

ОПТИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С КАНАЛАМИ РАЗЛИЧНОЙ ГОФРИРОВКИ ДЛЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СМЕШАННОЙ СХЕМЫ ГВС

Постановка проблемы. В настоящее время на большинстве тепловых пунктов для приготовления горячей воды (ГВС) используют 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 [1–3]. Проектирование двух подогревателей воды по критерию минимума суммарной теплопередающей поверхности теплообменников должно проводиться из условия оптимального распределения тепловой нагрузки и гидравлического сопротивления между ступенями. Кроме того, необходимо также обеспечить эффективность работы аппаратов при отклонении режима работы от расчетного и прогнозировать работоспособность теплообменников после появления загрязнений.

Расчет пластинчатых теплообменников двухступенчатой смешанной схемы ГВС, по-прежнему, осуществляется по действующим строительным нормам и правилам, которые были утверждены, когда на тепловых пунктах устанавливались кожухотрубчатые аппараты. При этом температурный режим сетевого теплоносителя принимается на срезке отопительного графика, а теплообменник первой ступени должен пропустить суммарный расход греющего теплоносителя со 2-й ступени и обратной воды из системы отопления [2,3]. Из опыта расчетов принимается, что 2/3 тепловой нагрузки приходится на теплообменник 1-й ступени и 1/3 на теплообменник 2-й ступени. Потери давления на каждой ступени принимаются примерно равными половине заданных допустимых потерь давления. Иногда теплообменники обеих ступеней устанавливаются в виде моноблока, т.е. монтируются как один аппарат с присоединениями на прижимной плите [4,5]. В этом случае теплообменники должны обязательно быть одного типоразмера.

Расчет двухступенчатой смешанной схемы ГВС с пластинчатыми теплообменниками одинаковой гофрировки приведен в [6]. Однако в процессе проектирования бывает целесообразным устанавливать на 1-ой и 2-й ступени теплообменники с каналами различной гофрировки [7], что уменьшает площадь теплообмена пластинчатого аппарата, и, следовательно, его стоимость. Использование каналов различной гофрировки в одном аппарате позволяет более полно использовать располагаемый перепад давления на протекание теплоносителей через пакет пластин, что дает возможность в большинстве случаев ограничиться одноходовыми аппаратами с меньшей площадью теплопередающей поверхности. Для расчета пакета пластин с каналами различной геометрической конфигурации существует методика, основанная на использовании метода $\epsilon - NTU$ [7], который оперирует с величинами характерными для зарубежной методики расчета.

Цель работы. В настоящей статье предложен подход к расчету теплообменников двухступенчатой смешанной схемы ГВС с каналами разных типов гофрировки, основанный на решении задачи минимизации суммарной поверхности теплопередачи аппаратов 1-й и 2-й ступени, оптимальном распределении потерь давления и температуры нагреваемой воды между ступенями.

В общем случае при проектировании теплообменников для двухступенчатой смешанной схемы известно (рис.1): t_{1in}, t_{1out} – входная и выходная температура греющего (сетевого) теплоносителя, °С; t_{2in}, t_{2out} – входная и выходная температура нагреваемого теплоносителя (горячей воды), °С; t_{dh} – температура подмешиваемой воды из системы отопления, °С; G_c – расход нагреваемого теплоносителя (воды ГВС), кг/с; G_{dh} – расход подмешиваемого теплоносителя из системы отопления, кг/с; $[\Delta p_h] \geq \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h}$, $[\Delta p_c] \geq \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c}$ – допустимые потери давления по греющему и нагреваемому теплоносителям, Па. Далее будут использоваться величины: $\Delta p_h, \Delta p_c$ – общие текущие 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.

Для двухступенчатой смешанной схемы, представленной на рис. 1, уравнение теплового баланса, например, по греющему теплоносителю для теплообменников 1-й и 2-й ступени можно записать в виде [5]:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_{mix} \cdot c_{p1h} \cdot \Delta t_{1h} = c_{p1hx} \cdot g_{1hx} \cdot \Delta t_{1inl} \cdot \epsilon_{1hx} \cdot m_{1hx} + c_{p1hy} \cdot g_{1hy} \cdot \Delta t_{1inl} \cdot \epsilon_{1hy} \cdot m_{1hy}, \\ Q_2 &= G_h \cdot c_{p2h} \cdot \Delta t_{2h} = c_{p2hx} \cdot g_{2hx} \cdot \Delta t_{2inl} \cdot \epsilon_{2hx} \cdot m_{2hx} + c_{p2hy} \cdot g_{2hy} \cdot \Delta t_{2inl} \cdot \epsilon_{2hy} \cdot m_{2hy}, \end{aligned} \quad (1)$$

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

где индексы: 1, 2 – теплообменники 1-й и 2-й ступени; «h» и «c» – греющий и нагреваемый теплоноситель; «x» и «y» – тип каналов различной гофрировки; $G_{mix} = G_h + G_{dh}$, G_h , G_{dh} – расход греющего теплоносителя на 1-й, 2-й ступени и из системы отопления соответственно, кг/с; $cp_{1h}, cp_{2h}, cp_{1hx}, cp_{2hx}, cp_{1hy}, cp_{2hy}$ – удельная теплоемкость греющего теплоносителя для 1-й и 2-й ступени и в каналах «x» и «y» 1-й и 2-й ступени соответственно, Дж/(кг·К); $\Delta t_{1h} = t_{mix} - t_{out}$ – разность температур греющего теплоносителя на входе и выходе теплообменника 1-й ступени; $\Delta t_{2h} = t_{in} - t_h$ – разность температур греющего теплоносителя на входе и выходе теплообменника 2-й ступени; $g_{1hx}, g_{2hx}, g_{1hy}, g_{2hy}$ – массовый расход греющего теплоносителя в «x» и «y» каналах 1-й и 2-й ступени соответственно, кг/с; $\Delta t_{1inl} = t_{mix} - t_{2in}$ – входная разность температур для теплообменника 1-й ступени; $\Delta t_{2inl} = t_{in} - t_{12}$ – входная разность температур для теплообменника 2-й ступени; $m_{1hx}, m_{1hy}, m_{2hx}, m_{2hy}$ – число «x» и «y» каналов для 1-й и 2-й ступени соответственно.

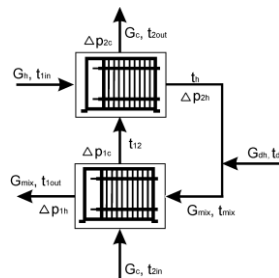


Рисунок 1 – Тепловые и гидравлические параметры для расчета двух теплообменных аппаратов установленных по смешанной схеме

Температура t_h – выходная температура греющего теплоносителя из теплообменника 2-ой ступени находится из уравнения теплового баланса

$$G_h \cdot cp_{2h} \cdot (t_{in} - t_h) = G_c \cdot cp_{2c} \cdot (t_{22} - t_{12}),$$

откуда

$$t_h = t_{in} - \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot (t_{22} - t_{12}). \quad (2)$$

Температура смешения на входе греющего теплоносителя теплообменника первой ступени

$$t_{mix} = \frac{G_h \cdot t_h + G_{dh} \cdot t_{dh}}{G_h + G_{dh}} = \frac{G_h}{G_h + G_{dh}} \left[t_{in} - \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot (t_{22} - t_{12}) \right] + \frac{G_{dh} \cdot t_{dh}}{G_h + G_{dh}},$$

или

$$t_{mix} = \frac{G_h}{G_h + G_{dh}} \left[t_{in} - \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot t_{22} + \frac{G_{dh}}{G_h} \cdot t_{dh} \right] + \frac{G_h}{G_h + G_{dh}} \cdot \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot t_{12}. \quad (3)$$

В уравнении (1) коэффициенты $\varepsilon_{1hx}, \varepsilon_{1hy}, \varepsilon_{2hx}, \varepsilon_{2hy}$, равные эффективности теплопередачи в соответствующих каналах, вычисляются следующим образом:

$$\varepsilon_{1hx} = \frac{1 - e^{(1-R_{1hx}) \cdot NTU_{1hx}}}{R_{1hx} - e^{(1-R_{1hx}) \cdot NTU_{1hx}}}, \quad \varepsilon_{1hy} = \frac{1 - e^{(1-R_{1hy}) \cdot NTU_{1hy}}}{R_{1hy} - e^{(1-R_{1hy}) \cdot NTU_{1hy}}}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_{2hx} = \frac{1 - e^{(1-R_{2hx}) \cdot NTU_{2hx}}}{R_{2hx} - e^{(1-R_{2hx}) \cdot NTU_{2hx}}}, \quad \varepsilon_{2hy} = \frac{1 - e^{(1-R_{2hy}) \cdot NTU_{2hy}}}{R_{2hy} - e^{(1-R_{2hy}) \cdot NTU_{2hy}}},$$

где

$$R_{1hx} = \frac{g_{1hx} \cdot cp_{1hx}}{g_{1cx} \cdot cp_{1cx}}, R_{1hy} = \frac{g_{1hy} \cdot cp_{1hy}}{g_{1cy} \cdot cp_{1cy}}, R_{2hx} = \frac{g_{2hx} \cdot cp_{2hx}}{g_{2cx} \cdot cp_{2cx}}, R_{2hy} = \frac{g_{2hy} \cdot cp_{2hy}}{g_{2cy} \cdot cp_{2cy}}, \quad (5)$$

где $g_{1hx}, g_{1cx}, g_{1hy}, g_{1cy}$ – расход греющего и нагреваемого теплоносителя через «х» и «у» каналы теплообменника 1-й ступени; $g_{2hx}, g_{2cx}, g_{2hy}, g_{2cy}$ – расход греющего и нагреваемого теплоносителя через «х» и «у» каналы теплообменника 2-й ступени, кг/с.

$$NTU_{1hx} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{1x}}{cp_{1hx} \cdot g_{1hx}}, NTU_{1hy} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{1y}}{cp_{1hy} \cdot g_{1hy}}, NTU_{2hx} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{2x}}{cp_{2hx} \cdot g_{2hx}}, NTU_{2hy} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{2y}}{cp_{2hy} \cdot g_{2hy}}. \quad (6)$$

В формулах (6) f_{pl} – площадь теплопередающей поверхности пластины, м²; $K_{1x}, K_{1y}, K_{2x}, K_{2y}$ – коэффициенты теплопередачи в «х» и «у» каналах для 1-й и 2-й ступени соответственно, Вт/(м²·К) [6].

Если учесть, что значения удельной теплоемкости в каналах разной гофрировки практически одинаковы, т.е. $cp_{1h} = cp_{1hx} = cp_{2hx}, cp_{2h} = cp_{1hy} = cp_{2hy}$, то система уравнений (1) примет вид:

$$G_{mix} \cdot \Delta t_{1h} = g_{1hx} \cdot \Delta t_{1inl} \cdot \varepsilon_{1hx} \cdot m_{1hx} + g_{1hy} \cdot \Delta t_{1inl} \cdot \varepsilon_{1hy} \cdot m_{1hy}, \quad (7)$$

$$G_h \cdot \Delta t_{2h} = g_{2hx} \cdot \Delta t_{2inl} \cdot \varepsilon_{2hx} \cdot m_{2hx} + g_{2hy} \cdot \Delta t_{2inl} \cdot \varepsilon_{2hy} \cdot m_{2hy}.$$

Массовый расход греющего теплоносителя через каналы теплообменников 1-й и 2-й ступени:

$$G_{mix} = g_{1hx} \cdot m_{1hx} + g_{1hy} \cdot m_{1hy}, \quad (8)$$

$$G_h = g_{2hx} \cdot m_{2hx} + g_{2hy} \cdot m_{2hy}.$$

Решая совместно уравнения (7) и (8) относительно $m_{1hx}, m_{1hy}, m_{2hx}, m_{2hy}$ получим:

$$m_{1hx} = \frac{G_{mix} \left(\frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} - R_{1hy} \right)}{g_{1hx} \cdot (R_{1hx} - R_{1hy})}, m_{1hy} = \frac{G_{mix} \left(R_{1hx} - \frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} \right)}{g_{1hy} \cdot (R_{1hx} - R_{1hy})}, \quad (9)$$

$$m_{2hx} = \frac{G_h \left(\frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} - R_{2hy} \right)}{g_{2hx} \cdot (R_{2hx} - R_{2hy})}, m_{2hy} = \frac{G_h \left(R_{2hx} - \frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} \right)}{g_{2hy} \cdot (R_{2hx} - R_{2hy})}.$$

Суммарная поверхность теплообмена двух теплообменников равна

$$F_1 + F_2 = (2 \cdot m_{1hx} + 2 \cdot m_{1hy} + 1) \cdot f_{pl} + (2 \cdot m_{2hx} + 2 \cdot m_{2hy} + 1) \cdot f_{pl}, \quad (10)$$

где F_1, F_2 – теплопередающая поверхность 1-го и 2-го аппаратов, м².

Подставим (9) в (10) и потребуем выполнения условия минимума суммарной поверхности теплообмена $F_1 + F_2 \rightarrow \min$. Для этого приравняем нулю первую производную по значению температуры между ступенями – $\frac{\partial(F_1 + F_2)}{\partial t_{12}} = 0$. Тогда

$$\frac{\partial(F_1 + F_2)}{\partial t_{12}} = \frac{\partial m_{1hx}}{\partial t_{12}} + \frac{\partial m_{1hy}}{\partial t_{12}} + \frac{\partial m_{2hx}}{\partial t_{12}} + \frac{\partial m_{2hy}}{\partial t_{12}} = \frac{\partial}{\partial t_{12}} (m_{1hx} + m_{1hy}) + \frac{\partial}{\partial t_{12}} (m_{2hx} + m_{2hy}). \quad (11)$$

Из соотношения (7) суммарное число каналов для каждой ступени равно

$$m_{1hx} + m_{1hy} = \frac{G_{mix}}{R_{1hx} - R_{1hy}} \left[\frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} \left(\frac{1}{g_{1hx}} - \frac{1}{g_{1hy}} \right) - \left(\frac{R_{1hy}}{g_{1hx}} - \frac{R_{1hx}}{g_{1hy}} \right) \right], \quad (12)$$

$$m_{2hx} + m_{2hy} = \frac{G_h}{R_{2hx} - R_{2hy}} \left[\frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} \left(\frac{1}{g_{2hx}} - \frac{1}{g_{2hy}} \right) - \left(\frac{R_{2hy}}{g_{2hx}} - \frac{R_{2hx}}{g_{2hy}} \right) \right].$$

Подставляя (12) в (10) получим соотношение вида

$$\frac{G_{mix}}{R_{1hx} - R_{1hy}} \cdot \left(\frac{1}{g_{1hx}} - \frac{1}{g_{1hy}} \right) \cdot \frac{\partial}{\partial t_{12}} \left(\frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} \right) + \frac{G_h}{R_{2hx} - R_{2hy}} \cdot \left(\frac{1}{g_{2hx}} - \frac{1}{g_{2hy}} \right) \cdot \frac{\partial}{\partial t_{12}} \left(\frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} \right) = 0, \quad (13)$$

где производные по t_{12} с учетом (2) и (3) равны:

$$\frac{\partial}{\partial t_{12}} \left(\frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} \right) = \frac{\partial}{\partial t_{12}} \left(\frac{t_{mix} - t_{1h}}{t_{mix} - t_{2in}} \right) = \frac{G_h}{G_{mix}} \cdot \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot \frac{t_{1out} - t_{2in}}{(t_{mix} - t_{2in})^2},$$

$$\frac{\partial}{\partial t_{12}} \left(\frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} \right) = \frac{G_c \cdot cp_{2c}}{G_h \cdot cp_{2h}} \cdot \frac{t_{22} - t_{1in}}{(t_{1in} - t_{12})^2}.$$

Подставляя выражение для производных в соотношение (13) получим

$$\frac{1}{R_{1hx} - R_{1hy}} \cdot \left(\frac{1}{g_{1hx}} - \frac{1}{g_{1hy}} \right) \cdot \frac{t_{1out} - t_{2in}}{(t_{mix} - t_{2in})^2} - \frac{1}{R_{2hx} - R_{2hy}} \cdot \left(\frac{1}{g_{2hx}} - \frac{1}{g_{2hy}} \right) \cdot \frac{t_{1in} - t_{22}}{(t_{1in} - t_{12})^2} = 0,$$

которое преобразуем к виду

$$\frac{R_{2hx} - R_{2hy}}{R_{1hx} - R_{1hy}} \cdot \left(\frac{1}{g_{1hx}} - \frac{1}{g_{1hy}} \right) \cdot \left(\frac{1}{g_{2hx}} - \frac{1}{g_{2hy}} \right)^{-1} \cdot \frac{t_{1out} - t_{2in}}{t_{1in} - t_{22}} = \frac{(t_{mix} - t_{2in})^2}{(t_{1in} - t_{12})^2},$$

и с учетом (3) последнее соотношение можно разрешить относительно t_{12}

$$t_{12} = \varphi(g_{ijk}, t_{in}, t_{out}), \quad (14)$$

где i – номер ступени 1 или 2; j – «h» или «c», k – тип канала «x» или «y»; t_{in}, t_{out} – входные и выходные температуры (рис.1).

Уравнение (14) связывает значение температуры между ступенями t_{12} с параметрами расходов в «x» и «y» каналах, и, следовательно, со значениями потерь давления в этих каналах для теплообменников 1-й и 2-й ступени.

С другой стороны для числа каналов различной гофрировки (по горячему теплоносителю) в аппаратах 1-й и 2-й ступени можно записать [6]

$$m_{1hx} = \frac{V_{1hx}}{w_{1hx} \cdot f_{ch}}, m_{1hy} = \frac{V_{1hy}}{w_{1hy} \cdot f_{ch}}, m_{2hx} = \frac{V_{2hx}}{w_{2hx} \cdot f_{ch}}, m_{2hy} = \frac{V_{2hy}}{w_{2hy} \cdot f_{ch}}, \quad (15)$$

где f_{ch} – площадь поперечного сечения межпластинного канала, м²; $V_{1hx}, V_{1hy}, V_{2hx}, V_{2hy}$ – объемный расход греющего теплоносителя в каналах «x» и «y» 1-й и 2-й ступени соответственно, м³/с; $w_{1hx}, w_{1hy}, w_{2hx}, w_{2hy}$ – скорость греющего теплоносителя в каналах «x» и «y» 1-й и 2-й ступени соответственно, м/с.

Соотношение (10) с учетом (15) можно записать в виде

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot f_{pl} \cdot \left(\frac{V_{1hx}}{w_{1hx} \cdot f_{ch}} + \frac{V_{1hy}}{w_{1hy} \cdot f_{ch}} \right) + 2 \cdot f_{pl} \cdot \left(\frac{V_{2hx}}{w_{2hx} \cdot f_{ch}} + \frac{V_{2hy}}{w_{2hy} \cdot f_{ch}} \right) + 2 \cdot f_{pl}. \quad (16)$$

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:

$$\Delta p_h = \Delta p_{1h} + \Delta p_{2h} \leq [\Delta p_h], \quad \Delta p_c = \Delta p_{1c} + \Delta p_{2c} \leq [\Delta p_c]. \quad (17)$$

При этом возникает вполне естественный вопрос как наилучшим образом распределить допустимые потери давления между ступенями?

Потери давления по теплоносителю Δp , Па, в пакете пластин рассчитывают формуле $\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$, где d_{ekv} – эквивалентный диаметр, 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; $\zeta = B \cdot \text{Re}^{-p}$ – коэффициент гидравлического трения, Re – число Рейнольдса, B, p – постоянные коэффициенты.

Соотношение (17) можно записать

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

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

Значение скоростей в «х» и «у» каналах теплообменников 1-й и 2-й ступени при условии полного удовлетворения заданным потерям давления в аппарате можно представить в виде:

$$w_{1hx} = \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{1}{2-p_{1x}}}; w_{1hy} = \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hy}} \right)^{\frac{1}{2-p_{1y}}}; w_{2hx} = \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2hx}} \right)^{\frac{1}{2-p_{2x}}}; w_{2hy} = \left(\frac{[\Delta p_{2h}]}{H_{2hy}} \right)^{\frac{1}{2-p_{2y}}}, \quad (18)$$

где $H_{ihx} = \left[B_{ix} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ihx}} \right)^{-p_{ix}} \cdot \frac{\rho_{ihx} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$, $H_{ihy} = \left[B_{iy} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ihy}} \right)^{-p_{iy}} \cdot \frac{\rho_{ihy} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]$; $v_{1hx}, v_{1hy}, v_{2hx}, v_{2hy}$ – коэффициен-

ты кинематической вязкости греющего теплоносителя в «х» и «у» каналах для 1-го и 2-го теплообменника, м²/с; $\rho_{1hx}, \rho_{1hy}, \rho_{2hx}, \rho_{2hy}$ – плотность греющего теплоносителя в «х» и «у» каналах для 1-го и 2-го теплообменника, кг/м³; $B_{1x}, p_{1x}, B_{1y}, p_{1y}, B_{2x}, p_{2x}, B_{2y}, p_{2y}$ – постоянные коэффициенты в выражении для коэффициента гидравлического трения $\zeta = B \cdot \text{Re}^{-p}$, для 1-го и 2-го теплообменников соответственно.

Подставляя (18) в (16) с учетом того, что $[\Delta p_{1h}] + [\Delta p_{2h}] = [\Delta p_h]$ получим

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot f_{pl} \cdot \left(\frac{V_{1hx}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{1}{p_{1x}-2}} + \frac{V_{1hy}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hy}} \right)^{\frac{1}{p_{1y}-2}} \right) + 2 \cdot f_{pl} \cdot \left(\frac{V_{2hx}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{2hx}} \right)^{\frac{1}{p_{2x}-2}} + \frac{V_{2hy}}{f_{ch}} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{2hy}} \right)^{\frac{1}{p_{2y}-2}} \right) + 2 \cdot f_{pl} \cdot$$

Условие минимума суммарной теплопередающей поверхности двух теплообменников $F_1 + F_2 \rightarrow \min$ получим из равенства нулю первой производной $\frac{\partial(F_1 + F_2)}{\partial[\Delta p_{1h}]} = 0$:

$$\frac{V_{1hx}}{H_{1hx} \cdot (p_{1x} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1x}}{p_{1x}-2}} + \frac{V_{1hy}}{H_{1hy} \cdot (p_{1y} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1y}}{p_{1y}-2}} - \frac{V_{2hx}}{H_{2hx} \cdot (p_{2x} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1x}}{p_{1x}-2}} - \frac{V_{2hy}}{H_{2hy} \cdot (p_{2y} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{2hy}} \right)^{\frac{3-p_{2y}}{p_{2y}-2}} = 0. \quad (19)$$

Если положить, что плотность теплоносителей в «х» и «у» каналах теплообменника одинакова, то объемный расход греющего теплоносителя в теплообменнике 1-й ступени $V_{1h} = V_{1hx} + V_{1hy}$, где $V_{1h} = V_{mix}$ (рис. 1), и 2-й ступени – $V_{2h} = V_{2hx} + V_{2hy}$, $V_{2h} = V_h$ (рис. 1). Тогда уравнение (19) можно представить в виде:

$$\frac{V_{1hx}}{H_{1hx} \cdot (p_{1x} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1x}}{p_{1x}-2}} + \frac{V_{1h} - V_{1hx}}{H_{1hy} \cdot (p_{1y} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1y}}{p_{1y}-2}} - \frac{V_{2hx}}{H_{2hx} \cdot (p_{2x} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{1hx}} \right)^{\frac{3-p_{1x}}{p_{1x}-2}} - \frac{V_{2h} - V_{2hx}}{H_{2hy} \cdot (p_{2y} - 2)} \left(\frac{[\Delta p_h] - [\Delta p_{1h}]}{H_{2hy}} \right)^{\frac{3-p_{2y}}{p_{2y}-2}} = 0. \quad (20)$$

В уравнение (20) входят три неизвестных V_{1hx} , V_{2hx} и $[\Delta p_{1h}]$.

Уравнение (7), используя значения объемных расходов в «х» и «у» каналах можно представить в виде

$$\frac{G_{mix}}{\rho_{1h}} \cdot \frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} = V_{1hx} \cdot \varepsilon_{1hx} + V_{1hy} \cdot \varepsilon_{1hy}, \quad \frac{G_h}{\rho_{2h}} \cdot \frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} = V_{2hx} \cdot \varepsilon_{2hx} + V_{2hy} \cdot \varepsilon_{2hy}, \quad (21)$$

где принято, что $\rho_{1hx} = \rho_{1hy} = \rho_{1h}$ и $\rho_{2hx} = \rho_{2hy} = \rho_{2h}$. Учитывая $V_{1h} = V_{mix} = V_{1hx} + V_{1hy}$ и $V_{2h} = V_h = V_{2hx} + V_{2hy}$ уравнение (21) примет вид:

$$V_{mix} \cdot \left(\frac{\Delta t_{1h}}{\Delta t_{1inl}} - \varepsilon_{1hy} \right) = V_{1hx} \cdot (\varepsilon_{1hx} - \varepsilon_{1hy}), \quad V_h \cdot \left(\frac{\Delta t_{2h}}{\Delta t_{2inl}} - \varepsilon_{2hy} \right) = V_{2hx} \cdot (\varepsilon_{2hx} - \varepsilon_{2hy}). \quad (22)$$

В уравнения (22) непосредственно входят три неизвестных V_{1hx} , V_{2hx} и t_{12} . Таким образом, уравнения (14), (20) и два уравнения (22) связывают между собой неизвестные V_{1hx} , V_{2hx} , $[\Delta p_{1h}]$ и t_{12} , которые можно решить численно относительно допустимых потерь давления по греющему теплоносителю на 1-й ступени $[\Delta p_{1h}]$. После этого можно определить остальные неизвестные и число каналов в теплообменнике.

ках (площадь теплопередающей поверхности аппаратов). Все представленные рассуждения и соотношения могут быть записаны относительно нагреваемого теплоносителя и получить теплообменную поверхность аппаратов исходя из оптимального распределения допустимых потерь давления по нагреваемому (холодному) теплоносителю. Из этих решений необходимо выбрать большее число каналов на каждой ступени, после чего пересчитать теплообменники, температурные и гидравлические параметры всей схемы.

Заключение. Таким образом, представленный подход к проектированию двухступенчатой смешанной схемы горячего водоснабжения позволяет определять поверхность теплообмена аппаратов обеих ступеней, распределяя оптимальным образом допустимые потери давления и температуру между ступенями. Это дает возможность проектировать теплообменники одного типа с минимальной площадью теплообмена. Несмотря на сложность математического аппарата, представленная методика позволит с помощью численной процедуры проводить многовариантные расчеты. Дальнейшее развитие предложенного подхода может быть связано с расчетом теплообменников смешанной схемы ГВС по критериям общей стоимости теплового пункта и по критерию приведенных затрат.

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. Теплоснабжение / В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков, И.Б. Пронина, В.А. Слемзин. – М.: Высшая школа, 1980 г. – 423 с.
3. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей. Справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж., А.И. Манюк, В.К. Ильин. – М.: Стройиздат, 1988 г. – 432 с.
4. Расчет теплообменников ГВС и особенности их подбора для различных схем присоединения системы ГВС к централизованным сетям // Л.Л. Товажнянский, Т.Г. Бабак, П.А. Капустенко, А.Ю. Перевертайленко, Г.Л. Хавин // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Харьков: ХДПУ. – 2001, №3.– С. 3–12.
5. Применение оптимальной компоновки пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения / Л.Л. Товажнянский, О.П. Арсеньева, Т.Г. Бабак, Г.Л. Хавин // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Харьков: ХДПУ. – 2001, №4.– С. 3–7.
6. Бабак Т.Г., Хавин Г.Л. Оптимальное проектирование теплообменников двухступенчатой смешанной схемы // Интегрированные технологии и энергосбережение.– 2011.– №4.– С. 3–9.
7. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, О.П. Арсеньева, Г.Л. Хавин // Под ред. Хавина Г.Л. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007.– 448 с.

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

УДК 66.045.01

Товажнянський Л.Л., Арсенієва О.П., Капустенко П.О., Хавін Г.Л.

ОПТИМАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКІВ З КАНАЛАМИ РІЗНОЇ ГОФРИРОВКИ ДВОСТУПІНЧАТОЇ ЗМІШАНОЇ СХЕМИ ГВП

Запропоновано підхід до проектування пластинчатих теплообмінників двоступінчатої змішаної схеми гарячого водопостачання, що засновано на оптимальному розподіленні допустимих втрат тиску і температури між ступенями. Це дозволяє забезпечити вибір апаратів з мінімальною площею теплообміну.

Tovazhnyansky L., Arsenyeva O., Kapustenko P., Khavin G.

THE OPTIMAL DESIGN OF HEAT EXCHANGERS WITH DIFFERENT IMBOSSING FOR TWO STAGES MIXED NETWORK OF HOT TAP WATER

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 and temperature between stages. It allows guaranteeing selection of devices with minimal heat-exchange surface.