

УДК 532.5:621.694

Золотоносов А.Я. – аспирант**Белавина Т.В.** – кандидат технических наук, старший преподаватель**Золотоносов Я.Д.** – доктор технических наук, профессорE-mail: zolotonosov@mail.ru**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

МОДЕРНИЗАЦИЯ УЗЛА ВОДОПОДГОТОВКИ НА БАЗЕ ПАРОСТРУЙНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ НА ОБЪЕКТАХ ПРОМТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

АННОТАЦИЯ

В работе предложено техническое решение по модернизации узла нагрева сырой воды в цехе пароснабжения ОАО «Казаньоргсинтез» путем замены кожухотрубного теплообменного аппарата центробежным пароструйным подогревателем. В ходе проведенных авторами инженерных расчетов была определена энергетическая эффективность ряда известных теплообменных аппаратов и показано, что предложенный аппарат обладает наибольшим энергетическим коэффициентом эффективности.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: модернизация, водоподготовка, теплообменный аппарат, коэффициент эффективности, пароструйный подогреватель, вращающийся вал, «конфузор-диффузор».

Zolotonosov A.J. – post-graduate student**Belavina T.V.** – candidate of technical science, the senior teacher**Zolotonosov J.D.** – doctor of technical sciences, professor**Kazan State University of Architecture and Engineering**

THE UPGRADE OF WATER TREATMENT UNIT BASED ON STEAM JET HEATER INSTALLATIONS IN THE HEAT-POWER ENGINEERING FACILITIES

ABSTRACT

We offer technical solutions to modernize the site of heating the raw water in the steam supply shop «Kazanorgsintez» by replacing the shell and tube heat exchanger centrifugal steam-jet heater. In the course of the authors of engineering calculations was to determine the energy efficiency of a number of known heat exchangers and shown that the proposed device has the highest energy efficiency ratio.

KEYWORDS: modernization, water preparation, heat-exchange the device, effectiveness ratio, steam heater, a rotating shaft, «confuser diffuser».

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в системах водоподготовки предприятий промышленности и на объектах энергетики широко применяются гравитационные струйные аппараты инжекторного и эжекторного типа. Простота схем включения и конструкций обеспечивают широкую область их использования. Однако наряду с преимуществами такие смешивающие устройства обладают и рядом недостатков, а именно: низким КПД, малым коэффициентом инжекции, не превышающим в лучших конструкциях значения 0,2. Остается актуальной и проблема надежной работы таких аппаратов во всех режимах от запуска до остановки [1].

Широко применяемые кожухотрубные теплообменные аппараты [1], в связи с высоким уровнем морального и физического износа (до 80 %) и вследствие длительного срока их эксплуатации (более 45 лет), не обеспечивают на практике требуемых энергетической и теплогидродинамической эффективностей.

В связи с этим представляется перспективной попытка использования в системах водоподготовки ОАО «Казаньоргсинтез» пароструйного подогревателя центробежного типа с теплообменным элементом типа «конфузор-диффузор» с криволинейными стенками и оребренной проточной частью [2].

Существенным преимуществом предлагаемого подогревателя являются высокие коэффициенты инжекции, а также возможность регулирования его производительности без нарушения тепловых и гидродинамических режимов работы аппарата и в целом всей системы водоподготовки.

Процесс водоподготовки, включающий приготовление частичнообессоленной (ЧОВ) и глубокообессоленной воды (ГОВ), реализуется в цехе пароснабжения ОАО «Казаньоргсинтез» методом ионного обмена, который осуществляется путем фильтрования воды через промышленные фильтры, загруженные ионитами.

Исходная вода с расходом $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ с температурой $+ 8 \text{ }^\circ\text{C}$ зимой и $+ 18 \text{ }^\circ\text{C}$ летом подается с водозаборных сооружений ОАО «Казаньоргсинтез» на химводоочистку (ХВО) цеха пароснабжения на насосы поз. 25 (рис.), откуда поступает в двухходовые кожухотрубные теплообменники (типа ТН) поз. 27, 28, где подогревается при противотоке до $53,8 \text{ }^\circ\text{C}$ насыщенным паром температурой $110 \text{ }^\circ\text{C}$ давлением $p = 0,15 \text{ МПа}$.

После теплообменников вода направляется на Н-катионитные фильтры поз. 53, 65, а для обессоливания – на анионитные фильтры поз. 66, 67.

Затем вода поступает в декарбонизаторы поз. 55, 69, а из декарбонизаторов насосами поз. 71 подается на Na-катионовые фильтры поз. 58, 59, 72, 93, где снижается один из основных показателей воды – жесткость.

Из фильтров вода сливается в баки ЧОВ поз. 60, 73 и оттуда насосами поз. 74 откачивается в цеха – потребители.

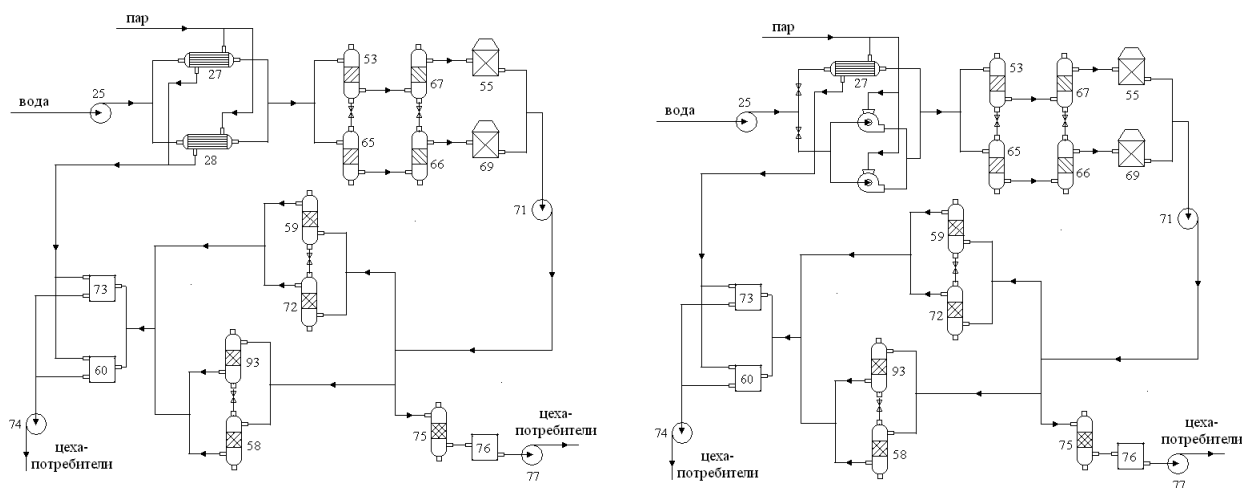


Рис. Схема приготовления частичнообессоленной (ЧОВ) и глубокообессоленной воды (ГОВ) в цехе пароснабжения ОАО «Казаньоргсинтез» (позиции аппаратов по тексту)

Часть декарбонизированной воды насосами поз. 71 откачивается на фильтры смешанного действия поз. 75, загруженные катионитом и анионитом, для глубокого очищения воды от солей и кремневой кислоты, а часть сливается в бак ГОВ поз. 76 и оттуда насосами поз. 77 вода откачивается в цеха – потребители.

ИНЖЕНЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ

Произведем тепловой и гидравлический расчет двухходового кожухотрубного теплообменника с неподвижной трубной решеткой типа ТН при противотоке.

Средний температурный напор рассчитан [3] $\Delta t_{\text{лог}} \approx 76,9 \text{ }^\circ\text{C}$, а средняя температура жидкости принята согласно равенству $t_{cp} = t_{n,cp} - \Delta t_{\text{лог}} \approx 33 \text{ }^\circ\text{C}$.

Физико-химические характеристики воды при средней температуре $t_{cp} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ и насыщенного пара при температуре $t_n = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ приняты согласно [3].

Тепловая нагрузка аппарата определяется по уравнению теплового баланса: $Q = 5281,05 \text{ кВт}$. Тогда расход греющего пара составит $G_n = 2,37 \text{ кг/с}$.

Число Рейнольдса в трубном пространстве теплообменника

$$Re = \frac{4G \cdot r}{pd(n/z)m} = \frac{400 \cdot 994,5}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 244 \cdot 3600 \cdot 0,000757} = 9067,9,$$

здесь z – число ходов в трубном пространстве, n – количество труб.

Для переходной области при $Re = 9067,9$ коэффициент теплоотдачи при сплошном заполнении труб [3]:

$$a_1 = \frac{Nu \cdot l}{d} = \frac{0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \cdot l}{d} = 2116,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \text{ где число Прандтля } Pr = 5,07.$$

Определим коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности горизонтальных труб [3]:

$$a_2 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{l^3 r^2 r g}{m \Delta t d}} = 11358 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

здесь $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение силы тяжести.

Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений равна:

$$\sum \frac{d}{l} = \frac{d}{l_c} + r_{31} + r_{32} = \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{2320} = 0,000718 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи в теплообменнике определяется по уравнению:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2116,8} + 0,000718 + \frac{1}{11358}} = 943,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим гидравлическое сопротивление трубного пространства, с учетом местных сопротивлений:

$$\Delta p_{\text{тр}} = l_{\text{тр}} \frac{z \cdot L}{d} \frac{r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{тр}}^2}{2} + (2,5(z-1) + 2z) \frac{r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{тр}}^2}{2} + \frac{3r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{шт.тр}}^2}{2} = 608,62 \text{ Па}.$$

Здесь скорость жидкости в трубе $u_{\text{тр}} = 0,164 \text{ м}/\text{с}$, диаметр штуцеров в распределительной камере $d_{\text{шт.тр}} = 0,25 \text{ м}$, скорость теплоносителя в штуцерах $u_{\text{шт.тр}} = 0,566 \text{ м}/\text{с}$.

Коэффициент трения [4]:

$$l_{\text{тр}} = 0,25 \left[\lg \left(\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = 0,25 \left[\lg \left(\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{9067,9} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = 0,0098.$$

Скорость пара в межтрубном пространстве $u_{\text{м}} = 15,8 \text{ м}/\text{с}$, скорость теплоносителя в штуцерах межтрубного пространства $u_{\text{шт.м}} = 18,6 \text{ м}/\text{с}$.

Число Рейнольдса, характеризующее режим течения в этой области, равно:

$$Re = \frac{G_{\text{п}} \cdot d_{\text{н}}}{S_{\text{м.тр.}} \cdot m_2} = 31324,2.$$

Гидравлическое сопротивление для межтрубного пространства [4]:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= \frac{3m(x+1)}{Re_{\text{м}}^{0,2}} \cdot \frac{r_{\text{м}} \cdot u_{\text{м}}^2}{2} + 1,5x \cdot \frac{r_{\text{м}} \cdot u_{\text{м}}^2}{2} + \frac{3r_{\text{м}} \cdot u_{\text{шт.м}}^2}{2} = \\ &= \frac{3 \cdot 13 \cdot 5}{31324,2^{0,2}} \cdot \frac{0,801 \cdot 15,8^2}{2} + 6 \cdot \frac{0,801 \cdot 15,8^2}{2} + \frac{3 \cdot 0,801 \cdot 18,6^2}{2} = 2832,5 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Здесь $m = \sqrt{\frac{488}{3}} \approx 13$.

Мощность N_1 , потребляемая двигателем насоса для прокачки жидкости через трубный пучок теплообменника:

$$N_1 = \frac{V \cdot \Delta p}{h} = 0,0273 \text{ кВт.}$$

Мощность N_2 , потребляемая двигателем нагнетателя для подачи пара в межтрубное пространство теплообменника:

$$N_2 = \frac{G_n \cdot \Delta p}{h \cdot r_n} = 12,894 \text{ кВт.}$$

Тогда $N_{\text{общ}} = N_1 + N_2 = 12,921 \text{ кВт.}$

Для оценки эффективности теплообмена академиком Кирпичевым М.В. было предложено использовать энергетический коэффициент, равный отношению количества тепла, отданного поверхностью, к мощности, затраченной на перекачивание теплоносителя относительно поверхности [5]:

$$E = \frac{Q}{N} = 408,72.$$

Рассмотрим одноходовой теплообменник с витыми трубами [6]. Тепловая нагрузка аппарата: $Q = 1977,64 \text{ кВт.}$

Определим критерий Рейнольдса. Для этого определим скорость течения сырой воды в трубе:

$$w = \frac{200}{0,785 \cdot 283 \cdot 0,021^2 \cdot 3600} = 0,56 \text{ м/с,}$$

тогда

$$Re = \frac{0,56 \cdot 0,021}{0,999 \cdot 10^{-6}} = 11772.$$

Скорость теплоносителя в штуцерах трубного пространства:

$$u_{\text{шт.тр}} = \frac{4G_1}{\pi d^2 r_1} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 1000}{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 3600 \cdot 999} = 1,14 \text{ м/с.}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления по длине трубы

$$I_{\text{тр}} = 0,25 \left[\lg \left(\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = 0,25 \left[\lg \left(\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{11772} \right)^{0,9} \right) \right]^{-2} = 0,0375.$$

Гидравлическое сопротивление для трубного пространства [4]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= I_{\text{тр}} \cdot \frac{z \cdot L}{d} \cdot \frac{r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{тр}}^2}{2} + (2,5(z-1) + 2z) \cdot \frac{r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{тр}}^2}{2} + \frac{3r_{\text{тр}} \cdot u_{\text{тр}}^2}{2} = \\ &= 0,0375 \cdot \frac{2,5 \cdot 999 \cdot 0,56}{2 \cdot 0,021} + 2 \cdot \frac{999 \cdot 0,56}{2} + 3 \cdot \frac{999 \cdot 1,14}{2} = 2959 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Скорость теплоносителя в штуцерах межтрубного пространства:

$$u_{\text{шт.тр}} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi d^2 \cdot r_2} = \frac{4 \cdot 16,6}{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 972} = 0,35 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{G_2 \cdot d}{S \cdot m} = \frac{16,6 \cdot 0,025}{0,04 \cdot 0,000355} = 29225.$$

Скорость теплоносителя в межтрубном пространстве:

$$u_m = \frac{G_2}{S_{\text{м.тр}} r_2} = \frac{16,6}{0,04 \cdot 972} = 0,42 \text{ м/с.}$$

Гидравлическое сопротивление для межтрубного пространства:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{3m}{\text{Re}_m^{0,2}} \frac{r_m \cdot u_m^2}{2} + \frac{3r_m \cdot u_{\text{шт.тр}}^2}{2},$$

$$m = \sqrt{\frac{283}{3}} \approx 9,7. \text{ Принимаем } m = 10. \text{ Тогда}$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{3 \cdot 10}{29225^{0,2}} \frac{972 \cdot 0,42^2}{2} + \frac{3 \cdot 972 \cdot 0,35^2}{2} = 506 \text{ Па.}$$

Мощность N (в кВт), потребляемая двигателем насоса для прокачки жидкости через трубный пучок теплообменника с витыми трубами:

$$N_{\text{тр}} = \frac{2958 \cdot 0,06}{0,92 \cdot 1000} = 0,177 \text{ кВт.}$$

$$N_{\text{м.тр}} = \frac{506 \cdot 0,016}{0,92 \cdot 1000} = 0,009 \text{ кВт.}$$

$$N_{\text{общ}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{м.тр}} = 0,186 \text{ кВт.}$$

Энергетический коэффициент теплообменника с витыми трубками равен:

$$E = \frac{Q}{N} = 10632,47.$$

Рассмотрим струйный аппарат ФИС-1 Ду-80. По заводским данным, тепловая нагрузка аппарата: $Q = 2256,8$ кВт. Мощность $N = 247,08$ Вт. Энергетический коэффициент аппарата:

$$E = \frac{Q}{N} = 9134,1.$$

Произведем тепловой и гидравлический расчет центробежного пароструйного подогревателя с приводным валом типа «конфузор-диффузор» с криволинейной теплообменной поверхностью и оребренной проточной частью [2, 7].

Запишем основные конструктивные параметры центробежного пароструйного подогревателя с приводным валом «конфузор-диффузор»: длина $L=2$ м; $d_3 = 0,12$ м [8]; толщина стенки $d = 0,003$ м; конвергентный канал: диаметр входного сечения $d_0 = 0,14$ м; диаметр выходного сечения $d_1 = 0,3$ м; высота входного сечения канала $2z_0 = 0,25$ м; высота выходного сечения канала $2z_1 = 0,02$ м; $d_3 = 0,18$ м [75]; толщина стенки $d = 0,003$ м; длина насадка $L_n = 0,01$ м; $d_3 = 0,01$ м [9]; толщина стенки $d = 0,003$ м.

Нагрев жидкости осуществляется при прямотоке. Средний температурный напор рассчитаем по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{с}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \approx 77,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда среднюю температуру жидкости находим по формуле: $t_{\text{ср}} = t_{\text{н.ср}} - \Delta t \approx 32,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Тепловая нагрузка аппарата определяется из уравнения теплового баланса: $Q = G \cdot c \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 2641,32$ кВт. Расход пара составит $G_{\text{п}} = 1,18$ кг/с.

Определим скорость жидкости в проточной части вращающегося вала $u_{\text{тр}} = 0,018$ м/с.

Тогда число Рейнольдса $\text{Re} = 2812,5.$

Коэффициенты теплоотдачи для воды в проточной части вращающегося вала рассчитывались по выражению [4]:

$$a_1 = \frac{1,4 \text{Re}^{0,33} \text{Pr}^{0,43} e_{\text{сп}} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{жс}}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot L_1}{d_3} = 2599,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

здесь $e_{ep} = \sqrt{\frac{wd_3}{u_{тр}}} - 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot Re$ – коэффициент, учитывающий влияние вращения, d_3 –

эквивалентный диаметр, $u_{тр}$ – средняя скорость потока в канале.

Коэффициент теплоотдачи для пара при «пленочно-капельной» конденсации $a_2 = 21000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [8].

Тогда коэффициент теплопередачи для вращающегося вала:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_{экв1}} + \frac{1}{2l} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2 d_{экв2}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2599,6 \cdot 0,117} + \frac{1}{2 \cdot 17,5} \ln \frac{0,117}{0,12} + \frac{1}{21000 \cdot 0,12}} = 729,95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим коэффициенты теплоотдачи для воды и пара в криволинейном конвергентном канале.

Скорость жидкости в проточной части конвергентного канала: $u_k = 0,026 \text{ м/с}$.

Тогда число Рейнольдса

$$Re = \frac{u_k d_3}{\nu} = 5796,4.$$

Определим коэффициенты теплоотдачи для воды и пара в криволинейном конвергентном канале. Коэффициенты теплоотдачи для воды рассчитывались по выражению [9]:

$$a_1 = \frac{1,72 Re^{0,48} Pr^{0,4} e_{ep} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot l_1}{d_3} = 1760 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

здесь $e_{ep} = \left(\frac{wd_3}{u} \right)^{-1}$ – коэффициент, учитывающий влияние вращения, d_3 – эквивалентный

диаметр [9], u_k – средняя скорость потока в канале.

Коэффициенты теплоотдачи для насыщенного пара [10]:

$$a_2 = 17,7 \frac{r_1}{r_1 - r_0} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_1} \right)^{4/3} \right]^{3/4} \sqrt[4]{\frac{n^2 r l^3 g^2}{gm \Delta t}} = 15840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда коэффициент теплопередачи для криволинейного конвергентного канала:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1760} + 0,000718 + \frac{1}{15840}} = 621,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Расчет мощности аппарата: Мощность аппарата состоит из мощности, затраченной на преодоление инерции барабана и нагрузки в пусковой период

$$N_1 = \frac{1}{2t} (J_1 M + 0,375 J_0 r V) = \frac{1}{240} (7812,5 + 896,24) = 36,29 \text{ Вт},$$

здесь J_1 – окружная скорость на внешнем радиусе r_1 , м/с; J_0 – окружная скорость на внутреннем радиусе r_0 , м/с.

- трения вала в подшипниках $N_2 = IMJ_b g = 0,03 \cdot 9,81 \cdot 375 = 110,36$ Вт ,

- трения пара о стенку $N_3 = 2,94 \cdot 10^{-3} br_1^2 J_1^3 r_n = 2,94 \cdot 10^{-3} \cdot 2,3 \cdot 0,3^2 \cdot 12,5^3 \cdot 0,801 = 0,95$ Вт

Коэффициент трения [9]:

для вращающегося вала

$$I_{тр} = \frac{24,1}{Re^{0,8}} = \frac{24,1}{2219,7^{0,8}} = 0,051;$$

для конвергентного канала

$$I_k = \frac{64}{Re^{0,8}} \frac{J}{u_k} \sqrt{\frac{d}{R_{cp}}} = \frac{64}{5796,4^{0,8}} \frac{5,5}{0,026} \sqrt{\frac{0,18}{0,11}} = 24,47;$$

для насадки

$$I_n = \frac{64}{Re^{0,8}} \frac{J}{u_n} \sqrt{\frac{d}{R_{cp}}} = \frac{64}{6951,4^{0,8}} \frac{15,25}{0,52} \sqrt{\frac{0,01}{0,3}} = 9,22.$$

Гидравлическое сопротивление аппарата:

$$\begin{aligned} \Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_k + \Delta p_n = 2 \cdot \left(I_{тр} \frac{L}{d} + \sum x_m \right) \frac{u_{тр}^2 r}{2} + 6 \cdot \left(I_k \frac{L}{d} + \sum x_m \right) \frac{u_k^2 r}{2} + \\ + 30 \cdot \left(I_n \frac{L}{d} + \sum x_m \right) \frac{u_n^2 r}{2} = 2 \cdot 0,13 + 6 \cdot 56,24 + 30 \cdot 31,56 = 1034,5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Мощность

$$N_4 = \frac{V \cdot \Delta p}{h} = 0,015 \text{ кВт.}$$

Тогда $N_{общ} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = 0,16$ кВт.

Энергетический коэффициент центробежного пароструйного подогревателя:

$$E = \frac{Q}{N} = 16508,25.$$

Таблица

Оценка энергетической эффективности теплообменников
(при равенстве плотности теплового потока $q = 23562$ Вт/м²)

Теплообменник	Тепловая нагрузка Q, кВт	Мощность N, кВт	Энергетический коэффициент, E
Центробежный пароструйный подогреватель (пат. 2306158)	2641,32	0,16	16508,25
Кожухотрубный с витыми трубами	1977,64	0,186	10632,47
Струйный аппарат ФИС-1 Ду-80	2256,8	0,247	9134,1
Кожухотрубный с прямыми трубами	5281,05	12,92	408,72

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базе проведенных инженерных расчетов предложено техническое решение по модернизации узла нагрева сырой воды в цехе пароснабжения ОАО «Казаньоргсинтез» путем замены кожухотрубного теплообменника на центробежный пароструйный подогреватель. Годовой экономический эффект от модернизации узла нагрева сырой воды в цехе пароснабжения ОАО «Казаньоргсинтез» на стадии водоподготовки путем замены кожухотрубных теплообменных аппаратов центробежными пароструйными подогревателями составит в среднем 470000 рублей, срок окупаемости – 2 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белавина Т.В., Золотонос Я.Д. Высокоэффективный пароструйный подогреватель для систем тепло-снабжения жилых и промышленных зданий. // Известия КазГАСУ, 2009. № 1(11). – С. 165-175.
2. Аппарат для проведения процессов теплообмена: пат. 2306518 F28D 11/08 Рос. Федерация. №. 2006105076/06; заявл. 17.02.06.; опубл. 20.09.06; Бюл. № 26. – 3 с.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: МЭИ, 1977. – 392 с.
4. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учеб. пособие для вузов. – М.: Альянс, 2006. – 575 с.
5. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. – Казань: КГТУ, 1999. – 176 с.
6. Теплообменный элемент: пат. на полезную модель № 62694 Рос. Федерация. № 2006143517/22; заявл. 07.12.06; опубл. 27.04.07; Бюл.12.
7. Аппарат для проведения процессов теплообмена: пат. на полезную модель № 100205 Рос. Федерация. № 20101124171/06; заявл. 11.06.10; опубл. 10.12.10; Бюл.34.
8. Золотонос А.Я., Золотонос Я.Д. Методика исследования теплообменных устройств типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор». // Известия КазГАСУ, 2010, № 2 (14). – С. 176-183.
9. Мальцев В.В. Исследование движения газа и теплоотдачи во вращающихся роторах// Вестник электропромышленности, 1962, № 11. – С. 15-22.
10. Белавина Т.В. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в роторе центробежного пароструйного подогревателя и модернизация на его основе узла нагрева воды в системах водоподготовки.// Автореферат канд. дисс. на соиск. степени канд. техн. наук. – Казань, 2009. – 16 с.
11. Кутателадзе С.С. Теплопередача при конденсации и кипении. – М-Л.: Машгиз, 1952. – 230 с.

REFERENCES

1. Belavina T.V., Zolotonosov J.D. The Highly effective steam-ejecting heater for systems of a heat supply of inhabited and industrial buildings//News KazGASU, 2009, № 1 (11). – P.165-175.
2. The device for carrying out of processes heat exchange: the patent 2306518 F28D 11/08 Russian Federation. №. 2006105076/06; It is declared 17.02.06; it is published 20.09.06. The bulletin № 26. – 3 p.
3. Mikheyev M. A, Mikheyev I. M. Of a heat transfer Basis. – M: MEI, 1977. – 392 p.
4. Pavlov K.F., Romankov P.G, Noskov A.A. Example's and a problem at the rate of processes and devices of chemical technology. The manual for high schools. – M: Alliance, 2006. – 575 p.
5. Gortyshov J.F., Oлимпиев V.V .Teploobmennye devices with the intensified heat exchange. Kazan: publishing house KGTU, 1999. – 176 p.
6. A teploobmennyj element: the patent on useful model № 62694 Russian Federation. № 2006143517/22; It is declared 07.12.06; it is published 27.04.07. The bulletin № 12.
7. The device for carrying out of processes of heat exchange: the patent on useful model № 100205 Russian Federation. № 20101124171/06; It is declared 11.06.10; it is published 10.12.10. The bulletin № 34.
8. Zolotonosov A.J., Zolotonosov J.D. A research Technique теплообменных type devices «a pipe in a pipe» with a rotating surface «konfuzor-diffuzor»// News KazGASU, 2010, № 2 (14). – P. 176-183.
9. Maltsev V.V. Issledovanie of movement of gas and теплоотдачи in rotating rotors. //The electro industry Bulletin, 1962, № 11. – P. 15-22.
10. Belavina T. V. Heat exchange at a laminar current of a liquid in a rotor of a centrifugal steam-ejecting heater and modernization on its basis of knot of heating of water in systems water preparations.// The master's thesis author's abstract on competition of degree of a Cand.Tech.Sci. – Kazan, 2009. – 16 p.
11. Kytateladze S.S. Teploperedacha at condensation and boiling. – M-L.: Mashgiz, 1952. – 230 p.