

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П., Демирський А.В., Хавин Г.Л.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В различных отраслях промышленности имеется достаточное количество приложений, где находят свое применение последовательно установленные подогреватели (в две и более ступеней). В большинстве случаев это связано с применением греющего теплоносителя различного температурного потенциала (утилизация тепла) для разных ступеней, трудностями технического решения при установке одного теплообменника, необходимостью резервирования в технологическом процессе и т.п. Установка двух и более подогревателей одного технологического потока требует оптимального распределения тепловой нагрузки между аппаратами, которое определяется выбором промежуточной температуры.

Подавляющее большинство решений такой задачи сводится к выбору промежуточной температуры t_{12} (рис. 1), которая обеспечивает минимальную суммарную поверхность теплообменников. Принципиально такая постановка должна совпадать с требованием минимальной стоимости обоих аппаратов или минимальных капитальных затрат на установку теплообменников. Однако для пластинчатых теплообменников это не совсем так, потому что на одну и ту же тепловую нагрузку теплообменник меньшего типоразмера с большей площадью теплопередающей поверхности может стоить меньше, чем теплообменник большего типоразмера с меньшей площадью теплопередающей поверхности. Это связано со стоимостью несущей конструкции аппарата (неподвижной и прижимной плит, несущей и направляющей балок, стяжных болтов и т.п.) и стоимостью пластин, которая возрастает с увеличением типоразмера пластинчатого аппарата [1].

Кроме того постановка задачи оптимизации по минимуму суммарной площади или стоимости включает в себя только капитальные затраты, игнорируя при этом эксплуатационные расходы в процессе работы подогревателей. В настоящее время, когда стоимость эксплуатационных расходов резко возросла, их неучет может привести к значительному перерасходу средств в процессе работы теплообменников. Таким образом задача оптимизации (расчета) двух и более аппаратов установленных последовательно кроме обеспечения минимума капитальных затрат должна включать в себя и минимизацию эксплуатационных издержек. В настоящей работе предложен расчет подогревателей из критерия минимума приведенных затрат.

В работе [2] получено аналитическое соотношение для определения оптимальной величины допустимых потерь давления при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата, исходя из критерия минимума приведенных затрат. Применим полученное решение для одного теплообменника к системе двух подогревателей. Задаются следующие технические условия для задачи подбора пластинчатого теплообменника, рис. 1.

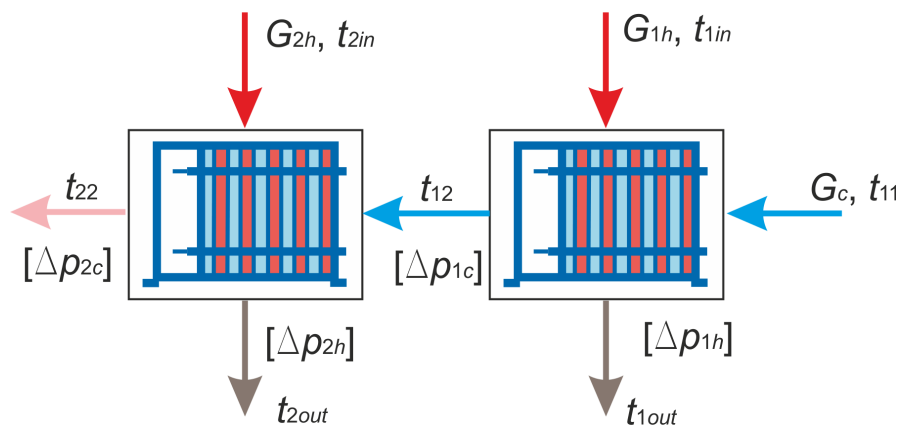


Рисунок 1 – Тепловые и гидравлические параметры для расчета системы двух последовательно установленных теплообменных аппаратов

где $G_{1h}, t_{1in}, t_{1out}, G_{2h}, t_{2in}, t_{2out}$ – расход (например, массовый в кг/ч), входная и выходная температура греющего теплоносителя 1-го и 2-го теплообменника соответственно, °C; $G_c, t_{11}, t_{12}, t_{22}$ – расход, вход-

ная, промежуточная и выходная температура нагреваемого теплоносителя; $[\Delta p_{1h}]$, $[\Delta p_{2h}]$, $[\Delta p_{1c}]$, $[\Delta p_{2c}]$ – допустимые потери давления при прокачивании через теплообменники греющего и нагреваемого теплоносителей, кПа, которые должны подчиняться неравенству

$$[\Delta p_{i\min}] \leq [\Delta p_i] \leq [\Delta p_{i\max}], \quad i=1,2. \quad (1)$$

В неравенстве (1) $[\Delta p_{i\min}]$ – минимально допустимые потери давления, которые, как правило, зависят от величины минимальной скорости теплоносителя в каналах теплообменника, обеспечивающей его работоспособность, например, минимальное загрязнение теплопередающей поверхности пластины; $[\Delta p_{i\max}]$ – максимально допустимые потери давления, которые зависят от мощности установленного насосного оборудования.

Задача расчета теплообменника заключается в определении минимальной поверхности теплообмена, удовлетворяющей заданным техническим условиям по передаче тепла и условиям по потерям давления. При этом именно величина допустимых потерь давления зачастую определяет поверхность теплообмена проектируемого пластинчатого аппарата и, одновременно, определяет мощность насосов обеспечивающих подачу теплоносителей. С экономической точки зрения, стоимость теплообменника относят к капитальным затратам, а стоимость прокачивания теплоносителей – к эксплуатационным. В работе [2] сформулирована задача минимизации приведенных затрат C_{mc} , грн, при модернизации или проектировании теплообменного узла с установкой одного теплообменника, которая для случая двух аппаратов установленных последовательно может быть представлена в виде

$$C_{mc} = C_{1mc} + C_{2mc} = (C_{1tr} + C_{1use} + E_1 \cdot C_{1he}) + (C_{2tr} + C_{2use} + E_2 \cdot C_{2he}), \quad (2)$$

где C_{tr} – транспортные расходы или стоимость прокачивания греющего и нагреваемого теплоносителей через аппарат в течение предполагаемого срока эксплуатации, грн; C_{use} – эксплуатационные расходы на поддержание работоспособности теплового узла, грн; C_{he} – стоимость пластинчатого теплообменника с учетом налога на добавленную стоимость, доставкой, установкой и обвязкой, грн; E – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, который обычно трактуется как величина обратная нормативному сроку окупаемости внедряемого оборудования; здесь и далее индекс 1 относится к первому теплообменному аппарату, индекс 2 ко второму, индексы h и c соответствуют греющему и нагреваемому теплоносителю. В каждом конкретном случае коэффициент E в расчетах может принимать свое значение, как правило, эта величина берется равной 0,25–0,15, что соответствует сроку окупаемости от 4 до 6,7 лет.

В общем случае задача может быть сформулирована следующим образом. Необходимо определить такие значения задаваемых допустимых потерь давления, например по нагреваемой стороне, $[\Delta p_{1c}]$, $[\Delta p_{2c}]$ и температуры t_{12} между теплообменниками, которые обеспечивают минимум приведенных затрат (2).

Согласно [2] общее выражение для приведенных затрат проектируемого пластинчатого теплообменника имеет вид

$$C_{mc} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left([\Delta p_c] \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_c] + \Delta p_{pc}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} + (A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{2V_c \cdot [\Delta p_c]^{\frac{1}{2-m}}}{f_{ch} \cdot K_c} + 1 \right) \right], \quad (3)$$

где C_{frame} – стоимость рамы пластинчатого аппарата, включающая в себя стоимость неподвижной и подвижной плит, несущей и опорной балок, комплекта стяжных болтов и другие принадлежности. В общем случае стоимость рамы теплообменника C_{frame} зависит от количества пластин, так как чем больше пластин, тем длиннее несущая и опорная балка, стяжные болты, однако этой разницей в стоимости будем

пренебрегать, ориентируясь на некоторую среднюю величину. Величина C_{pl} – стоимость одной пластины (с прокладкой) данного типоразмера, установленной в аппарате; c_{ee} – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии; A_m – коэффициент амортизационных отчислений, который принимается как доля от стоимости аппарата в целом; V_h, V_c – объемный расход теплоносителей через теплообменник, м³/с; f_{ch} – площадь поперечного сечения канала, образуемая двумя смежными пластинами, м²; ρ_h, ρ_c – средняя плотность греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/м³; μ_h, μ_c – средняя динамическая вязкость теплоносителей, П·с; η_h, η_c – КПД насосов по стороне греющего и нагреваемого теплоносителей; h_{our} – общее число часов работы насосного оборудования; $\Delta p_{ph}, \Delta p_{pc}$ – потери давления, Па, в присоединениях и коллекторе аппарата; $[\Delta p_c]$ – допустимые потери давления в пакете пластин теплообменника по нагреваемой стороне, Па, величина K_c вычисляется по формуле

$$K_c = \left[B \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_c} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_c \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{\frac{1}{2-m}},$$

где ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³; l_{pr} – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины f_{pl} к ее ширине b ; d_{ekv} – эквивалентный диаметр, м, который принимается равным двум высотам гофры. B, m – постоянные, которые входят в выражение $\zeta = B \cdot \text{Re}^{-m}$ для коэффициента гидравлического трения ζ , и являющиеся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки); $\text{Re} = w \cdot d_{ekv} / \nu$ – число Рейнольдса, ν – кинематическая вязкость, м²/с; w – средняя скорость в канале, м/с.

Общая тепловая нагрузка Q , кВт, является суммой тепловых нагрузок двух аппаратов Q_1 и Q_2 . Уравнения теплового баланса можно записать в следующем виде

$$Q_1 = G_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{1in} - t_{1out}) = G_c \cdot c_{p1c} \cdot (t_{12} - t_{11});$$

$$Q_2 = G_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{2in} - t_{2out}) = G_c \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{12}),$$

где c_p – средняя удельная теплоемкость, КДж/(кг·К). Преобразуем уравнения теплового баланса к виду

$$\frac{G_{1h}}{G_c} = \frac{(t_{12} - t_{11})}{(t_{1in} - t_{1out})} \cdot \frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \quad \text{или} \quad \frac{V_{1h}}{V_c} = \frac{(t_{12} - t_{11})}{(t_{1in} - t_{1out})} \cdot \frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \cdot \frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \quad \text{или} \quad V_{1h} = V_c \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right);$$

$$\frac{G_{2h}}{G_c} = \frac{(t_{22} - t_{12})}{(t_{2in} - t_{2out})} \cdot \frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \quad \text{или} \quad \frac{V_{2h}}{V_c} = \frac{(t_{22} - t_{12})}{(t_{2in} - t_{2out})} \cdot \frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \cdot \frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \quad \text{или} \quad V_{2h} = V_c \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right).$$

Потери давления в присоединениях и коллекторе аппарата, рассчитываются по формуле

$$\Delta p_p = \zeta_{port} \cdot \frac{\rho w_p^2}{2},$$

где w_p – скорость теплоносителя в коллекторе и присоединениях теплообменника, м/с, которая вычисляется по формуле $w_p = V / (\pi \cdot d_{port}^2 / 4)$, d_{port} – диаметр входного присоединения, м; ζ_{port} – коэффициент гидравлического сопротивления в коллекторе и присоединениях. В большинстве литературных источников эту величину рекомендуется принимать равной $\zeta_{port} = 1,5$.

С учетом (4) скорости в коллекторах по стороне греющего теплоносителя могут быть записаны в виде

$$w_{p1h} = \frac{V_{1h}}{\pi \cdot d_{port}^2 / 4} = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot d_{port}^2} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right);$$

$$w_{p2h} = \frac{V_{2h}}{\pi \cdot d_{port}^2 / 4} = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot d_{port}^2} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right).$$

Тогда потери в портах и коллекторе в соотношении (3) можно представить следующим образом

$$\Delta p_{p1h} = \zeta_{port} \cdot \frac{8 \cdot \rho_{1h} \cdot V_c^2}{\pi^2 \cdot d_{port}^4} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right)^2;$$

$$\Delta p_{p2h} = \zeta_{port} \cdot \frac{8 \cdot \rho_{2h} \cdot V_c^2}{\pi^2 \cdot d_{port}^4} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right)^2.$$

Приведенные затраты двух последовательно установленных пластинчатых теплообменных аппаратов равны сумме приведенных затрат на каждый из теплообменников

$$C_{mc} = C_{1mc} + C_{2mc},$$

где с учетом (4) и (5) выражения для приведенных затрат C_{1mc} , C_{2mc} имеют вид

$$C_{1mc} = \left[\frac{V_c}{\eta_{1h}} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right) \cdot \{ [\Delta p_{1c}] \cdot \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1h}} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{\rho_{1h}}{\rho_{1c}} \right)^{1-m} \times \right.$$

$$\left. \left(\left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right) \right)^{2-m} + \zeta_{port} \cdot \frac{8 \cdot \rho_{1h} \cdot V_c^2}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_{1c}] + \Delta p_{p1c}) \cdot h_{our} \cdot c_{ee} + (A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{2V_c \cdot [\Delta p_{1c}]^{\frac{1}{2-m}}}{f_{ch} \cdot K_{1c}} + 1 \right) \right];$$

$$C_{2mc} = \left[\frac{V_c}{\eta_{2h}} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right) \cdot \{ [\Delta p_{2c}] \cdot \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2h}} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{\rho_{2h}}{\rho_{2c}} \right)^{1-m} \times \right.$$

$$\left. \left(\left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right) \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right) \right)^{2-m} + \zeta_{port} \cdot \frac{8 \cdot \rho_{2h} \cdot V_c^2}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_{2c}] + \Delta p_{p2c}) \cdot h_{our} \cdot c_{ee} + (A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{2V_c \cdot [\Delta p_{2c}]^{\frac{1}{2-m}}}{f_{ch} \cdot K_{2c}} + 1 \right) \right].$$

Считается, что теплообменники одного типоразмера, коэффициент амортизационных отчислений и срок окупаемости принят одинаковым.

Оптимальные значения допустимых потерь давления и промежуточной температуры определяются из равенства нулю первой производной приведенных затрат (6), а именно:

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_{mc}}{\partial [\Delta p_{1c}]} &= 0; \\ \frac{\partial C_{mc}}{\partial [\Delta p_{2c}]} &= 0; \\ \frac{\partial C_{mc}}{\partial t_{12}} &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Решение системы нелинейных уравнений (8) даст нам величины $[\Delta p_{1c}]$, $[\Delta p_{2c}]$, t_{12} , минимизирующих установку теплообменников по критерию приведенных затрат. После определения этих величин необходимо рассчитать каждый теплообменник с полученными исходными значениями температурных параметров и потерь давления.

Система (8) с учетом (7) может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned} [\Delta p_{1c}] &= \left(- \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{3-m} \cdot \varphi_{11} - \varphi_{12} \right)^{\frac{m-2}{3-m}}, \\ [\Delta p_{2c}] &= \left(- \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{3-m} \cdot \varphi_{21} - \varphi_{22} \right)^{\frac{m-2}{3-m}}, \\ [\Delta p_{1c}] \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{11} + \psi_{12} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^2 &= \\ = [\Delta p_{2c}] \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{21} + \psi_{22} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} \varphi_{11} &= \left(\frac{V_c}{\eta_{1h}} \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right)^{3-m} \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1h}} \right)^{-m} \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot \frac{m-2}{C_{pl} \cdot K_{1cap}} \right); & \varphi_{12} &= \left(\frac{V_c \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot (m-2)}{C_{pl} \cdot K_{1cap} \cdot \eta_c} \right); \\ \varphi_{21} &= \left(\frac{V_c}{\eta_{2h}} \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right)^{3-m} \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2h}} \right)^{-m} \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot \frac{m-2}{C_{pl} \cdot K_{2cap}} \right); & \varphi_{22} &= \left(\frac{V_c \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot (m-2)}{C_{pl} \cdot K_{2cap} \cdot \eta_c} \right); \\ K_{1cap} &= \frac{(A_m + E) \cdot 2V_c}{f_{ch} \cdot K_{1c}}, & K_{1c} &= \left[B \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_{1c} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{\frac{1}{2-m}}; \end{aligned}$$

$$K_{2cap} = \frac{(A_m + E) \cdot 2V_c}{f_{ch} \cdot K_{2c}}, \quad K_{2c} = \left[B \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2c}} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_{2c} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{-\frac{1}{2-m}};$$

$$\psi_{11} = \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1h}} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right)^{2-m} \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{1in} - t_{1out}} + (2-m) \right);$$

$$\psi_{12} = \left(\frac{c_{p1c}}{c_{p1h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{1c}}{\rho_{1h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{8 \cdot \xi_{port}}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \rho_{1h} \cdot V_c^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{1in} - t_{1out}} + 2 \right);$$

$$\psi_{21} = \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2h}} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right)^{2-m} \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{2in} - t_{2out}} + (2-m) \right);$$

$$\psi_{22} = \left(\frac{c_{p2c}}{c_{p2h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{2c}}{\rho_{2h}} \right)^2 \cdot \left(\frac{8 \cdot \xi_{port}}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \rho_{2h} \cdot V_c^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{2in} - t_{2out}} + 2 \right).$$

Подставляя первое и второе уравнение из системы (9) в третье получим

$$\left(- \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{3-m} \cdot \varphi_{11} - \varphi_{12} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{11} + \psi_{12} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^2 =$$

$$\left(- \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{3-m} \cdot \varphi_{21} - \varphi_{22} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{21} + \psi_{22} \cdot \left(\frac{t_{22} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2. \quad (10)$$

Численное решение трансцендентного уравнения (10) позволяет получить оптимальное значение температуры между теплообменниками t_{12} и далее допустимые значения потерь давления $[\Delta p_{1c}]$, $[\Delta p_{2c}]$.

В качестве примера, демонстрирующего предложенную методику, рассмотрим расчет пластинчатых подогревателей сахарного сока, с использованием конденсата в качестве греющего теплоносителя. Исходные данные для расчета принимались следующими (рис. 1): $G_c = 300000$ кг/ч сахарного сока, $t_{11} = 82$ °C, $t_{22} = 94$ °C, $t_{1in} = 98$ °C, $t_{2in} = 112$ °C, $t_{1out} = 83,8$ °C, $t_{2out} = 92$ °C.

Внутренним ограничением для данной конкретной задачи является тот факт, что при расчете теплообменника потери давления по стороне сахарного сока должны быть не менее 35 КПа [2]. На эти позиции будем проектировать пластинчатые теплообменники М15М производства «Альфа Лаваль», геометрические параметры которого приведены в [2]

В качестве данных для расчета эксплуатационных затрат примем: время работы аппарата круглосуточное (24 ч); время работы в году – 120 суток; стоимость 1 кВт·ч электроэнергии – 0,68 грн, КПД насосов – 70 %. Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин представлены в табл. 1.

Подставляя заданные значения в уравнение (10) после численного решения получим $t_{12} = 86$ °C, потери давления $[\Delta p_{1c}] = 58,5$ и $[\Delta p_{2c}] = 56,9$ кПа. Потери давления стороне нагреваемого сока в присоединениях и коллекторах для условий данной задачи по равны 4,3 для первого теплообменника и 2,8 кПа для второго. Общие рекомендуемые к расчету допустимые потери давления по стороне сока равны ~ 60 кПа.

Таблица 1 – Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин для первого – 1 и второго – 2 теплообменников по ходу движения нагреваемого теплоносителя

Теплоноситель	c_p , кДж/(кг·К)		$\mu \cdot 10^3$, кг/(м·с)		ρ , кг/м ³	
	1	2	1	2	1	2
Греющий	4,192	4,205	0,3208	0,2865	966,6	959,9
Нагреваемый	3,956	3,966	0,7699	0,7174	1038	1035

На рис. 2 представлена зависимость эксплуатационных, капитальных и приведенных затрат для описанной выше задачи, как функции от задаваемых допустимых потерь давления по стороне сока $[\Delta p_{1c}]$ и $[\Delta p_{2c}]$, при значениях $A_m = 0,025$ и $E = 0,25$. Из рисунка можно увидеть, что минимум общих приведенных затрат соответствует допустимым потерям давления ~ 60 кПа.

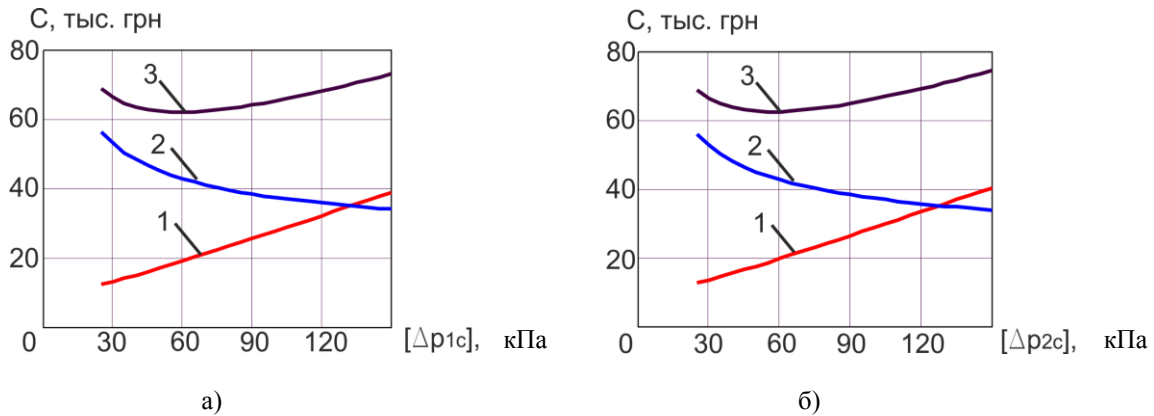


Рисунок 2 – Зависимость приведенных затрат от величины допустимых потерь давления для первого теплообменника – а) и второго – б): 1 – эксплуатационные затраты; 2 – капитальные затраты; 3 – общие приведенные затраты

На рис. 3 представлена зависимость суммарных приведенных затрат на два теплообменника от допустимых потерь давления. Анализ кривых показывает, что эксплуатационные и капитальные затраты на теплообменники практически одинаковы и их минимальное значение приходится на проектирование аппаратов при допустимых потерях давления 60 кПа на каждом аппарате.

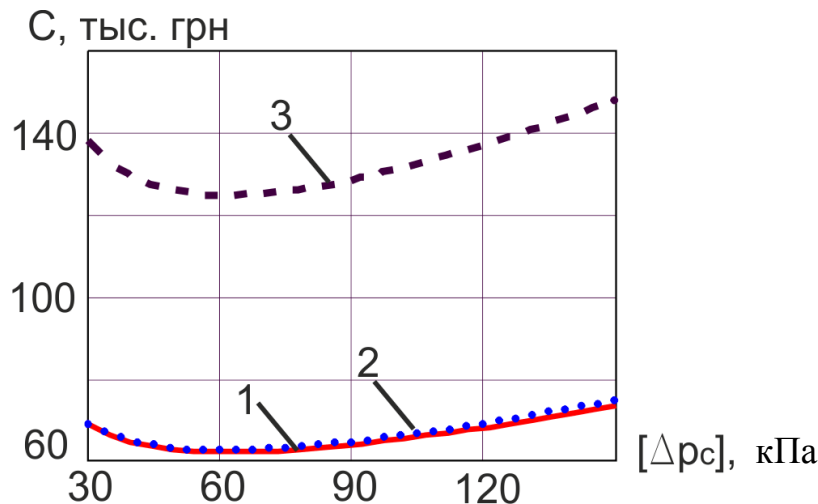


Рисунок 3 – Зависимость суммарных приведенных затрат на два аппарата от величины допустимых потерь давления: 1 – эксплуатационные затраты (сплошная); 2 – капитальные затраты (точечная); 3 – общие приведенные затраты (штриховая)

На рис. 4 показана залежність загальних приведенних витрат від температури між двома теплообмінними апаратами. З представлених результатів випливає, що загальна сума витрат в даному прикладі незначально залежить від температури між апаратами при оптимальних втратах тиску. Різниця, наприклад, між вартістю при температурі 86 і 88 °С становить не більше 0,6 %.

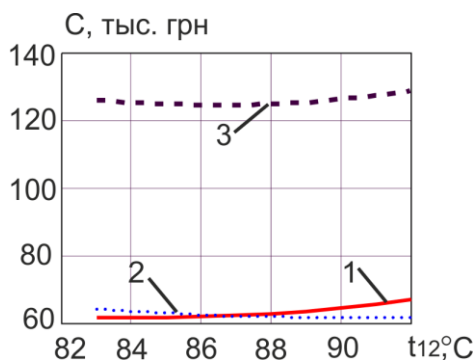


Рисунок 4 – Залежність загальних приведенних витрат від температури між двома теплообмінними апаратами: 1 – операційні витрати (сплошна); 2 – капітальні витрати (точечна); 3 – загальні приведенні витрати (штрихова)

Таким чином, отримано аналітичне співвідношення для визначення оптимального значення допустимих втрат тиску та оптимального значення температури між двома встановленими послідовно теплообмінниками виходячи з критерію мінімуму приведенних витрат. Ефективність отриманого рішення продемонстрована на прикладі двох підогревателів цукрового соку.

Література

1. Пластинчаті теплообмінники в теплоснабженні /Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, П.А. КАПУСТЕНКО, Г.Л. ХАВІН, О.П. АРСЕНЬЄВА. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2007.– 448 с.
2. Арсеньєва О.П., Демирський А.В., Хавін Г.Л. Оптимізація пластинчатого теплообмінника // Пробл. машинобудування, 2011.– №1.

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П., Демирський О.В., Хавін Г.Л.

ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОХСТУПЕНЕВИХ ПЛАСТИНЧАСТИХ ПІДГРІВНИКІВ

Одержано аналітичне співвідношення щодо визначення оптимального значення допустимих втрат тиску та температури між двома теплообмінниками, що встановлені послідовно, на основі критерію мінімуму приведенних витрат. Ефективність одержаного рішення продемонстрована при розрахунках двох підігрівників цукрового соку перед випаровуванням.

Arsenyeva O., Demirskyi A., Khavin G.

THE OPTIMAL SELECT OF TWOSTAGES PLATE HEATERS

The analytical correlation of optimal permissible pressure drop and intermediate temperature between two plate heat exchangers is obtained. That correlation is met of the minimum of discounted value. The design of two sugar juice heaters before evaporator system is demonstrated high efficiency of this solution.