

УДК 621.565.954.4

Бабак Т.Г., доцент, Хавин Г.Л., д.техн.н., профессор

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С РАЗНОЙ КОНФИГУРАЦИЕЙ ПРОФИЛЯ КАНАЛОВ

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, высота гофрировки, анализ теплопередачи, сопротивление загрязнению, потери давления.

Введение. В промышленности существуют приложения, особенно связанные с рекуперативным использованием пластинчатых теплообменных аппаратов (ПТА), когда по условиям рекуперации энергии имеется значительная разница между расходами горячего и холодного теплоносителей. В этом случае при обеспечении требований передачи тепла, температурного режима работы и выполнения условий по потерям давления в аппарате, по стороне теплоносителя с меньшим расходом резко падает скорость в каналах теплообменника. Это обстоятельство существенным образом сказывается на снижении величины коэффициента теплоотдачи со стороны этого теплоносителя и общего коэффициента теплопередачи аппарата. Кроме того снижение скорости в каналах приводит к падению величины касательного напряжения на стенке и, как следствие, к интенсификации загрязнения поверхности теплообмена в процессе эксплуатации. Таким образом, несмотря на привлекательность установки пластинчатого теплообменника с позиций рекуперации энергии (энергосбережения) условия его работы являются крайне невыгодными из-за большой поверхности теплообмена, обусловленной использованием теплоносителя с большим расходом, что приводит к падению скорости теплоносителя по стороне с малым расходом.

Аналогичная ситуация может иметь место при использовании по одной стороне теплоносителя с очень низким коэффициентом теплопроводности, что приводит к существенному снижению коэффициента теплоотдачи и росту пакета пластин (поверхности теплообмена) для обеспечения параметров функционирования аппарата. Примерно такая же картина наблюдается в случае, когда один из теплоносителей имеет существенно более высокую вязкость, чем другой, что требует проектирования большого числа каналов для выполнения условий по потерям давления в аппарате. Это приводит к существенному снижению скорости теплоносителя по другой стороне в теплообменнике, со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Постановка проблемы и ее современное состояние. Анализ литературных источников. Модернизация предприятий нефтехимической, химической и других отраслей промышленности, связана с усилением доли рекуперации тепла, что сопровождается увеличением действующих температурных режимов и давлений, установке теплообменного оборудования на новых позициях теплообмена. Основную номенклатуру теплообменного оборудования, например, на нефтеперерабатывающих заводах составляют кожухотрубные аппараты. Несмотря на высокую надежность в эксплуатации в условиях высоких температур и давлений, они имеют большие габариты и невысокий коэффициент теплопередачи. Требования к повышению эффективности теплопередачи, уменьшению габаритов, снижению загрязнения теплопередающей поверхности и минимизации остановок на чистку аппаратов, создали предпосылки к замене кожухотруб-

ного оборудования на пластинчатые теплообменные аппараты или их установку параллельно.

В качестве таких теплообменных аппаратов предлагается использовать сварные пластинчатые и спиральные теплообменники [1]. Сварные аппараты позволяют осуществлять теплообмен при высоких температурах $\sim 300\text{--}350$ °С, высоких давлениях ~ 32 бар, а также работать с ядовитыми и опасными средами.

В настоящее время имеется достаточно широкая номенклатура сварных теплообменников перекрестного тока типа «Compracloc» [2,3], выпускаемых серийно различными производителями. Главное преимущество этих аппаратов это их компактность, возможность компоновки многоходовых аппаратов для повышения скорости в каналах, полуразборная мойка и присутствие небольшого количества теплоносителя в аппарате. Главным их недостатком является высокая стоимость и ухудшение гидравлических характеристик (повышение потерь давления) за счет загрязнения поверхности теплопередачи процессе эксплуатации.

Жесткий и компактный сварной пластинчатый теплообменник AlfaRex хорошо подходит для работы с агрессивными средами или высокими температурами и (или) давлениями, циклическими по температуре и (или) давлению, а также для рекуперации тепла. Типичный AlfaRex аппарат занимает лишь одну шестую часть площади и весит всего одну шестую от сравнимого кожухотрубчатого теплообменника [4].

Кроме того, в настоящее время разработаны и успешно эксплуатируются и другие типы сварных пластинчатых теплообменников смешанного типа, такие как пластинчато-оболочечные (Plate-and-Shell HE – PSHE) [1,5]. Аппараты такой конструкции были разработаны Vahterus Oy Company [5] и выпускаются также производителями теплообменного оборудования Alfa Laval, Gea, Tranter и другие. В этих аппаратах используются пластины круглой формы с круглой или квадратной гофрированной поверхностью теплообмена. Главным преимуществом таких аппаратов является одноходовость компоновки, высокий коэффициент теплопередачи и низкая стоимость изготовления [1,6].

Реализация пластинчатой конструкции с каналами различного проходного сечения используется в воздушных охладителях–подогревателях [10,11]. Здесь применяются сварные перекрестно и прямоточные теплообменники с гофрированными каналами треугольной формы. Представлено трехмерное конечно элементное моделирование, использующее $k\text{--}\epsilon$ модель для полностью развитого турбулентного потока. Вычисленные поля потоков предоставили недоступную информацию о структурах потока и механизмах улучшения теплопередачи. Было получено распределение локального коэффициента теплопередачи.

Эффективное использование сварных ПТА в различных системах рекуперации и сетях теплообменников требует надежных методов их проектирования. Корректный расчет и выбор правильной конструкции аппарата может значительно отличаться от известных методов расчета разборных теплообменников, современный анализ расчетных методов которых представлен, например, в [1,7]. Однако сварная конструкция создает некоторые дополнительные особенности в процедуре проектирования, хотя эти аппараты с параллельным потоком моделируются аналогично, как и разборные ПТА [8].

Цель и задачи исследования. Обоснование целесообразности и разработка теоретических основ создания пластинчатых теплообменников с различной высотой гоф-

рировки каналов (с разной площадью поперечного сечения каналов), которые позволяют преодолевать недостатки использования традиционных компоновок.

Для реализации конструкции сварных пластинчатых теплообменников с каналами разных поперечных сечений (разные высоты и шаг гофрирования) разработка математической модели расчета по аналогии с расчетом традиционных пластинчатых теплообменников.

Математическое моделирование. Рассмотрим пластинчатый теплообменник, у которого каналы по горячей и холодной стороне имеют различную площадь поперечного сечения (различную высоту гофрировки), но одинаковую ширину и длину пластины. Потери давления по сторонам теплоносителей Δp_h , Δp_c по горячей стороне и Δp_c , Δp_c по холодной стороне, можно записать в виде:

$$\Delta p_h = B_h \cdot \text{Re}_h^{-m_h} \cdot \frac{l_{prh}}{d_{ekvh}} \cdot \frac{\rho_h w_h^2}{2}, \quad (1)$$

$$\Delta p_c = B_c \cdot \text{Re}_c^{-m_c} \cdot \frac{l_{prc}}{d_{ekvc}} \cdot \frac{\rho_c w_c^2}{2}.$$

В соотношении (1) потери давления в портах и присоединениях не учитываются, теплообменник считается одноходовым. В этих равенствах индексы h и c относятся соответственно к горячей и холодной стороне; ρ_h , ρ_c – плотность, кг/м³; w_h , w_c – скорость теплоносителей в каналах, м/с; l_{pr} – приведенная длина, м; d_{ekv} – эквивалентный диаметр, м; Re – число Рейнольдса; B и m – постоянные.

Эти соотношения можно переписать в виде

$$\Delta p_h = B_h \cdot \left(\frac{w_h \cdot 2\delta_h}{\nu_h} \right)^{-m_h} \cdot \frac{b \cdot \Phi_h \cdot \rho_h w_h^2}{2\delta_h}, \quad (2)$$

$$\Delta p_c = B_c \cdot \left(\frac{w_c \cdot 2\delta_c}{\nu_c} \right)^{-m_c} \cdot \frac{b \cdot \Phi_c \cdot \rho_c w_c^2}{2\delta_c},$$

где δ_h , δ_c – высота гофрировки в каналах, м; ν_h , ν_c – кинематическая вязкость, м²/с; b – ширина пластины, м; Φ – коэффициент увеличения площади за счет гофрировки. Скорость теплоносителя в каналах пластинчатого теплообменника может быть представлена в виде

$$w_h = \frac{\nu_h}{n_{chh} \cdot b \cdot \delta_h} \quad \text{и} \quad w_c = \frac{\nu_c}{n_{chc} \cdot b \cdot \delta_c}, \quad (3)$$

где ν_h , ν_c – объемный расход горячего и холодного теплоносителя соответственно, м³/с; n_{chh} , n_{chc} – число каналов по горячей и холодной стороне. Без ущерба общности рассуждений будем считать, что число каналов равное, т.е. $n_{chh} = n_{chc} = n_{ch}$. Из соотношения (2) с учетом (3) можно получить равенство

$$\left(\frac{\delta_c}{\delta_h}\right)^3 = \frac{[\Delta p_h]}{[\Delta p_c]} \cdot \frac{B_c}{B_h} \cdot \frac{\Phi_c}{\Phi_h} \cdot \frac{\rho_c}{\rho_h} \times \left(\frac{v_c}{v_h}\right)^2 \cdot \left(\frac{v_h}{v_h}\right)^{m_h} \cdot \left(\frac{v_c}{v_c}\right)^{-m_c} \cdot \left(\frac{2}{n_{ch} \cdot b}\right)^{m_h - m_c} \quad (4)$$

Таким образом, задавшись высотой гофрировки по стороне теплоносителя с большим расходом, из выражения (4) можно определить высоту гофрировки по стороне с меньшим расходом теплоносителя. После чего, вычислить значение скоростей в каналах теплообменника, используя выражение (3).

Задача проектирования пластинчатого теплообменника в настоящее время точно сформулирована в [1,11] и сводится к определению минимального числа каналов (пластин) заданного типоразмера, совокупность которых обеспечивает заданные условия теплопередачи, и потери давления в аппарате при прохождении через него теплоносителей не превышают заданных по условиям задачи. При этом если будут удовлетворено условие по потерям давления по теплоносителю с большим расходом, то по стороне другого они будут заведомо меньше допустимого.

Когда полностью выполняется условие равенства заданным потерям давления по одному из потоков, то из выражения (1) можно записать

$$\frac{l_f}{d_{ekv}} = \frac{1}{\zeta(w)} \cdot \left(\frac{2 \cdot [\Delta p]}{\rho w^2} - \zeta_{neck} \right),$$

где $[\Delta p]$ максимально заданное значение потерь давления, Па; $\zeta(w)$, ζ_{neck} – коэффициент гидравлического трения на гофрированной поверхности и в распределительной части пластины. Используя это выражение и метод $\epsilon - NTU$ можно получить нелинейное уравнение для определения значения скорости в канале, удовлетворяющей выражению (1) и далее площадь пластины и количество каналов (пластин), что описано в работах [6,13,14].

Для реализации проектирования сварных пластинчатых теплообменников с каналами различного поперечного сечения (разной высоты и шага гофрировки) было разработано математическое обеспечение, реализующее возможность такого моделирования. Общая идея алгоритма расчета состоит в нахождении оптимального значения длины пластины, которая определяет ее площадь, и количества пластин при условии удовлетворения всем требуемым условиям по передаче тепла и гидравлическим потерям в аппарате. Длина пластины является функцией гофрировки пластины и, соответственно, определяет скорость теплоносителей в каналах и их способность к теплопередаче. Достаточно хорошо известно, что интенсивность передачи тепла возрастает с увеличением угла наклона гофры и уменьшением ее высоты [1,12,13]. Естественно предположить, что лучшим решением, с этой точки зрения, будет комбинация максимально большого угла наклона и минимальной высоты гофрировки. Однако такое решение не всегда корректно, так как при этом значительно возрастают потери давления в аппарате по стороне теплоносителя с большим расходом и для удовлетворения условия по допустимым потерям давления необходимо большое количество каналов (пластин) или реализация многоходовости в аппарате. Увеличение количества каналов (пакета пластин в целом) приводит к резкому падению скорости по стороне теплоносителя с малым рас-

ходом, снижению коэффициента теплоотдачи и к ухудшению эффективности работы всего аппарата в целом. Кроме того, потеря скорости вызывает интенсификацию загрязнения на теплопередающей поверхности в аппарате.

Рассмотрим в качестве приложения применение пластинчатого сварного теплообменника с круглой пластиной [6], имеющей квадратную конфигурацию поверхности теплопередачи, на позиции нагрева сырой нефти обессоленной нефтью. Расчетные характеристики принимались следующими: тепловая нагрузка $Q = 840,5$ кВт; входная и выходная температуры греющего (горячего) теплоносителя соответственно $t_{11} = 346$ °С и $t_{12} = 300$ °С; входная и выходная температуры нагреваемого (холодного) теплоносителя соответственно $t_{21} = 269,3$ °С и $t_{22} = 284$ °С; допустимые потери давления по горячей и холодной стороне принимались равными 100 кПа. В данном примере отношение массовых расходов по горячей G_h и холодной стороне G_c составляет $G_h / G_c = 0,3$.

Расчеты теплообменников с различной высотой гофрировки приведены в табл. 1, из которой можно видеть, что минимум площади теплообмена достигается при высоте гофры 3,7 мм при принятых ограничений на площадь пластины – 1 м². В расчетах была принята высота гофрировки по горячей стороне $\delta_c = 0,002$ м.

Таблица 1 – Результаты расчетов теплообменников с различной высотой гофрировки

Высота гофры, мм	Площадь пластины, м ²	Число пластин	Площадь теплообмена, м ²	Скорость в каналах, м/с		Касательное напряжение на стенке, Па	
				Hot	Cold	Hot	Cold
2,0	0,290	86	24,92	0,289	0,916	12,52	97,88
2,5	0,427	55	23,49	0,373	0,946	17,92	96,51
3,0	0,590	38	22,42	0,459	0,970	24,08	95,33
3,5	0,779	28	21,80	0,547	0,990	30,78	94,17
3,7	0,861	25	21,53	0,582	0,997	33,65	93,72
4,0	0,994	22	21,86	0,635	1,006	38,12	93,06
4,5	1,235	17	21,00	0,724	1,020	46,03	91,99
5,0	1,505	14	21,06	0,814	1,032	54,48	90,96
5,5	1,802	12	21,62	0,904	1,042	63,42	89,98

Величина касательного напряжения на стенке пластины является показателем склонности теплообменника к загрязнению в процессе работы. Чем эта величина выше, тем вероятность появления и роста отложений ниже. В большинстве промышленных приложений при расчетах пластинчатых теплообменников эта величина не должна быть ниже некоторого порогового значения, при котором допускается работа аппарата. Во всех случаях увеличение высоты гофрировки по стороне с высоким расходом теплоносителя приводит к росту касательного напряжения на стенке. Это свидетельствует о положительном эффекте использования компоновки пластинчатого теплообменника с разной шириной каналов (разной высотой гофрировки).

Выводы и заключение. Анализ полученных результатов позволил сделать вывод о том, что при фиксированной высоте гофры по стороне одного из теплоносителей (с меньшим расходом), изменение общей величины площади теплопередающей по-

верхности носит экстремальный характер. Экстремальное соотношение величин высоты гофрировки характеризуется примерным равенством потерь давления по горячей и холодной стороне.

Конструирование сварных пластинчатых теплообменников с круглой пластиной и использование пластин с различной высотой гофрировки по горячей и холодной стороне, является одним из перспективных направлений проектирования теплообменных аппаратов такого класса. Такой подход, за счет эффекта выравнивания скоростей в каналах, может привести к существенному уменьшению площади теплопередающей поверхности аппарата и, как следствие, снижению его стоимости. Кроме того, в такой конструкции реализуется увеличение величины касательного напряжения на стенках пластин, что положительно сказывается на сопротивлении загрязнению в процессе эксплуатации.

Анализ данных из табл. 1 показывает, что применение ПТА с различной высотой гофрировки каналов приводит, прежде всего, уменьшению площади поверхности теплопередачи аппарата, т.е. к фактическому уменьшению капитальных затрат. Также практически полностью удовлетворяются условия по допустимым потерям давления со стороны обоих теплоносителей, что благоприятно сказывается на динамике работы аппаратов. Кроме того, за счет выравнивания скоростей теплоносителей в каналах аппарата возрастает величина касательного напряжения на стенке пластин. Последнее обстоятельство позволяет замедлить процессы появления отложений и загрязнений на теплопередающей поверхности в процессе эксплуатации, и продлить срок непрерывной работы между остановками на очистку.

Литература

1. Klemes, J., Arsenyeva, O., Kapustenko, P., Tovazhnyansky, L. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation, CRC Press, Boca Raton, USA (2015).
2. AlfaLaval. Welded plate-and-block heat exchangers Available online at: <http://www.alfalaval.com>, last accessed 2017/11/04.
3. Andersson, E., Quah, J., Polley, G.T. Experience in application of Compabloc heat exchangers in refinery pre-heat trains. In: H. Muller-Steinhagen, M.R. Malayeri, A.P. Watkinson (Eds.) Proceedings of the International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning VIII-2009, pp. 39–43, Schlading, Austria (2009).
4. Rugged, efficient and trouble-free AlfaRex. All-Welded Plate Heat Exchanger / <http://www.alfalaval.com>, last accessed 2017/11/04.
5. Vahterus Oy. Plate & Shell Heat Exchanger, 2016. Available online at: www.vahterus.com/en/node/528, last accessed 2017/11/04.
6. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyansky, L.L., Kapustenko, P.A., Khavin G.L. at al. Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry, Applied Thermal Engineering, 105, 763–773 (2016).
7. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyansky, L.L., Kapustenko, P.A., Khavin, G.L. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries, Energy 36 (8), 4588–4598 (2011).
8. Arsenyeva, O., Tovazhnyansky, L., Kapustenko, P., Khavin, G. Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers, Chemical Engineering Transaction, 18, 791–796 (2009).
9. Ciafalo, M., Di Piazza, I.D., Stasiak, J.A. Investigation of flow and heat transfer in the corrugated-undulated plate heat exchangers [Text] / M. Ciafalo, I.D. Di Piazza, J.A.

Stasiek // Heat and Mass Transfer. 2000. – N36. – P. 449–462.

10. Stasiek, J.A. Experimental studies of heat transfer and fluid flow across corrugated-undulated heat exchanger surfaces [Text] / J.A. Stasiek // International Journal Mass Transfer. 1998. – N 42. – P. 899–914.

11. Tovazshnyansky L.L., Kapustenko P.A., Khavin G.L., Arsenyeva O.P. Plate Heat Exchangers in heat supply Edited by G.L. Khavin, Kharkiv: NTU KhPI, Kharkiv, Ukraine (2007).

12. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyansky, L.L., Kapustenko, P.A., Demirskiy, A.V. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels of plate-and-frame heat exchangers, Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 46 (6), 634–641 (2012).

13. Arsenyeva, O., Tovazhnyansky, L., Kapustenko, P., Khavin, G. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions, Energy 57, 201–207 (2013).

14. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyansky, L.L., Kapustenko, P.A., Khavin G.L. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries, Energy, 36 (8), 4588–4598 (2011).

УДК 621.565.954.4

Бабак Т.Г., доцент, Хавін Г.Л., д.техн.н., професор

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ З РІЗНОЮ КОНФІГУРАЦІЄЮ ПРОФІЛЮ КАНАЛІВ

У багатьох застосуваннях хімічної технології, зокрема в нафтохімічній промисловості, за умовами рекуперації енергії є значна різниця між витратами гарячого і холодного теплоносіїв. У цьому випадку має місце різке зниження швидкості теплоносія в каналах з меншою витратою, що призводить до падіння величини коефіцієнта тепловіддачі з боку цього теплоносія і загального коефіцієнта теплопередачі апарата. Такий ефект сприяє падінню величини дотичного напруження на стінці і, як наслідок, до інтенсифікації забруднення поверхні теплообміну і порушення екологічної безпеки в процесі експлуатації. Представлені переваги і запропоновано спосіб інтенсифікації процесу теплопередачі в каналах розбірних та зварних пластинчатих теплообмінників з круглою пластиною за рахунок використання каналів з різною конфігурацією профілю по стороні теплоносіїв, що нагріває і що нагрівається. Використання такої конструкції призводить до вирівнювання швидкостей потоків в каналах, зменшення їх кількості і збільшенню величини дотичного напруження на поверхні теплопередачі пластин. Досліджується вплив геометричних параметрів гофрування на її здатність до теплопередачі. Для реалізації проектування зварних пластинчастих теплообмінників з каналами різного поперечного перерізу (різної висоти і кроку гофрування) було розроблено математичне забезпечення, що реалізує можливість такого моделювання. Загальна ідея алгоритму розрахунку полягає в знаходженні оптимального значення довжини пластини, яка визначає її площа, і кількості пластин за умови задоволення всім необхідним умовам по передачі тепла і гідравлічним втратам в апараті. Довжина пластини є функцією гофрування пластини і, відповідно, визначає швидкість теплоносіїв в каналах і їх здатність до

теплопередачі. Розглянуто конкретне застосування з розрахунку теплообмінників з каналами з різною висотою гофрування. Аналіз отриманих результатів дозволив зробити висновок про те, що при фіксованій висоті гофри по стороні одного з теплоносіїв (з меншою витратою), зміна загального розміру площі поверхні теплопередачі носить екстремальний характер.

Ключові слова: пластинчасті теплообмінники, висота гофрування, аналіз теплопередачі, опір забрудненню, втрати тиску.

Babak T., Khavin G.

DESIGN AND CALCULATION OF PLATE EXCHANGERS WITH DIFFERENT CONFIGURATION OF CHANNEL PROFILE

In many applications of chemical technology, in particular in the petrochemical industry, under the conditions of energy recovery there is a significant difference between the consumption of hot and cold heat carriers. In this case, there is a very strong decrease in the velocity of the heat carrier in the channels with less flow, which leads to a drop in the coefficient of heat transfer from this heat carrier and the overall heat transfer coefficient of the unit. Such an effect contributes to the drop in the magnitude of the tangential stress on the wall and, as a consequence, to the intensification of the heat transfer surface fouling and the violation of environmental safety during operation. Advantages are presented and a method for intensifying the process of heat transfer in the channels of gasketed and welded plate heat exchangers with a circular plate is proposed. It realized due to the use of channels with different profile configurations along the side of heating and heated carriers. The use of such a design leads to equalization of the flow rates in the channels, a reduction in their numbers and an increase in the shear stress on the heat transfer surface of the plates. The influence of the geometric parameters of the corrugation on its heat transfer capacity is investigated. To implement the design of welded plate heat exchangers with channels of different cross-section (different height and corrugation step), a software was developed that implements the possibility of such a modeling. The general idea of the calculation algorithm is to find the optimal value of the length of the plate, which determines its area, and the number of plates provided all the necessary conditions for the heat transfer and hydraulic pressure drops in the device are met. The length of the plate is a function of the plate corrugation and, accordingly, determines the velocity of the heat carrier in the channels and their ability to heat transfer. A specific application for the calculation of heat exchangers with channels with different heights of the corrugation was considered. The analysis of the obtained results allowed concluding that with a fixed height of the corrugations on the side of one of the heat transfer carrier (with less consumption), the change in the total value of the heat transfer surface area has extreme character.

Keywords: plate heat exchangers, corrugation height, heat transfer analysis, resistance to foiling, pressure drop.