

Арсеньева О.П., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗБОРНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Актуальность и постановка проблемы. Пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) являются одним из наиболее эффективных типов теплообменного оборудования. Конструкции, принципы компоновки и методы проектирования этих аппаратов достаточно полно описаны в литературе [1–4]. В сравнении с традиционными кожухотрубными аппаратами, пластинчатые теплообменники компактны и требуют меньших затрат материалов для изготовления поверхности теплопередачи. ПТА имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами аппаратов, такие как высокий коэффициент теплопередачи, малые габариты, низкая стоимость, меньшая склонность к загрязнению, изменение поверхности теплопередачи в одном аппарате, удобство обслуживания, и, что особенно важно для энергосбережения, возможность работы с малым температурным сближением – вплоть до 1–2 °С.

Благодаря отличию в конструкции ПТА от традиционных кожухотрубных аппаратов, для их расчетов необходимы несколько другие методы проектирования. Разработка таких методов должна основываться на точных и достоверных математических моделях. Главной задачей при проектировании ПТА является минимизация стоимости теплообменника, зависящая от типоразмера аппарата и поверхности теплообмена (количества пластин), при максимальном удовлетворении проектных данных по мощности и допустимым потерям давления. Для выполнения этих требования существенным образом может меняться компоновка, в том числе увеличиваться число ходов, или в одном аппарате использоваться теплопередающие пластины различной гофрировки. Для реализации таких изменений при проектировании теплообменника в настоящей работе сформулирована проблема и предложена математическая реализация поставленной задачи.

Математическое моделирование пластинчатого теплообменного аппарата

Разборный ПТА состоит из набора гофрированных пластин, расположенных между опорной и прижимной плитами, которые стянуты болтами [4]. Пластины разделены системой уплотняющих прокладок, которые организуют движение теплоносителей в каналах между пластинами. В многоходовом ПТА пластины сгруппированы таким образом, что они формируют группы параллельных каналов. Одна такая группа соответствует одному ходу, при этом поток проходит через соответствующие хода, как показано на рис.1. Температурные перепады в ходах различны и в разных группах каналов может иметь место прямоточное и противоточное движение теплоносителей.

Математическая модель ПТА основывается на следующих допущениях:

- процесс теплообмена стационарный;
- фазовый переход в каналах у теплоносителей отсутствует;
- число пластин в аппарате достаточно велико, чтобы при общем смешанном токе не учитывать различия в условиях теплопередачи на пластинах, ограничивающих ход теплоносителя;
- неравномерностью расхода теплоносителей в коллекторах по отдельным каналам пренебрегаем.
- каждая группа каналов соответствует одному ходу;
- потоки полностью смешиваются в соединительных частях коллекторов ПТА.

Принимая такие допущения. ПТА можно рассматривать как совокупность одноходовых блоков пластин. Условия для всех каналов в таких блоках идентичны. Компоновка с тремя ходами для горячего теплоносителя ($X_1=3$) и двумя для холодного теплоносителя ($X_2=2$) представлена на рис. 2. Площадь теплопередающей поверхности блока $F_b = F/(X_1 X_2)$, где F – общая площадь теплообмена ПТА. Изменение температуры горячего теплоносителя для каждого блока – δt_i , $i = 1, 2...6$.

Общее количество блоков $n_b = X_1 X_2$, число единиц теплопереноса в блоке, рассчитанное для горячего потока равно

$$NTU_b = \frac{U_b F_b X_2}{G_1 c_1}, \quad (1)$$

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

где U_b – коэффициент теплопередачи в блоке, Вт/(м²·К); G_1 – массовый расход горячего теплоносителя, кг/с; c_1 – удельная теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К).

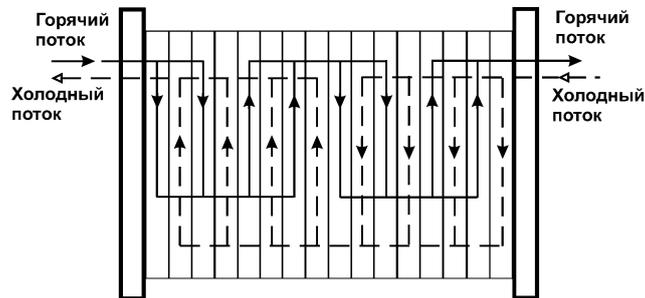


Рисунок 1 – Схема потоков теплоносителей в многоходовом ПТА

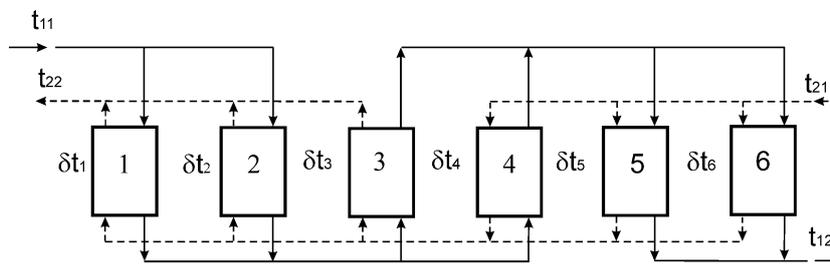


Рисунок 2 – Условная схема пластинчатого теплообменника в виде системы одноходовых блоков пластин ($X_1=3, X_2=2$)

Положим, что $G_1 c_1 / X_2 \leq G_2 c_2 / X_1$, тогда эффективность теплопередачи в блоке ε_b для случая противотока

$$\varepsilon_b = \frac{1 - \exp(NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}{1 - R_b \cdot \exp(NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}, \quad (2)$$

где $R_b = G_1 \cdot c_1 \cdot X_1 / (G_2 \cdot c_2 \cdot X_2)$ – отношение для водяных эквивалентов потоков, протекающих через блок; G_2 – массовый расход холодного теплоносителя, кг/с, c_2 – удельная теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К). В случае, если $R_b=1$, $\varepsilon_b = NTU_b / (1 + NTU_b)$.

Для прямоточного движения теплоносителей

$$\varepsilon_b = \frac{1 - \exp(-NTU_b \cdot R_b - NTU_b)}{1 + R_b}. \quad (3)$$

С другой стороны, эффективность теплопередачи в i -ом блоке равна

$$\varepsilon_{bi} = \delta t_{i1} / \Delta t_i, \quad (4)$$

где δt_{i1} – падение температуры теплоносителя в i -ом блоке; Δt_i – разность температур, поступающих в i -й блок теплоносителей.

Температурное изменение холодного потока

$$\delta t_{2i} = \delta t_{i1} \cdot R_b. \quad (5)$$

Приведенные соотношения справедливы и при $G_1c_1 / X_2 > G_2c_2 / X_1$. В этом случае меняется только физический смысл величин ε_b и NTU_b [3]. Таким образом, представленные соотношения можно рассматривать как математическую модель отдельного блока, которая описывает зависимость изменений температуры в блоке от характеризующих факторов блока F_b и U_b . Для каждого блока можно записать уравнение, связывающее изменение температуры в этом блоке от температурных изменений в других блоках ПТА.

Рассмотрим первый блок на рис. 2. Перепад температур для потоков, входящих в блок, можно вычислить путем вычитания среднего возрастания температуры холодного теплоносителя в блоках 4, 5 и 6 от начального перепада температуры Δ потоков, поступающих в ПТА

$$\Delta t_1 = \Delta - (\delta t_4 \cdot R_b + \delta t_5 \cdot R_b + \delta t_6 \cdot R_b) / 3.$$

Подставив полученное соотношение в (4), после перегруппировки, получим

$$\delta t_1 + \delta t_4 \frac{\varepsilon_{b1}}{3} R_b + \delta t_5 \frac{\varepsilon_{b1}}{3} R_b + \delta t_6 \frac{\varepsilon_{b1}}{3} R_b = \varepsilon_{b1} \Delta. \quad (6)$$

Подобным образом можно сформировать аналогичные соотношения для каждого блока ПТА. В итоге, мы получим систему 6-ти линейных алгебраических уравнений с 6-ю неизвестными переменными $\delta t_1, \delta t_2, \dots, \delta t_6$.

Как показано в работе [5], подобная система может быть представлена в матричном виде для любого количества ходов

$$[Z][\delta t_i] = [\varepsilon_{bi}\Delta], \quad (7)$$

где $[\delta t_i]$ – вектор-столбец падений температур в блоках; $[\varepsilon_{bi}\Delta]$ – вектор-столбец правых частей системы; $[Z]$ – матрица коэффициентов системы, элементами которой являются

$$z_{ij} = \begin{cases} \frac{\varepsilon_{bi}R_b}{2X_1} \left\{ 1 \cdot \text{sign} \left(j - \left(\text{int} \left[\frac{i-1}{X_i} \right] + 1 \right) X_1 + 0.5 \right) + 1 \right\}, & \text{if } j > i \\ 1, & \text{if } i = j \\ \frac{\varepsilon_{bi}}{2X_2} \left\{ 1 \cdot \text{sign} \left(\text{int} \left[\frac{i-1}{X_2} \right] X_2 - j + 0.5 \right) + 1 \right\}, & \text{if } j < i \end{cases}. \quad (8)$$

где i – номер ряда; j – номер столбца.

Решение системы линейных алгебраических уравнений (7) не вызывает трудностей, и общее изменение температур в ПТА по греющему и нагреваемому теплоносителю

$$\delta t_{\Sigma 1} = \sum_{i=1}^{X_1} \left(\frac{1}{X_1} \sum_{ii=1}^{X_2} \delta t_{(i-1)X_2+ii} \right); \quad \delta t_{\Sigma 2} = \frac{(G_1c_1)}{(G_2c_2)} \delta t_{\Sigma 1}. \quad (9)$$

Общая тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = \delta t_{\Sigma 1} \cdot G_1 \cdot c_1, \quad (10)$$

Эти соотношения необходимо дополнить уравнениями для расчета общего коэффициента теплопередачи

$$U = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_f \right)^{-1}, \quad (11)$$

где α_1, α_2 – коэффициент теплоотдачи для горячего и холодного потоков соответственно, Вт/м²·К; δ_w – толщина пластины, м; λ_w – коэффициент теплопроводности материала пластины, Вт/(м·К); $R_f = R_{f1} + R_{f2}$ – термическое сопротивление тепловому потоку от загрязнения стенки пластины, м²·К/Вт.

Для пластинчатых теплообменников коэффициенты теплоотдачи обычно вычисляются по эмпирическим соотношениям

$$Nu = f(Re, Pr) = A \cdot Re^n Pr^{0,4} (\mu / \mu_w)^{0,14}, \quad (12)$$

где Nu, Re, Pr – числа Нуссельта, Рейнольда и Прандтля; μ и μ_w – динамическая вязкость при температурах потока и стенки пластины соответственно, сП; A, n – постоянные.

Потери давления в одном канале теплообменника

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{L_p}{d_e} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (13)$$

где L_p – приведенная длина пластины (отношение площади пластины к ее ширине), м; d_e – эквивалентный диаметр канала, образованного пластинами, м, $d_e \approx 2\delta$, δ – высота гофрировки пластины, м; ρ – плотность, кг/м³; w – скорость теплоносителей в каналах, м/с; ζ – коэффициент трения, который обычно определяется из эмпирического соотношения

$$\zeta = B / Re^m, \quad (14)$$

где B, m – постоянные.

Для многоходового теплообменника потери давления для одного хода умножаются на количество ходов $X_{1,2}$.

Пластины одного типа для теплообменных аппаратов обычно изготавливаются с разными углами наклона гофрировки, это позволяет создавать различные каналы при установке их в аппарат, например на рис. 3 представлены 3 типа каналов для двух видов пластин.

Пластины типа Н имеют больший угол наклона гофрировки (~ 60°). Они образуют Н - каналы с высоким коэффициентом теплопередачи и гидравлического сопротивления. Пластины типа Л имеют меньший угол (~ 30°) и образуют Л – каналы с меньшим значением коэффициента теплопередачи и гидравлического сопротивления. Совместное их использование образует МН или МЛ каналы с промежуточными характеристиками (рис. 3). Такой принцип конструирования позволяет изменять тепловые и гидравлические характеристики пакета пластин с точностью до одной пластины в пакете.

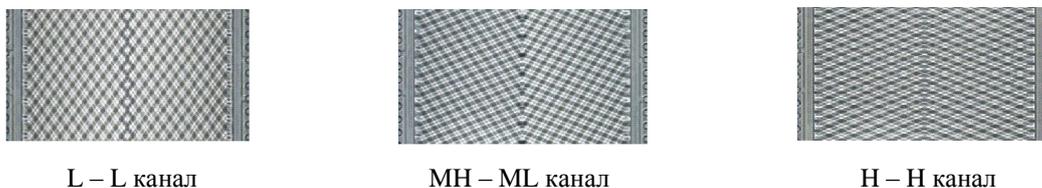


Рисунок 3 – Каналы, образованные комбинацией пластин с разным углом наклона гофрировки

В теплообменном аппарате обычно используются два вида каналов. Один с большим гидравлическим сопротивлением и теплоотдачей (x -канал), а другой с меньшими характеристиками (y -канал). Когда поток проходит по множеству таких каналов, то температурные изменения в различных каналах не одинаковы, но после смешивания в коллекторах происходит выравнивание температур. Эффективность теплопередачи блока пластин с различными каналами

$$\varepsilon_b = (g_x \cdot n_x \cdot \varepsilon_x + g_y \cdot n_y \cdot \varepsilon_y) / (g_x \cdot n_x + g_y \cdot n_y), \quad (15)$$

где n_x и n_y – количество x и y каналов в блоке пластин соответственно; $g_{x,y} = w_{x,y} \cdot \rho \cdot f_{ch}$ – удельный массовый расход одного канала x или y типа, где f_{ch} – площадь поперечного сечения канала, м². Эти уравнения должны удовлетворять равенству потерь давления $\Delta p_x = \Delta p_y$ и материальному балансу

$$g_x \cdot n_x + g_y \cdot n_y = G_b, \quad (16)$$

где G_b – расход теплоносителя в блоке пластин.

Принципы комбинирования каналов разных типов в одном аппарате дают наилучшие результаты при симметричной организации ходов ($X_1 = X_2$). Несимметричная компоновка, когда $X_1 \neq X_2$, используется в случае, когда все каналы одинаковы (любого из трех возможных видов). Если число каналов определено, то число пластин можно вычислить из соотношений

$$N_{pl} = \sum_{i=1}^{X_1} (n_{x1i} + n_{y1i}) + \sum_{j=1}^{X_2} (n_{x2j} + n_{y2j}) + 1. \quad (17)$$

Общая площадь теплопередачи аппарата (две крайние пластины не рассматриваются)

$$F_{PHE} = (N_{pl} - 2) \cdot F_{pl}, \quad (18)$$

где F_{pl} – площадь поверхности теплопередачи одной пластины, м².

Вышеприведенные уравнения (1)–(18) описывают взаимосвязь между переменными, характеризующими теплообменник, и процессом теплопередачи в нем. Они представляют собой математическую модель ПТА, решение которой позволяет вычислить изменение давления и температуры потоков, поступающих в теплообменный аппарат (задача анализа).

Задача проектирования ПТА (синтеза) заключается в нахождении его характеристик (таких как тип пластин, количество ходов, количество пластин различной гофрировки), которые наилучшим образом удовлетворяют условиям реализации процесса теплообмена. Для этого рассматривается оптимальный расчет с определением перепада давления, как представлено в работе [6]. Целевой функцией является минимум общей поверхности теплоотдачи теплообменника. При этом должны выполняться условия удовлетворения заданной тепловой нагрузки Q^0 и допустимым потерям давления для обоих потоков $\Delta p_1^0, \Delta p_2^0$. Эти условия можно записать в виде следующих неравенств-ограничений:

$$Q \geq Q^0; \quad \Delta p_1 \leq \Delta p_1^0; \quad \Delta p_2 \leq \Delta p_2^0. \quad (19)$$

Таким образом, мы сформулировали математическую задачу отыскания минимального значения для неявно выраженной нелинейной дискретно-непрерывной функции с ограничениями в виде неравенств. Подобная задача не имеет аналитического решения. Для ее решения численными методами было разработано программное обеспечение. Математическая модель содержит некоторые постоянные коэффициенты в эмпирических соотношениях, которые можно получить только через трудоемкие эксперименты.

Определение параметров математической модели

Постоянные величины, входящие в эмпирические соотношения, для расчета промышленно выпускаемых теплообменников, получают обработкой экспериментальных данных. Такие эксперименты производятся для каждого типа разрабатываемых пластин и межпластинных каналов. Результаты этих тестов являются собственностью компаний производителей и обычно не публикуются.

Основываясь на описанной выше математической модели, была разработана методика численного эксперимента, которая позволяет определить параметры модели путем сравнения с результатами, полученными для тех же условий с использованием программ расчета, имеющихся в Интернете для большинства производителей теплообменных аппаратов. Результаты для некоторых пластин, производимых

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

фирмой «Альфа Лаваль», представлены в табл. 1. Геометрические параметры пластин, для которых получены эти значения, приведены в табл. 2.

Таблица 1 – Параметры соотношений для некоторых теплообменных аппаратов производства «Альфа Лаваль», ($Re > 250$)

Тип пластины	Тип канала	A	N	Re	B	m
M3	H	0,265	0,7	<520	33,0	0,25
				≥520	10,7	0,07
	L	0,12	0,7	<1000	18,8	0,33
				≥1000	8,80	0,22
ML/MH ¹	0,18	0,7	<1000	44,0	0,40	
			≥1000	5,10	0,10	
M6	H	0,25	0,7	<1250	10,0	0,20
				≥1250	2,40	0
	L	0,12	0,7	<1500	5,10	0,30
				≥1500	1,70	0,15
ML/MH	0,165	0,7	<930	9,30	0,30	
			≥930	2,72	0,12	
M6M	H	0,27	0,7	<1300	11,7	0,13
				≥1300	4,55	0
	L	0,11	0,71	<2200	4,23	0,23
				≥2200	1,88	0,12
ML/MH	0,14	0,73	<2100	5,61	0,16	
			≥2100	1,41	0	
M10B	H	0,24	0,7	<2000	11,1	0,15
				≥2000	3,50	0
	L	0,11	0,7	<1500	12,0	0,36
				≥1500	2,42	0,14
ML/MH	0,12	0,74	<2700	6,20	0,20	
			≥2700	1,90	0,05	
M15B	H	0,26	0,7	-	5,84	0,05
	L	0,085	0,74	<2900	5,20	0,28
				≥2900	1,57	0,13
	ML/MH	0,13	0,74	<3500	4,30	0,15
≥3500				1,25	0	

Таблица 2 – Геометрические параметры некоторых пластин, производимых «Альфа Лаваль» (δ – высота гофрировки, d_e – эквивалентный диаметр, b – ширина пластины, F_{pl} – площадь тепло передающей поверхности пластины, D_{con} – диаметр присоединений, f_{ch} – площадь поперечного сечения канала, L_p – приведенная длина)

Тип пластины	$\delta \cdot 10^3$, м	$d_e \cdot 10^3$, м	b , м	F_{pl} , м ²	D_{con} , м	$f_{ch} \cdot 10^3$, м ²	L_p , м
M3	2,4	4,8	0,100	0,032	0,036	0,240	0,320
M6	2,0	4,0	0,216	0,15	0,05	0,432	0,694
M6M	3,0	6,0	0,210	0,14	0,05	0,630	0,666
M10B	2,5	5,0	0,334	0,24	0,10	0,835	0,719
M15B	2,5	5,0	0,449	0,62	0,15	1,123	1,381

¹ В данной работе небольшая разница между параметрами ML и MH каналов не учитывается

Сравнение результатов, полученных с помощью разработанного программного обеспечения с результатами, полученными благодаря свободно распространяемой программе «Альфа Лаваль», показали хорошее согласование (различие не более 4 % для площади поверхности теплообменника).

Необходимо заметить, что полученные соотношения и разработанное программное обеспечение можно использовать только на стадии предварительных расчетов при оптимизации ПТА или теплообменных сетей. Окончательный расчет при заказе оборудования должен быть произведен изготовителем оборудования.

Примеры расчетов с использованием математической модели

Для того чтобы продемонстрировать, влияние количества ходов и пластин на характеристики теплообменного аппарата, рассмотрим следующие два примера. Один из теплообменников рассчитан для спиртового завода. Другой был взят из работы [6]. Расчеты производились с помощью разработанного программного обеспечения.

Пример 1. Необходимо нагреть 5 м³/ч спиртовой браги от 28 до 90 °С горячей водой, поступающей с температурой 95 °С и расходом 15 м³/ч. Давление обеих жидкостей 500 кПа. Допустимые потери давления для горячего теплоносителя 150 кПа, холодного – 100 кПа. Характеристики спиртовой браги постоянны: плотность 978,4 кг/м³; теплоемкость – 3,18 кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности – 0,66 Вт/(кг·м). Динамическая вязкость при температурах $t=25; 60; 90$ °С принималась $\mu=19,5; 16,6; 9,0$ сП.

Результаты расчетов для различного количества ходов X_1 и X_2 представлены в табл. 3. Анализ этих данных показывает, что минимальное количество пластин (38 пластин) достигается при $X_1=2$ и $X_2=4$ с использованием средних каналов МН/МЛ в теплообменнике. Самое близкое решение (41 пластина) получено при $X_1=X_2=2$ со смешанной компоновкой каналов в одном ходе. Если бы в наличие имелся только один тип пластин, то минимальное количество пластин было бы 44 для Н и для L пластин, что на 15 % больше, чем для случая со смешанными каналами.

Таблица 3 – Влияние количества ходов и компоновки пластин на число пластин для теплообменника марки М6М для условий примера 1

X ₂	X ₁			
	1	2	3	4
1	<u>56 пластин</u> 1*28Н / 1*27Н	<u>235 пластины</u> 2*59Н/1*116Н	<u>157 пластин</u> 3*26Н/1*78Н	<u>184 пластины</u> 4*23Н/1*91Н
2	<u>72 пластины</u> 1*35Н / 2*18Н	<u>41 пластина</u> 2*(7Н+3*МЛ)/ 2*(7Н+3*МН)	<u>60 пластин</u> 3*10МН / 2*14МЛ	<u>64 пластины</u> 4*8Л / 1*15Л+1*16Л
3	<u>44 пластины</u> 1*21Н / 2*7Н+1*8Н	<u>49 пластин</u> 2*12МН / 3*8МЛ	<u>43 пластины</u> 3*(4МН+3*L)/ 3*(4МЛ+3*L)	<u>50 пластин</u> 3*6Л+1*7Л / 3*8Л
4	<u>63 пластины</u> 1*31МН / 1*7МЛ+3*8МЛ	<u>38 пластин</u> 2*9МН / 1*4МЛ+3*5МЛ	<u>44 пластины</u> 3*7Л / 2*5Л+2*6Л	<u>50 пластин</u> 3*6Л+1*7Л / 4*6Л

Пример 2. Рассматриваются условия, представленные в работе [6]. Необходимо охладить 40 кг/с горячей воды с начальной температурой 70 °С до 40 °С. Расход поступающей охлаждающей воды равен 30 кг/с, температура 30 °С. Допустимый перепад давления по горячей стороне $\Delta p_1=40$ кПа, по холодной – 60 кПа. Результаты расчетов представлены в табл. 4. В первых пяти случаях (ряды табл. 4) расчеты проводились для чистых пластин.

Таблица 4 – Результаты расчетов для примера 2 (два теплообменника марки M10B, установленных параллельно)

№	Общая площадь, м ²	Компоновка	Δр ₁ , кПа	Δр ₂ , кПа	R _f 10 ⁴ , м ² К/Вт	φ, %	F / F _{min}
1	36,96	(3Н+35ML)/ (3Н+35МН)	39	26	0	0	1
2	63,92	64Н / 64Н	40	21	0*	68	1,73
3	38,88	40ML / 40МН	38	25	0	1	1,05
4	91,68	95L / 95L	14	8	0*	0	2,50
5	83,04	2*43L/2*43L	40	24	0*	62	2,25
6	59,04	(57Н+4ML)/ (57Н+4МН)	40	23	1,0 ²	56	1,60
7	41,76	(15Н+28ML)/(15Н+28МН)	40	27	0,18	10 [†]	1,13
8	46,56	(26Н+22ML)/ (26Н+22МН)	40	26	0,37	20 [†]	1,26

Минимальная площадь поверхности теплопередачи достигается для смешанных каналов Н/ML – Н/МН (позиция 1). В этом случае допустимые потери давления по горячей стороне полностью реализуются и тепловая нагрузка точно равна заданной (запас φ равен нулю). Для компоновки одинаковых каналов (ML/МН) получена на 5 % большая площадь.

Для теплообменников с одинаковыми пластинами площадь поверхности намного больше. Для Н пластин (позиция 2) на 73 %, но при значительном запасе (68 %), для L пластин (позиция 4) площадь поверхности больше на 150 % при отсутствии запаса на тепловую нагрузку. В последнем случае перепад давления намного меньше допустимого. Увеличение числа ходов для L пластин (позиция 5) также увеличивает поверхность теплопередачи (на 125 %), но допустимый перепад давления используется полностью и запас составляет 62 %.

В примере, который рассмотрен в работе [6], термическое сопротивление загрязнению для обеих сторон пластин принималось равным $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (для данных по загрязнению поверхности теплопередачи теплообменника, представленных в работе [6], это значение является наибольшим). Для позиции 6 было использовано совокупное значение $R_f = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. Это привело к увеличению поверхности теплопередачи на 60 % – до $59,04 \text{ м}^2$ (авторы работы [6] получили $68,8 \text{ м}^2$ для пластин, рассматриваемых в их работе). Сравнивая результаты со значениями, представленными в позиции 2, можно заметить, что подобное ограничение для загрязнений не дает существенного выигрыша по сравнению с лучшим решением (на 10 %). Кроме того, это приводит к уменьшению скоростей в каналах, и как показано в работе [7], чрезмерное увеличение величины загрязнений может привести к повышенным загрязнениям на практике из-за уменьшения скорости потока и касательного напряжения на стенке пластины. В позициях 7 и 8 (табл. 4) приведены результаты расчетов с запасом 10 и 20 % от суммарного коэффициента теплопередачи. Площадь поверхности увеличилась на 13 и 26 % соответственно. Вычисленные соответствующие значения R_f значительно меньше, и для запаса 20 % они очень близки к результатам, представленным в работе [6].

Из табл. 4 можно видеть, что для смешанной компоновки каналов, заданные значения допустимой потери давления для одного потока (в нашем случае горячего) полностью удовлетворяются. Из этого следует что, используя пластины с различной гофрировкой в одном аппарате, мы фактически можем менять тепловые и гидравлические характеристики пакета пластин непрерывно. Уровень дискретности эквивалентен одной пластине в пакете. Это позволяет с высокой точностью удовлетворять заданные условия проектирования теплообменного аппарата.

Выводы

Разработанная математическая модель для проектирования многоходовых пластинчатых теплообменников со смешанными каналами в одном аппарате позволяет сократить величину площади теплообмена на стадии проектирования за счет более точного удовлетворения заданным входным условиям. Для промышленных пластин численным экспериментом получены постоянные эмпирических соотношений, входящие в уравнения математической модели. Достоверность математической модели доказана

² Это значение определено в ходе вычислений

сравнением с имеющимися в литературе решениями. Представленные примеры результатов расчетов показали возможность получения оптимальных решений с помощью этого метода.

Литература

1. Wang L, Sunden B, Manglik R.M. PHEs. Design, Applications and Performance. WIT Press, Southampton, 2007.
2. Compact Heat Exchangers. Selection, Design and Operation. / J.E Hesselgreaves.– Pergamon Press.– An Imprint of Elsevier Science., 2001.– 437 p.
3. Shah R.K., Seculic D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Wiley and sons, New Jersey, 2003. – 941 p.
4. Пластинчатые теплообменники в промышленности /Л. Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2004.– 232 с
5. Оптимальный расчет многоходовых разборных пластинчатых теплообменников / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, В.Ф. Павленко, И.Б. Деревянченко, Т.Г. Бабак, В.Ф. Лупырь // Химическое и нефтяное машиностроение, 1992. –28, №6.– С. 6–9.
6. Wang L, Sunden B. Optimal design of PHEs with and without pressure drop specifications // Applied Thermal Engineering, 2003. – 23. – P. 295–311.
7. Accounting for fouling in plate heat exchanger design / Gogenko A.L, Anipko O.B, Arsenyeva O.P, Kapustenko P.O. // Chemical Engineering Transactions, 2007.–12.– P. 207–213.

УДК 66.045.01

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

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗБІРНИХ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ

Розглянуто оптимальне проектування багатоходового пластинчатого розбірного теплообмінного апарату з використанням різних типів пластин. Сформульована математична задача пошуку мінімуму неявно заданої функції нелінійної дискретно безперервної цільової функції з обмеженням у вигляді нерівностей. Для урахування термічних та гідравлічних характеристик каналів, що утворюються пластинами з різним гофруванням, у формулах для підрахування тепловіддачі і гідравлічного опору використовуються показники степені і коефіцієнти знайдені за допомогою чисельного експерименту. Розроблено метод та програмне забезпечення чисельного експерименту знаходження параметрів моделі шляхом порівняння одержаних результатів з результатами розрахунків, що можна одержати за програмами з Інтернету на сайтах виробників пластинчатого теплообмінного обладнання. Одержані набори таких параметрів для деякого числа пластин, що виготовляються серійно. Наданий підхід реалізовано у вигляді пакету програм для розрахунків пластинчатих теплообмінників.

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

MATHEMATICAL MODELLING AND OPTIMAL DESIGN OF PLATE-AND-FRAME HEAT EXCHANGERS

The optimal design for multi pass plate-and-frame heat exchanger with mixed grouping of plates is considered. It is formulated as the mathematical problem of finding the minimal value for implicit nonlinear discrete/continues objective function with inequality constraints. To account for thermal and hydraulic performance of channels between plates with different geometrical forms of corrugations, the exponents and coefficients in formulas to calculate heat transfer coefficients and friction factors are used as model parameters. The procedure and software for numerical experiment to identify model parameters by comparing the calculation results with those obtained with free available in web computer programs of plate manufacturers is developed. The sets of such parameters are obtained for a number of industrially manufactured plates. The described approach is implemented as software for plate heat exchangers calculation.