

УДК 66.045.01

Бабак Т.Г., Хавин Г.Л.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СМЕШАННОЙ СХЕМЫ

С появлением широкого спектра сравнительно недорогих пластинчатых теплообменников в коммунальном теплоснабжении в большинстве тепловых пунктов стали использовать для приготовления горячей воды (ГВС) двухступенчатую смешанную схему. Несмотря на увеличение при этом капитальных затрат на оборудование, снижение расхода сетевого теплоносителя позволяет существенным образом экономить средства при одинаковой нагрузке ГВС по сравнению с параллельной схемой [1]. Однако установка двух подогревателей одного технологического потока требует оптимального распределения тепловой нагрузки и гидравлического сопротивления между аппаратами на стадии проектирования и проверки эффективности работы теплообменников при отклонении режима работы от расчетного.

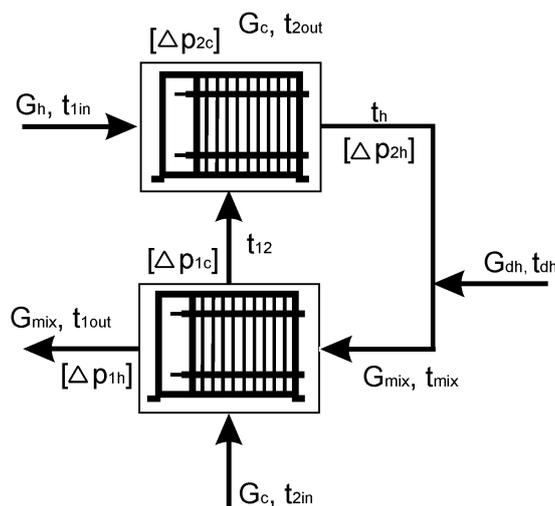


Рисунок 1 – Тепловые и гидравлические параметры для расчета двух теплообменных аппаратов, установленных по смешанной схеме

Уравнение теплопередачи для двух пластинчатых аппаратов имеет вид

$$Q = Q_1 + Q_2 \leq K_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_{\ln 1} + K_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t_{\ln 2}, \quad (1)$$

где Q – общая тепловая нагрузка двух аппаратов, Вт; Q_1, Q_2 – тепловая нагрузка 1-го и 2-го аппаратов, Вт; здесь и далее индекс 1 относится к 1-му теплообменнику, 2 – ко второму; K_1, K_2 – коэффициент теплопередачи 1-го и 2-го аппаратов, Вт/(м²·К); F_1, F_2 – теплопередающая поверхность 1-го и 2-го аппаратов, м²; $\Delta t_{\ln 1}, \Delta t_{\ln 2}$ – средний логарифмический температурный напор 1-го и 2-го аппаратов, °С.

Площадь теплопередающей поверхности в выражении (1) $F_1 = 2 \cdot m_{1ch} \cdot f_{pl} + 1, F_2 = 2 \cdot m_{2ch} \cdot f_{pl} + 1$, где m_{1ch}, m_{2ch} – принятое число каналов для 1-го и

2-го теплообменников; f_{pl} – площадь теплопередающей поверхности пластины, м².

Естественным требованием при проектировании теплообменников является требование минимума суммы теплопередающих поверхностей обоих теплообменников, обеспечивающее минимальные капитальные затраты, которое принимаем в качестве целевой функции: $F_1 + F_2 \rightarrow \min$. Такая запись эквивалентна требованию минимума суммарного числа каналов теплообменников $2m_{1ch} \cdot f_{pl} + 2m_{2ch} \cdot f_{pl} = m_{1ch} + m_{2ch} \rightarrow \min$ или

$$E = m_{1ch} + m_{2ch} \rightarrow \min. \quad (2)$$

Одним из основных параметров при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата является выполнение ограничений по потерям давления теплоносителями, проходящими через теплообменник. Суммарные потери давления через два аппарата на должны превышать допустимых

$$\Delta p_h = \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h} \leq [\Delta p_h], \quad \Delta p_c = \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c} \leq [\Delta p_c], \quad (3)$$

где $[\Delta p_h], [\Delta p_c]$ – допустимые потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, Па; $\Delta p_h, \Delta p_c$ – общие потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, Па; $\Delta p_{1h}, \Delta p_{1c}, \Delta p_{2h}, \Delta p_{2c}$ – потери давления по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителю в 1-ом и 2-ом аппаратах, Па.

Потери давления по теплоносителю Δp , Па, в пакете пластин рассчитываются из соотношения $\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$, где d_{ekv} – эквивалентный диаметр, примерно равный удвоенной высоте гофры, м; l_{pr} – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины f_{pl} к ее ширине; w – средняя скорость теплоносителя в канале, м/с; ρ – средняя плотность теплоносителя в канале, кг/м³; $\zeta = B \cdot Re^{-m}$ – коэффициент гидравлического трения, Re – число Рейнольдса, B, m – постоянные коэффициенты.

Соотношение (3) можно записать в виде

$$\Delta p_h = \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h} = \zeta_1 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{1h} w_{1h}^2}{2} + \zeta_2 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{2h} w_{2h}^2}{2} \leq [\Delta p_h],$$

$$\Delta p_c = \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c} = \zeta_1 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{1c} w_{1c}^2}{2} + \zeta_2 \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_{2c} w_{2c}^2}{2} \leq [\Delta p_c].$$

Скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой стороне в каналах теплообменников определяется соотношениями:

$$w_{1h} = \frac{V_h + V_{dh}}{m_{1chh} \cdot f_{ch}}, w_{1c} = \frac{V_c}{m_{1chc} \cdot f_{ch}}, w_{2h} = \frac{V_h}{m_{2chh} \cdot f_{ch}}, w_{2c} = \frac{V_c}{m_{2chc} \cdot f_{ch}}, \quad (4)$$

где $w_{1h}, w_{1c}, w_{2h}, w_{2c}$ – скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой стороне в каналах 1-го и 2-го теплообменников, м/с; V_h, V_c, V_{dh} – объемный расход греющего и нагреваемого теплоносителей и обратной сетевой воды из системы отопления, м³/с; $m_{1chh}, m_{1chc}, m_{2chh}, m_{2chc}$ – число каналов по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям для 1-го и 2-го теплообменников.

Суммарное число каналов по стороне греющего теплоносителя

$$m_{1ch} + m_{2ch} = \frac{V_h + V_{dh}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1h}} \right)^{\frac{1}{m_1 - 2}} + \frac{V_h}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2h}} \right)^{\frac{1}{m_2 - 2}} \rightarrow \min, \quad (5)$$

по стороне нагреваемого теплоносителя

$$m_{1ch} + m_{2ch} = \frac{V_{1c}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{1}{m_1 - 2}} + \frac{V_{2c}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{2c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{1}{m_2 - 2}} \rightarrow \min, \quad (6)$$

где $H_{ih} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ih}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ih} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$, $H_{ic} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ic}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ic} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$, i – номер теплообмен-

ника; где m_{1ch}, m_{2ch} – принятое число каналов для 1-го и 2-го теплообменников; $v_{1h}, v_{1c}, v_{2h}, v_{2c}$ – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре теплоносителя для 1-го и 2-го теплообменников по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, м²/с; $\rho_{1h}, \rho_{1c}, \rho_{2h}, \rho_{2c}$ – плотность при средней температуре теплоносителя для 1-го и 2-го теплообменников по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям, кг/м³; B_1, m_1, B_2, m_2 – постоянные коэффициенты в выражении для коэффициента гидравлического трения $\zeta = B \cdot Re^{-m}$, для 1-го и 2-го теплообменников соответственно.

Подставим в выражение (5) $\Delta p_{2h} = [\Delta p_h] - \Delta p_{1h}$ и возьмем первую производную $\partial E / \partial [\Delta p_{1h}] = 0$

$$\frac{V_h + V_{dh}}{H_{1h} \cdot (m_1 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1h}} \right)^{\frac{3-m_1}{m_1-2}} - \frac{V_h}{H_{2h} \cdot (m_2 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{2h}} \right)^{\frac{3-m_2}{m_2-2}} = 0. \quad (7)$$

Аналогично по стороне нагреваемого теплоносителя подставим $\Delta p_{2c} = [\Delta p_h] - \Delta p_{1c}$ и возьмем первую производную $\partial E / \partial [\Delta p_{1c}] = 0$

$$\frac{1}{H_{1c} \cdot (m_1 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{3-m_1}{m_1-2}} - \frac{1}{H_{2c} \cdot (m_2 - 2)} \cdot \left(\frac{[\Delta p_c] - [\Delta p_{1c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{3-m_2}{m_2-2}} = 0. \quad (8)$$

Решение трансцендентных уравнений (7) и (8) позволяет найти значение распределение потерь давления между теплообменниками $[\Delta p_{1h}]$ и $[\Delta p_{2h}]$, а также $[\Delta p_{1c}], [\Delta p_{2c}]$ и, как следствие, число каналов в каждом теплообменнике, обеспечивающее минимальную суммарную поверхность теплообмена исходя из гидравлических ограничений по греющему или нагреваемому теплоносителю.

Количество каналов после определения оптимального распределения допустимых потерь давления $[\Delta p_{1h}]$ и $[\Delta p_{2h}]$ между теплообменниками можно найти из выражений:

$$m_{1ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_h + V_{dh}}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1h}} \right)^{\frac{1}{m_1-2}} + 1 \right] \text{ и } m_{2ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_h}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2h}} \right)^{\frac{1}{m_2-2}} + 1 \right], \quad (9)$$

$$m_{1ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_c}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{1c}]}{H_{1c}} \right)^{\frac{1}{m_1-2}} + 1 \right] \text{ и } m_{2ch} = \text{trunc} \left[\frac{V_c}{f_{ch}} \cdot \left(\frac{[\Delta p_{2c}]}{H_{2c}} \right)^{\frac{1}{m_2-2}} + 1 \right]. \quad (10)$$

Для каждого из теплообменников выбирается большее число каналов в аппарате. По найденным значениям можно найти скорость в каналах по греющей стороне и нагреваемой стороне. Далее рассчитываются коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1h} = A_1 \cdot \left(\frac{(V_h + V_{dh}) \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \cdot (\mu_{1h} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{1c} = A_1 \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \cdot (\mu_{1c} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{2h} = A_2 \cdot \left(\frac{V_h \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \cdot (\mu_{2h} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}};$$

$$\alpha_{2c} = A_2 \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \cdot (\mu_{2c} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}};$$

где A_1, n_1, A_2, n_2 – постоянные коэффициенты в критериальных уравнениях для 1-го и 2-го теплообменников, зависящие от угла гофрировки, высоты и шага гофры пластин [2].

Уравнение теплопередачи (1) для теплообменников можно записать в виде

$$\frac{2m_{1ch}f_{pl}\Delta t_{ln1}(t_{12})}{\left[\frac{1}{\alpha_{1h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{1c}}\right]^{-1}} - G_c \cdot c_{pc1}(t_{12} - t_{2in}) = 0; \quad \frac{2m_{2ch}f_{pl}\Delta t_{ln2}(t_{12})}{\left[\frac{1}{\alpha_{2h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{2c}}\right]^{-1}} - G_c \cdot c_{pc2}(t_{2out} - t_{12}) = 0,$$

где значения средних логарифмических температур Δt_{ln1} и Δt_{ln2} являются функцией температуры между теплообменными аппаратами t_{12}

$$\Delta t_{ln1} = \frac{(t_{mix} - t_{2out}) - (t_{1out} - t_{2in})}{\ln\left(\frac{t_{mix} - t_{2out}}{t_{1out} - t_{2in}}\right)} \quad \text{и} \quad \Delta t_{ln2} = \frac{(t_{1in} - t_{2out}) - (t_h - t_{12})}{\ln\left(\frac{t_{1in} - t_{2out}}{t_h - t_{12}}\right)}.$$

Таким образом, задача свелась к решению трансцендентного уравнения и определению температуры t_{12} между теплообменниками, обеспечивающую оптимальное распределение расхода нагреваемого теплоносителя и минимальную суммарную поверхность теплообмена аппаратов.

В качестве примера демонстрирующей предложенную методику рассмотрим расчет пластинчатых подогревателей горячего теплоснабжения мощностью $Q=718$ кВт. Расчетные параметры представлены на рис. 2,а.

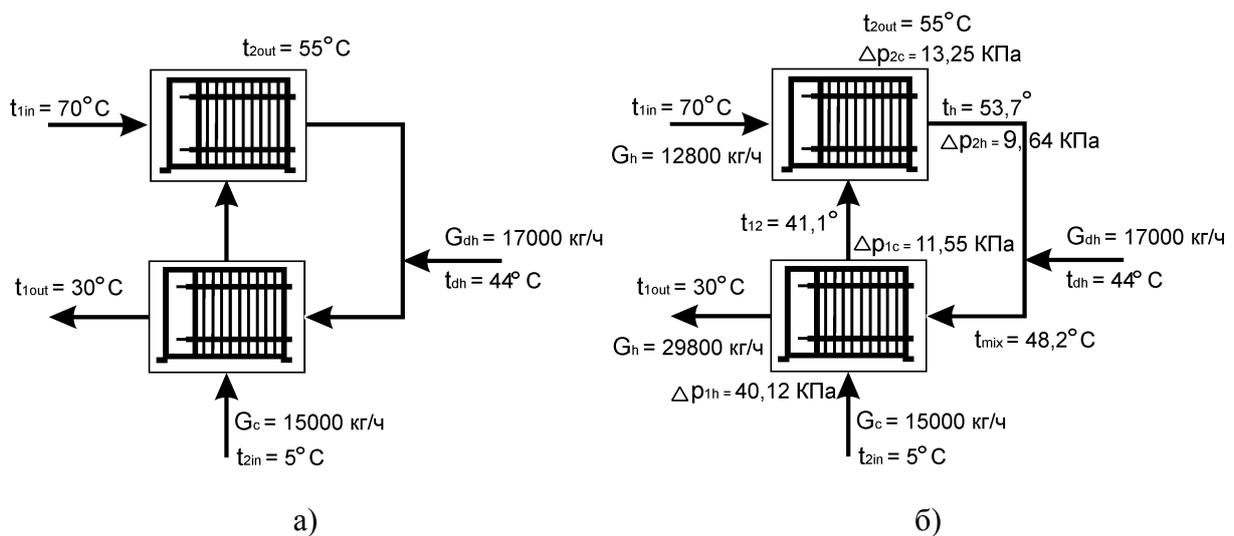


Рисунок 2 – Исходные данные – а) и результаты расчета – б)

Суммарные потери давления по греющему теплоносителю: $[\Delta p_h] = [\Delta p_{1h}] + [\Delta p_{2h}] = 60$ кПа, по нагреваемому – $[\Delta p_c] = [\Delta p_{1c}] + [\Delta p_{2c}] = 30$ кПа. Поте-

ри давления в пакете пластин принималось равным заданным общим допустимым потерям давления минус потери давления в присоединениях и коллекторах аппаратов. Последние вычисляются, используя соотношение $\Delta p_{port} = \zeta_{port} \cdot \rho \cdot w_{port}^2 / 4$, где $w_{port} = V / (\pi \cdot d_{port}^2 / 4)$ – скорость теплоносителя в присоединении, м/с; V – объемный расход теплоносителя, м³/с; ζ_{port} – коэффициент гидравлического трения; d_{port} – диаметр присоединения теплообменника данной марки, м. Объемный расход теплоносителей $V_h = 3,604 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $V_c = 4,199 \cdot 10^{-3}$ м³/с и $V_{dh} = 4,647 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Тогда потери давления в портах и присоединениях для теплообменника первой ступени: по стороне греющего теплоносителя $\Delta p_{ph1} = 6,96$ кПа, для нагреваемого – $\Delta p_{pc1} = 1,86$; для второй ступени: $\Delta p_{ph2} = 1,34$ кПа для греющего и для нагреваемого – $\Delta p_{pc2} = 1,84$. При вычислениях этих величин принималось значение коэффициента гидравлического трения $\zeta_{port} = 0,4$. Допустимые потери давления в пакете пластин соответственно по стороне греющего теплоносителя: $[\Delta p_h] - \Delta p_{ph1} - \Delta p_{ph2} = 51,7$ кПа, для нагреваемого $[\Delta p_c] - \Delta p_{pc1} - \Delta p_{pc2} = 26,3$ кПа.

К установке принимались теплообменники производства «Альфа Лаваль» марки М6 с параметрами пластины: $d_{ekv} = 0,004$ м; $l_{pr} = 0,694$ м; $f_{ch} = 0,432 \cdot 10^{-3}$ м; $f_{pl} = 0,15$ м²; $\delta_{pl} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_{pl} = 16$ Вт/(м·К). Значения коэффициентов в формулах: $A_1 = 0,19$; $B_2 = 2,75$; $n_1 = 0,68$; $m_1 = 0,121$; $A_2 = 0,117$; $B_2 = 1,723$; $n_2 = 0,7$; $m_2 = 0,15$.

В результате решения уравнения (7) получим распределение допустимых потерь давления между ступенями: $[\Delta p_{1h}] = 34,5$ кПа, $[\Delta p_{2h}] = 17,2$ кПа, что соответствует вычисленному из соотношения (9) числу каналов для теплообменника 1-ой ступени $m_{1ch} = 31$ и 2-ой ступени $m_{1ch} = 13$. Решение уравнения (8) дает распределение $[\Delta p_{1c}] = 14,8$ кПа, $[\Delta p_{2c}] = 11,5$ кПа, что соответствует вычисленному из соотношения (10) числу каналов для теплообменника 1-ой ступени $m_{1ch} = 25$ и 2-ой ступени $m_{1ch} = 19$. К установке выбираем большие значения и, таким образом, на 1-ой ступени теплообменник с 31 каналом (63 пластины), на 2-й ступени – 19 каналов (37 пластин). Вычисленные значения тепловой нагрузки по ступеням из уравнения теплопередачи: $Q_1 = 627,1$ кВт и $Q_2 = 331,2$ кВт, и из теплового баланса: $Q_1 = 628$ кВт и $Q_2 = 242$ кВт. Откуда следует, что теплообменник, подобранный для 2-й ступени, имеет запас по тепловой нагрузке 27,3 %. Распределение параметров нагреваемого и греющего теплоносителя, обеспечивающие минимальную суммарную поверхность теплообмена двух аппаратов для заданных условий представлены на рис. 2,б.

Расчет теплообменников по программе CAS 200 «Альфа Лаваль» на условия, представленные на рис. 2а. дали следующий результат. На первой ступени теплообменник М6 63 пластины (31 канал) с компоновкой 1×31 МН / 1×31 МЛ и площадью теплообмена 9,45 м². На второй ступени теплообменник М6 37 пластины с компоновкой 1×18 L / 1×18 L, площадью теплообмена 5,4 м² и запасом по тепловой нагрузке 33 %. Представленное свидетельствует о достоверности и совпадении полученных результатов расчетов.

Заключение. Таким образом, представленный подход к проектированию двух-

ступенчатой смешанной схемы горячего водоснабжения позволяет определять поверхность теплообмена аппаратов обеих ступеней, распределяя оптимальным образом допустимые потери давления между ступенями. Это позволяет проектировать теплообменники одного типа с минимальной площадью теплообмена.

Литература

1. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Груздинский, В.И. Ливчак, И.Б. Покровская, Е.И. Прохоров. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.

2. Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников / О.П. Арсеньева, Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин // Интегрированные технологии и энергосбережение.– 2009.– №2.– С. 17–25.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта EU project FP7-SME-2010-1-262205-INHEAT.

УДК 66.045.01

Бабак Т. Г., Хавін Г. Л.

ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОБМІННИКІВ ДВОСТУПІНЧАТОЇ ЗМІШАНОЇ СХЕМИ

Запропоновано підхід до проектування пластинчатих теплообмінників двоступінчатої змішаної схеми гарячого водопостачання, що засновано на оптимальному розподіленні допустимих втрат тиску між ступенями. Це дозволяє знайти оптимальне значення температури між теплообмінниками і забезпечити вибір апаратів з мінімальною площею теплообміну. Ефективність та вірогідність запропонованого підходу продемонстровано для розрахунків реального теплового пункту.

Babak T.G., Khavin G.L.

THE PLATE HEAT EXCHANGERS OPTIMAL DESIGN FOR TWO STAGES MIXED NETWORK

The approach to a problem of plate heat exchangers design for two stages mixed network of hot tap water is proposed. Method is based on optimal distribution of maximum allowable pressure drop between stages. It allows finding optimal temperature value between stages and guaranteeing selection of devices with minimal heat-exchange surface. Effectiveness and reliability of the proposing method was demonstrated on the real heat point calculation.