью снижения тепловых потерь в окружающую среду боковые поверхности ванн были теплоизолированы, а сами ванны зарыты в грунт и накрыты сверху деревянными щитами.

Основная часть. Далее приводятся основные элементы расчета системы теплоснабжения, подтверждающие возможность применения высокотемпературных вязких теплоносителей вместо воды или пара. Расчет теплоты q , (кДж/м³) и времени τ , (час), необходимых для оттаивания бревен, проводился по методике [1]. Температура воды в ваннах принималась равной $t_{\nu} = 60^{\circ}\text{C}$, а наружная зимняя

температура воздуха для Минска составила $t_o = -22,5^\circ\text{C}$. Тогда

$$q = krp \frac{W - 15}{100}, \quad (1)$$

$$\tau = \frac{q}{\lambda t_V} \left(\frac{D^2 - d^2}{16} - \frac{d^2}{8} \ln \frac{D}{d} \right), \quad (2)$$

где k – поправочный коэффициент, равный при $t_o = -22,5^\circ\text{C}$ – $k = 1,2$; r – удельная теплота кристаллизации воды, кДж/кг; ρ , λ – плотность, кг/м³ и теплопроводность древесины, Вт/(м·К); W – влажность древесины, %; D , d – размеры, ограничивающие глубину оттаивания, мм. Для бревен диаметром $D = 400$ мм, при требуемой глубине оттаивания $0,5(D - d) = 150$ мм параметры (1) и (2) составили $q = 130$ МДж/м³ и $\tau = 18$ ч (12 ч при $W = 70\%$). Далее эти параметры использовались для определения часового расхода теплоты $Q_{\text{час}}$ и соответственно тем самым для определения тепловой мощности экономайзера:

$$Q_{M^3} = (\rho c_{(-)}(0 - t_o) + q + \rho c_{(+)}(\bar{t} - 0)) \times \frac{D^2 - d^2}{D^2}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{час}} = Q_{M^3} \cdot \frac{P}{\tau_{\text{см}}}, \quad (4)$$

где Q_{M^3} – расход теплоты на оттаивание 1 м³ древесины, кДж/м³; ρc – объемная теплоемкость древесины при $t = -11^\circ\text{C}$ и при $\bar{t} = 30^\circ\text{C}$, кДж/(м³·К); P – производительность предприятия, 24 м³/сут при $\tau_{\text{см}} = 2$. С учетом тепловых потерь, которые учитывались при расчете коэффициентом запаса 1,33 тепловая мощность экономайзера составила $Q_3 = 125$ кВт. Задавшись максимально допустимыми температурами теплоносителей на входе и выходе, соответственно, трансформаторное масло – $t'_1 = 50^\circ\text{C}$, $t''_1 = 110^\circ\text{C}$; греющая смесь – $t'_2 = 300^\circ\text{C}$, $t''_2 = 200^\circ\text{C}$, определили расходы теплоносителей по формуле

$$V_i = \frac{Q_3}{\rho c_i(t''_i - t'_i)}, \quad (5)$$

они составили $V_1 = 4,4$ м³/ч и $V_2 = 5900$ м³/ч. Здесь ρc_i – объемная теплоемкость теплоносителя, кДж/(м³·К), взятая при средней температуре $t_m = 0,5(t'_i + t''_i)$.

Пучок труб был изготовлен из биметаллической оребренной трубы со следующими параметрами: диаметр ребра $d = 49$ мм; высота ребра $h = 10,5$ мм; толщина ребра $\Delta = 0,85$ мм; шаг ребер $s = 3,5$ мм; диаметр трубы по основанию ребер $d_0 = d - 2h = 28$ мм; наружный диаметр несущей трубы – $d_n = d_k = 23$ мм; внутренний диаметр трубы – $d_1 = 21$ мм; полная внешняя площадь – $0,834$ м²/м; длина трубы –

2000 мм. Ребра выполнены алюминиевыми, а труба – из углеродистой стали.

Применена шахматная компоновка труб (оси трех соседних труб образуют равносторонний треугольник) с шагом труб по фронту $S_1 = 55$ мм и продольным шагом труб $S_2 = 0,866 \cdot S_1 = 48$ мм. Окончательная компоновка представляла собой четырехходовой по маслу теплообменник, состоящий из четырех двухрядных секций, по 7 труб в каждой, всего 8 рядов. Таким образом, габариты пучка труб составили: ширина – $4 \cdot S_2 = 220$ мм; протяженность – $8 \cdot S_2 = 381$ мм; высота – 2000 мм; площадь сечения по фронту – $f_s = 440$ мм²; площадь теплообмена – $45,9$ м².

Тепловой и гидравлический расчет экономайзера проводился по [2].

Коэффициент загромождения по фронту движения горячего теплоносителя определялся соотношением

$$\chi = 1 - \frac{1}{S_1} \cdot (d_0 + 2h \frac{\Delta}{s}) = 0,41. \quad (6)$$

Скорость движения горячего теплоносителя в узком сечении пучка w_2 , м/с, рассчитывалась как

$$w_2 = \frac{V_2}{\chi \cdot f_s} = 9,14. \quad (7)$$

Число Рейнольдса

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot s}{\nu_2} = 814, \quad (8)$$

где ν_2 – коэффициент кинематической вязкости греющей смеси, м²/с,

Число Нуссельта

$$Nu_2 = 0,132 \cdot C_z \cdot C_\gamma \cdot C_\phi \cdot \left(\frac{S_1 - d_0}{0,866 S_1 - d_0} \right)^m \times \left(\frac{d_0}{s} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} \cdot Re_2^{0,73} = 5, \quad (9)$$

где $m = 0,53 - 0,019\phi$ – показатель степени; ϕ – коэффициент оребрения трубы. Конвективный коэффициент теплоотдачи со стороны оребрения α_{2k} , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ рассчитывался как

$$\alpha_{2k} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{s} = 63, \quad (10)$$

где λ_2 – коэффициент теплопроводности греющей смеси, Вт/(м·К).

Скорость масла в оребренной трубе составляла

$$w_1 = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot N} = 0,5 \text{ м/с},$$

где $N = 7$ – число оребренных труб в каждой секции. Числа Рейнольдса $Re_1 = 2884$ и Грасгофа $Gr_1 = 463\,900$, что соответствует переходной зоне. Для этого случая число Нуссельта можно рассчитать по зависимости

$$Nu_1 = K_0(Re_1, Gr_1) \cdot Pr_1 \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 75,9, \quad (11)$$

где K_0 – комплекс, определяемый экспериментально.

Тогда теплоотдача с внутренней поверхности оребренной трубы α_1 , $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, составит

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = 382, \quad (12)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности масла, $Вт/(м \cdot К)$.

Коэффициент теплопередачи через оребренную трубу k , $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, согласно [2] имеет выражение:

$$k = \left(\frac{\varphi \cdot d_{0ct}}{d_{1ct}} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_k \right) + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_k} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = 19,3, \quad (13)$$

где $\delta_{ct} = 0,5(d_n - d_1)$ – толщина стенки несущей трубы, м; $\delta_a = 0,5(d_0 - d_n)$ – толщина стенки алюминиевой ребристой оболочки, м; λ_{ct} , λ_a – соответственно коэффициент теплопроводности стенки несущей трубы и ребристой оболочки, $Вт/(м \cdot К)$; R_k – термическое контактное сопротивление биметаллической ребристой трубы, $(м^2 \cdot К)/Вт$; α_2 – приведенный коэффициент теплоотдачи ребристой трубы, $Вт/(м \cdot К)$.

Значения R_k и α_2 вычисляются по зависимостям [2].

При заданных входных и выходных температурах теплоносителей средний температурный напор между теплоносителями составил $\Delta t = 170^\circ C$.

Расчетная площадь теплообмена F_p , $м^2$, оказалась

$$F_p = \frac{Q_3}{k \cdot \Delta t} = 40,3. \quad (14)$$

Таким образом, запас по площади теплообмена скомпонованного экономайзера ($45,9 м^3$) составил 5%, т. е. тепловой расчет дал удовлетворительный результат.

Потери, кПа, на трение в трубах экономайзера определялись как

$$\xi_1 = 0,3164 Re_1^{-0,25} = 0,043; \quad (15)$$

$$\Delta p_{тр} = \xi_1 \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = 12,27;$$

местные гидравлические сопротивления в экономайзере

$$\Delta p_m = \sum \xi_m \cdot \frac{\rho_1 w^2}{2} = 0,96 \text{ кПа}, \quad (16)$$

а общие составили

$$\Sigma \Delta p_1 = \Delta p_{тр} + \Delta p_m = 13,23, \quad (17)$$

Транспорт масла осуществлялся по трубопроводу, имевшему следующие характеристики: диаметр трубы $d_T = 30$ мм; длина прямой и обратной ветки $l_T = 75$ м; скорость теплоносителя в трубе $w_T = 2$ м/с. Числа Рейнольдса и гидравлические потери на прямом и обратном трубопроводе соответственно составили $Re_n = 27\,270$; $Re_o = 7916$; $\xi_n = 0,025$; $\xi_o = 0,034$; $\Delta p_n = 101,6$ кПа; $\Delta p_o = 144,6$ кПа.

Заключение. Как видно из сопоставления результатов, основной вклад в гидравлические потери дает сопротивление трению при прокачке теплоносителя по магистральным линиям. Поэтому гидравлические потери в нагревателях ванн ориентировочно принимались равными общим потерям в экономайзере. Тогда суммарные потери всей системы теплоснабжения $\Sigma \Delta p = 2 \cdot \Sigma \Delta p_1 + \Delta p_n + \Delta p_o = 273$ кПа $\approx 0,3$ МПа.

С учетом КПД насоса $\eta_n = 0,8$ мощность его двигателя N_d , 0,5 кВт равна

$$N_d = \frac{V_1 \cdot \Sigma \Delta p_1}{\eta_n} = 436 \text{ Вт} \approx 0,5 \text{ кВт}. \quad (18)$$

По рассчитанному суммарному перепаду давления, мощности двигателя и рассчитанному ранее объемному расходу масла был выбран и установлен на обратном трубопроводе, имеющем оптимальную для насоса температуру масла $50^\circ C$, шестеренчатый насос НШ40В-3.

Аэродинамический расчет [2] со стороны смеси дымовых газов и воздуха (здесь не приводится) дал $\Delta p = 0,5$ кПа, а мощность двигателя дымососа составила $N = 2,3$ кВт.

Результаты представленной работы внедрены на малом частном коммерческом предприятии по производству тарной дощечки и могут представлять интерес для других предприятий.

Литература

1. Соколов, П. В. Проектирование сушильных и нагревательных установок для древесины / П. В. Соколов. – М.: Лесная пром-сть, 1965. – 330 с.
2. Примеры расчетов нестандартизованных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]; под общ. ред. В. Б. Кунтыша. – СПб.: Недра, 2000. – 300 с.