

УДК 66.045.01

Г. Л. Хавин, канд. техн. наукНациональный технический университет «ХПИ»
(г. Харьков, E-mail: gennadiy.khavin@mail.ru)**ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО УСТАНОВЛЕННЫХ
ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

Рассмотрена задача теплового и гидравлического расчетов системы пластинчатых теплообменников, установленных последовательно. Получено аналитическое соотношение для определения оптимальных температур между ступенями и допустимых потерь давления при проектировании, исходя из критерия минимума приведенных затрат. Эффективность решения продемонстрирована на расчете последовательно установленных четырех подогревателей.

Розглянута задача теплового та гідравлічного розрахунків системи пластинчатих теплообмінників, що встановлені послідовно. Одержано аналітичне співвідношення щодо визначення оптимальних температур між ступенями та допустимих втрат тиску при проектуванні, на основі критерію мінімуму приведених витрат. Ефективність розв'язку продемонстровано при розрахунку послідовно встановлених чотирьох підігрівників.

Введение

Для множества различных производств химической, пищевой и перерабатывающей промышленности в технологическом процессе предусмотрен нагрев или охлаждение сырья (полуфабрикат) в последовательно установленной системе подогревателей. Существующая тенденция замены кожухотрубчатых теплообменников на более эффективные пластинчатые требует создания методики расчета группы установленных последовательно пластинчатых аппаратов. Анализ и синтез этих аппаратов позволяет получить наибольший экономический эффект при реконструкции имеющихся производств и проектировании новых.

Применение последовательной схемы может быть связано с добавлением, в соответствии с технологией, определенных компонентов в промежутке между ступенями или утилизацией тепла на каждой из ступеней. В любом случае все аппараты связаны через один из теплоносителей, для которого известны расход, входная и выходная температура.

Основная часть

Рассмотрим последовательную установку для k -ступенчатого нагрева некоторой жидкости (см. рис. 1). Каждая ступень представляет собой пластинчатый теплообменник, в который входит поток горячего теплоносителя, нагревающий поток холодного теплоносителя.

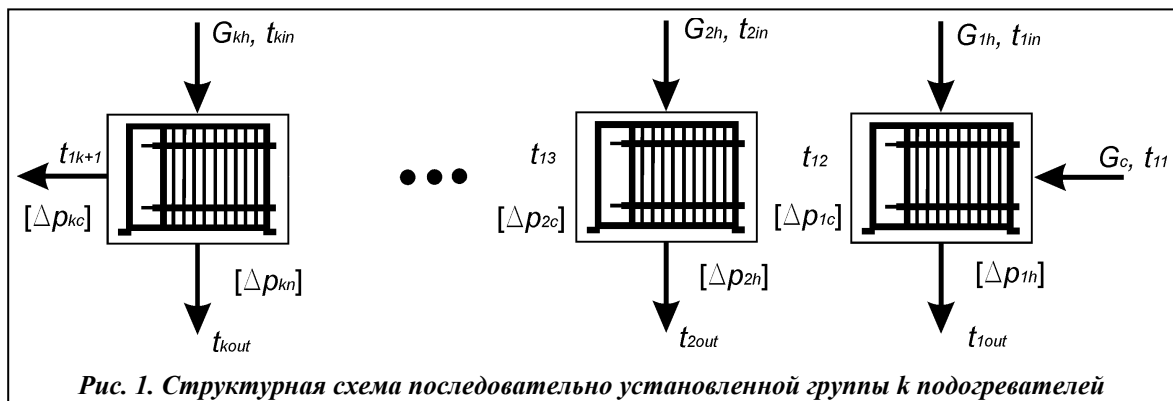


Рис. 1. Структурная схема последовательно установленной группы k подогревателей

ля до некоторой температуры. Будем считать, что греющим теплоносителем выступает также жидкость, т.е. теплообменники относятся к классу «жидкость – жидкость».

Для схемы на рис. 1 приняты следующие обозначения: G_c, t_{1i}, t_{1i+1} – расход, входная и выходная температура нагреваемого теплоносителя; $G_{ih}, t_{i in}, t_{i out}$ – расход, входная и выходная температура греющего теплоносителя на i -й ступени; $[\Delta p_{ic}], [\Delta p_{ih}]$ – допустимые потери давления по нагреваемой и греющей сторонам в i -м аппарате [1].

Задача расчета одного 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 обычно определяет поверхность теплообмена рассчитанного пластинчатого аппарата и одновременно – мощность насосов, обеспечивающих подачу теплоносителей.

Для теплообменника данной марки именно поверхность теплообмена определяет его стоимость, которую относят к капитальным затратам, а стоимость прокачивания теплоносителей – к эксплуатационным затратам. В работе [2] сформулирована задача минимизации приведенных затрат C_{mc} , при модернизации или проектировании теплообменного узла с установкой пластинчатого теплообменного оборудования, которая для случая k теплообменников, установленных последовательно, может быть представлена в виде

$$C_{mc} = \sum_{i=1}^k C_{imc} = \sum_{i=1}^k (C_{itr} + C_{iuse} + E_i \cdot C_{ihe}), \quad (1)$$

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_{ihe} – 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. 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 может быть сформулирована одна из следующих задач. Необходимо определить такие значения задаваемых допустимых потерь давления, например $[\Delta p_{ic}]$ и температуры t_{1i} между теплообменниками, которые обеспечивают минимум приведенных затрат (1).

Общее выражение для приведенных затрат проектируемого пластинчатого теплообменника имеет вид

$$C_{mc} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left([\Delta p_c] \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_c] + \Delta p_{pc}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} +$$

$$(A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{2V_c \cdot [\Delta p_c]^{\frac{1}{2-m}}}{f_{ch} \cdot K_c} + 1 \right) \right],$$

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; C_{pl} – стоимость одной пластины (с прокладкой) данного типоразмера, установленной в аппарате; c_{ee} – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии; A_m – коэффициент амортизационных отчислений A_m , 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, сП; η_h, η_c – КПД насосов по стороне греющего и нагреваемого тепло-

носителей; h_{our} – общее число часов работы насосного оборудования; Δp_{ph} , Δp_{pc} – потери давления, Па, в присоединениях и коллекторе аппарата; $[\Delta p_c]$ – допускаемые потери давления в пакете пластин теплообменника по нагреваемой стороне. Величина K_c для i -го теплообменника вычисляется по формуле

$$K_{ci} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekvi}}{v_{ci}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ci} \cdot l_{pri}}{2 \cdot d_{ekvi}} \right]^{-\frac{1}{2-m_i}},$$

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 $\zeta = B \cdot Re^{-m}$ для коэффициента гидравлического трения ζ и являющиеся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки); $Re = w \cdot d_{ekv} / \nu$ – число Рейнольдса; ν – кинематическая вязкость, м²/с; w – средняя скорость в канале, м/с.

Будем считать, что все теплообменники одного типоразмера, тогда приведенные затраты для i -го аппарата можно представить

$$C_{imc} = \left[\frac{V_c}{\eta_{ih}} \cdot \left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right) \cdot \left(\frac{c_{pic}}{c_{pih}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right) \cdot \left\{ [\Delta p_{ic}] \cdot \left(\frac{\mu_{ic}}{\mu_{ih}} \right)^{-m_i} \cdot \left(\frac{\rho_{ih}}{\rho_{ic}} \right)^{1-m_i} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right) \cdot \left(\frac{c_{pic}}{c_{pih}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right) \right)^{2-m_i} + \xi_{port} \cdot \frac{8 \cdot \rho_{ih} \cdot V_c^2}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{pic}}{c_{pih}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right) \right\} + \right. \\ \left. + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_{ic}] + \Delta p_{pic}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} + (A_{m_i} + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{2V_c \cdot [\Delta p_{ic}]^{-\frac{1}{2-m_i}}}{f_{ch} \cdot K_{ic}} + 1 \right) \right]. \quad (2)$$

Оптимальные значения допустимых потерь давления и промежуточной температуры определяются из равенства нулю первой производной приведенных затрат (2), а именно

$$\sum_{i=1}^k \frac{\partial C_{imc}}{\partial [\Delta p_{ic}]} = 0, \quad \sum_{i=1}^k \frac{\partial C_{imc}}{\partial t_{li}} = 0. \quad (3)$$

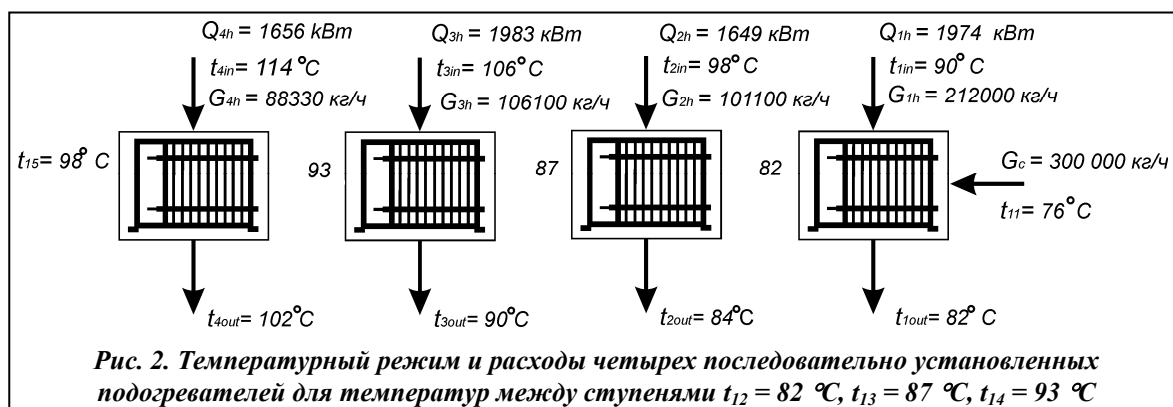
Решение системы нелинейных уравнений (3) даст нам величины $[\Delta p_{ic}]$, t_{li} , минимизирующие проектируемую установку теплообменников по критерию приведенных затрат. После определения этих величин необходимо рассчитать каждый теплообменник с полученными исходными значениями температурных параметров и потерь давления.

Система (3) с учетом (2) может быть представлена в виде

$$[\Delta p_{ic}] = \left(- \left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right)^{3-m_i} \cdot \varphi_{i1} - \varphi_{i2} \right)^{\frac{m_i-2}{3-m_i}}, \quad (4)$$

$$[\Delta p_{ic}] \cdot \left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right)^{2-m_i} \cdot \psi_{i1} + \psi_{i2} \cdot \left(\frac{t_{i+1} - t_{li}}{t_{iin} - t_{iout}} \right)^2 = \\ = [\Delta p_{i+1c}] \cdot \left(\frac{t_{i+2} - t_{i+1}}{t_{i+1in} - t_{i+1out}} \right)^{2-m_i} \cdot \psi_{i+11} + \psi_{i+12} \cdot \left(\frac{t_{i+2} - t_{i+1}}{t_{i+1in} - t_{i+1out}} \right)^2, \quad (5)$$

где $\varphi_{i1} = \left(\frac{V_c}{\eta_{ih}} \cdot \left(\frac{c_{pic}}{c_{pih}} \right)^{3-m_i} \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\mu_{ic}}{\mu_{ih}} \right)^{-m_i} \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot \frac{m_i-2}{C_{pl} \cdot K_{icap}} \right)$, $\varphi_{i2} = \left(\frac{V_c \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \cdot (m_i-2)}{C_{pl} \cdot K_{icap} \cdot \eta_c} \right)$,



$$\Psi_{i1} = \left(\frac{\mu_{ic}}{\mu_{ih}} \right)^{-m_i} \cdot \left(\frac{c_{pic}}{c_{pjh}} \right)^{2-m_i} \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{i\text{ in}} - t_{i\text{ out}}} + (2 - m_i) \right),$$

$$\Psi_{i2} = \left(\frac{c_{pic}}{c_{pjh}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{ih}} \right)^2 \cdot \left(\frac{8 \cdot \xi_{port}}{\pi^2 d_{port}^4} \cdot \rho_{ih} \cdot V_c^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{t_{i\text{ in}} - t_{i\text{ out}}} + 2 \right),$$

$$K_{icap} = \frac{(A_m + E) \cdot 2V_c}{f_{ch} \cdot K_{ic}}, \quad K_{ic} = \left[B_i \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{ic}} \right)^{-m_i} \cdot \frac{\rho_{ic} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{-\frac{1}{2-m_i}}$$

Фактически задача свелась к численному решению системы уравнений (4), (5), из которой определяются промежуточные температуры, обеспечивающие минимум приведенных затрат (2). После этого, используя соотношение (4), определяются оптимальные значения допустимых потерь давления $[\Delta p_{ic}]$ в каждом из аппаратов. Для нахождения промежуточных температур уравнение (4) подставим в (5) и получим систему трансцендентных уравнений относительно промежуточных температур между теплообменниками.

В качестве примера, демонстрирующего предложенную методику, рассмотрим расчет 4 пластинчатых подогревателей с исходными данными (рис. 2). Принято примерно одинаковое распределение температурного перепада между ступенями, а именно: $t_{12} = 82^\circ\text{C}$, $t_{13} = 87^\circ\text{C}$, $t_{14} = 93^\circ\text{C}$. Тепловая нагрузка, расходы и температуры, вычисленные из теплового баланса по ступеням, представлены на рис. 2.

На эти позиции будем проектировать пластинчатые теплообменники М15М производства «Альфа Лаваль», геометрические параметры которых приведены в [1]. Главным ограничением по параметрам является заданное значение входной температуры по греющему теплоносителю, расходы по ступеням не лимитируются, и, как следствие, выходная температура греющего теплоносителя также не фиксирована. В качестве данных для расчета эксплуатационных затрат примем следующие значения: число часов работы в сутки 24; количество дней работы в году 120; стоимость 1 кВт·ч электроэнергии 0,68 грн; КПД насосов 70%. Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин представлены в табл. 1. Другие величины принимались $A_m = 0,025$, $E = 0,25$, $B = 1,632$, $m = 0,11$ для всех теплообменных аппаратов [1].

Расчет теплообменников по данным на рис. 2 представлен в табл. 2. Главной особенностью является неэффективная работа аппаратов из-за высоких потерь давления в присоединениях, что требует установки дополнительных присоединений со стороны подвижной плиты. Также неэффективным является применение аппаратов с такой пластиной на 2-й и 3-й ступенях, где резко возросла поверхность теплообмена.

Подставим соотношение (4) в (5) и получим три уравнения относительно трех неизвестных t_{12} , t_{13} , t_{14}

Таблица 1. Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин для теплообменников по ходу движения нагреваемого теплоносителя

Теплообменник	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К)		Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$, кг/(м·с)		Плотность ρ , кг/м ³	
	греющий	нагреваемый	греющий	нагреваемый	греющий	нагреваемый
1	4,190	3,948	0,3298	0,8192	968,1	1041
2	4,193	3,957	0,3200	0,7695	966,5	1038
3	4,200	3,966	0,2982	0,7189	962,4	1035
4	4,219	3,974	0,2897	0,6745	953,9	1032

Таблица 2. Расчетные значения температур и потерь давления в теплообменниках для данных на рис. 2

Теплообменник	Число пластин	Потери давления по нагреваемой стороне, КПа		Отношение потерь давления в присоединениях к общим потерям, %
		в присоединениях	общие	
1	87	19,0	70,0	27
2	214	25,7	34,7	74
3	154	22,9	39,7	58
4	86	19,2	69,6	28

$$\begin{aligned}
 & \left(-\left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{11} - \phi_{12} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{11} + \psi_{12} \cdot \left(\frac{t_{12} - t_{11}}{t_{1in} - t_{1out}} \right)^2 = \\
 & = \left(-\left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{21} - \phi_{22} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{21} + \psi_{22} \cdot \left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2, \\
 & \left(-\left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{21} - \phi_{22} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{21} + \psi_{22} \cdot \left(\frac{t_{13} - t_{12}}{t_{2in} - t_{2out}} \right)^2 = \\
 & = \left(-\left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{31} - \phi_{32} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{31} + \psi_{32} \cdot \left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^2, \\
 & \left(-\left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{31} - \phi_{32} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{31} + \psi_{32} \cdot \left(\frac{t_{14} - t_{13}}{t_{3in} - t_{3out}} \right)^2 = \\
 & = \left(-\left(\frac{t_{15} - t_{14}}{t_{4in} - t_{4out}} \right)^{3-m} \cdot \phi_{41} - \phi_{42} \right)^{\frac{m-2}{3-m}} \cdot \left(\frac{t_{15} - t_{14}}{t_{4in} - t_{4out}} \right)^{2-m} \cdot \psi_{41} + \psi_{42} \cdot \left(\frac{t_{15} - t_{14}}{t_{4in} - t_{4out}} \right)^2.
 \end{aligned} \tag{6}$$

В результате решения системы уравнений (6) для исходных данных на рис. 2 и табл. 1 получим значения промежуточных температур между ступенями: $t_{12} = 78,8$ °С, $t_{13} = 85,9$ °С, $t_{14} = 91,8$ °С. Распределение потерь давления по греющей (горячей) и нагреваемой (холодной) в присоединениях и пакете пластин приведено в табл. 3. Тепловая нагрузка, расходы и температуры, вычисленные из теплового баланса по ступеням, представлены на рис. 3.

Расчет потерь давления в присоединениях Δp_{port} , Па производился по формуле $\Delta p_{port} = \xi \cdot \frac{\rho w_{port}^2}{2}$, где w – скорость теплоносителя в присоединении, м/с; $\xi = 1,5$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления.

Таблица 3. Расчетные значения температур и потерь давления в теплообменниках

Теплообменник	Входная температура, °С	Потери давления в присоединениях по сторонам, КПа		Потери давления в пакете пластин по сторонам, КПа		Суммарные допустимые потери давления по сторонам, КПа	
		холодная	горячая	холодная	горячая	холодная	горячая
1	76	16,2	1,9	61,6	7,4	77,8	9,3
2	78,8	16,2	4,0	58,8	14,2	75,0	18,2
3	85,9	16,1	2,1	60,9	8,1	77,0	10,2
4	91,8	16,2	4,1	58,0	14,6	74,2	18,7

Полученные значения суммарных допустимых потерь давления в аппаратах примерно равны (табл. 3). Поэтому площадь теплопередающей поверхности (количество пластин) теплообменников также будет примерно равной, что можно видеть из данных, представленных в табл. 4. Эксплуатационные, капитальные и приведенные затраты (с учетом нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений $E = 0,25$) рассчитаны по условиям работы [2], стоимость 1 € принята равной 11,5 грн.

Таблица 4. Расчетная стоимость затрат на теплообменники

Параметр	Теплообменники			
	1	2	3	4
Число пластин	81	82	80	82
Капитальные затраты, грн	46 794	47 281	46 687	47 262
Эксплуатационные затраты, грн	22 948	23 731	22 880	23 573
Общая стоимость, грн	69 742	71 012	69 567	70 836

Полученное решение не только позволяет уменьшить площадь теплообмена аппаратов по ступеням, но и полностью перераспределяет тепловую нагрузку по ступеням, что в условиях сформулированной задачи можно выполнить. При этом изменяются выходные температуры греющих потоков, которые в данной постановке задачи не лимитируются.

Выводы. Получены аналитические соотношения для определения оптимальных величин температур и допустимых потерь давления при проектировании системы пластинчатых теплообменных аппаратов, исходя из критерия минимума приведенных затрат. Эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете системы из 4 подогревателей.

Литература

1. Арсеньева О. П. Оптимизация пластинчатого теплообменника / О. П. Арсеньева, А. В. Демирский, Г. Л. Хавин // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 13, № 1. – С. 23–31.
2. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении / Л. Л. Тобажнянский, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин, О. П. Арсеньева. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – 448 с.

Поступила в редакцию
27.04.11

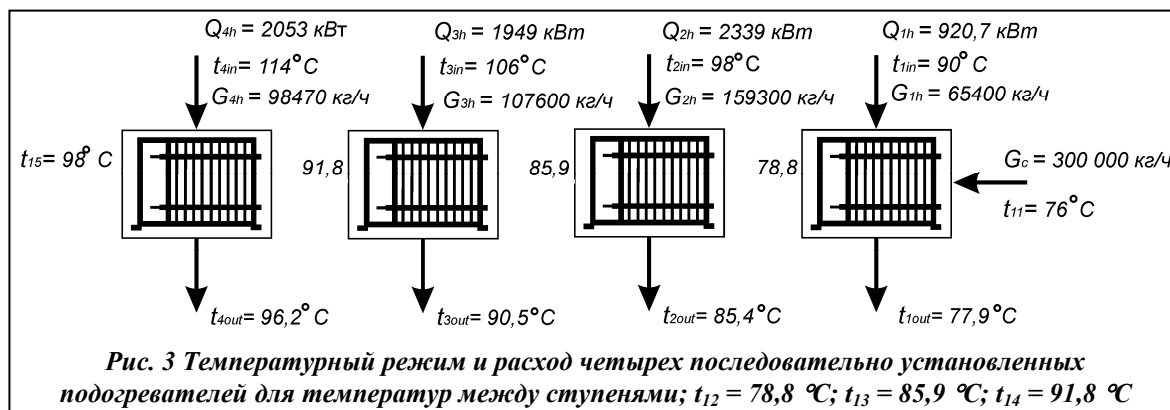


Рис. 3 Температурный режим и расход четырех последовательно установленных подогревателей для температур между ступенями; $t_{12} = 78,8^\circ\text{C}$; $t_{13} = 85,9^\circ\text{C}$; $t_{14} = 91,8^\circ\text{C}$