

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П.

РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПО СТОРОНЕ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) являются одним из наиболее эффективных видов теплообменного оборудования для осуществления процессов охлаждения технологических потоков на предприятиях химической, нефтехимической, пищевобрабатывающей и смежных отраслей промышленности. Схема и принцип работы пластинчатых теплообменных аппаратов хорошо описаны в литературе [1,2,3]. В этих теплообменных аппаратах процессы теплообмена протекают в каналах сложной геометрической формы, сформированных гофрированными пластинами изготовляемыми штамповкой из тонкого листового металла. Форма гофрировки пластин определяет тепловые и гидравлические характеристики межпластинных каналов.

При анализе различных методов уменьшения загрязнений со стороны охлаждающей воды Панчал и Кнудсен [4] охарактеризовали использование интенсифицированных теплообменных поверхностей как один из наиболее перспективных способов. Интенсификация теплообмена является одной из основных характеристик пластинчатых теплообменных аппаратов, а уменьшение отложений на поверхности теплопередачи этих теплообменников представляет даже больше преимуществ их применения в промышленности. Для определения границ применения ПТА и оптимизации их конструкций с целью минимизации отложений, необходимо установить влияние параметров процессов в каналах ПТА сложной геометрической формы на уровень образования отложений.

При подборе теплообменного аппарата для охлаждения технологической жидкости нужно в точности соблюсти температурные и гидравлические условия по стороне этой жидкости. Начальная температура охлаждающей воды, также как и ее качество, не может быть изменена при проектировании. Эти параметры являются одинаковыми для любого типа теплообменных аппаратов, которые могут быть использованы для этой позиции технологического процесса – кожухотрубчатых, различных видов ПТА или других. В общем случае можно немного поменять расход и вследствие этого изменить температуру охлаждающей воды на выходе, но и этот параметр часто строго задан вследствие ограничений системы охлаждения предприятия в целом. Только внутренние параметры конструкции ПТА могут быть изменены, такие как число, размер и форма гофрировки теплопередающих пластин, количество ходов потоков. Это влечет за собой изменения геометрии каналов, скоростей потоков и температуры стенки внутри теплообменного аппарата. Поэтому влияние этих параметров имеет очень важное значение для определения уровня образования отложений и его контроля.

Как указано для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов в стандартах ТЕМА [5], различают пять различных типов механизмов образования отложений:

- накипеобразование;
- осаждение взвешенных частиц;
- химические реакции;
- коррозионные отложения;
- биологические отложения.

Снижение уровня коррозионных отложений в ПТА можно путем применения достаточно коррозионно устойчивой стали, что может быть значительно экономнее, чем для кожухотрубчатых аппаратов из-за более меньшей площади поверхности для одинаковых условий и более тонкой стенки пластин, вплоть до 0.5–0.3 мм. Большинство моделей, описывающих другие механизмы образования отложений [4], основаны на предсказании уровня образования отложений как разницы между интенсивностью осаждения отложений φ_d и интенсивностью удаления отложений φ_r :

$$\frac{d\delta}{dt} = \varphi_d - \varphi_r, \quad (1)$$

где δ – толщина отложений, мм; t – время, с.

При φ_d равном φ_r слой осадка не увеличивается. Это возможно в двух случаях:

а) удаление больше чем прилипание отложений к поверхности стенки и только после некоторого порогового условия может начаться процесс накопления отложений;

б) уровень удаления прямо пропорционален толщине отложений δ , или же уровень осадений обратно пропорционален δ . В этом случае после некоторого времени t^* толщина осадений стабилизируется и приближается к некоторому асимптотическому значению δ^* .

Асимптотическое поведение водных отложений на теплопередающей поверхности наблюдалось многими исследователями [4,6,7,8,9]. Это обычно происходит после того, как скорость потока достигнет достаточно высоких значений, которые обеспечивают определенный уровень касательного напряжения τ_w на стенке. Предположим, что в условиях асимптотического характера отложений все воздействия направленные на рост отложений учитываются интенсивностью осаждения φ_d^* , а все воздействия по их уменьшению учитываются интенсивностью удаления отложений φ_r^* . Сделаем еще одно допущение о том, что φ_r^* пропорционально касательному напряжению на стенке, возведенному в некоторую степень m и толщине отложений δ^* :

$$\varphi_r^* = b \cdot \tau_w^m \cdot \delta^*, \quad (2)$$

где b – коэффициент пропорциональности, 1/(Па·с).

Когда толщина отложений достигает асимптотического значения, ее производная по времени равна нулю, и из уравнений (1) и (2) следует:

$$\delta^* = \varphi_d^* / (b \cdot \tau_w^m), \quad (3)$$

Тогда, зная теплопроводность осажденных загрязнений λ_f^* , можно выразить асимптотическое значение термического сопротивления отложений следующим образом:

$$R_f^* = B^* \cdot \tau_w^{-m}, \quad (4)$$

где $B^* = \varphi_d^* / (b \cdot \lambda_f^*)$.

Всестороннее исследование дисперсных отложений для воды в каналах ПТА было изложено в работе Карабеласа [6]. Эксперименты были проведены для каналов ПТА образованных коммерческими пластинами с углами наклона гофр 60° и 30°. Обна-

ружено асимптотическое поведение термического сопротивления отложений с течением времени, а также значительное влияние скорости потока.

Определить касательное напряжение на стенке основного гофрированного поля межпластинных каналов можно согласно выражению:

$$\tau_w = \zeta_s \cdot \psi \cdot \rho \cdot w^2 / 8, \quad (5)$$

где ζ_s – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала (учитывающий потери от трения на стенке и от гидродинамического сопротивления формы). Для каналов сетчато-поточного типа пластинчатых теплообменников этот коэффициент определялся согласно формуле, представленной в работе [10]. Доля потерь на трение ψ можно определить по выражению, представленному в работе [11]:

$$\begin{aligned} A &= 380 / [\operatorname{tg}(\beta)]^{1.75}; \\ \text{at } \operatorname{Re} > A \quad \psi &= \left(\frac{\operatorname{Re}}{A} \right)^{-0.15 \cdot \sin(\beta)}; \\ \text{at } \operatorname{Re} \leq A \quad \psi &= 1 \end{aligned} \quad (6)$$

где β – угол наклона гофр к продольной оси пластины. Число Рейнольдса Re рассчитано для скоростей, представленных в работе [6] при эквивалентном диаметре $D_e = 0.005$ мм, теплофизические свойства воды взяты при температуре 40 °С. Отношение высоты гофр к половине шага гофр равно $\gamma = 0.581$.

На рис. 1 представлены экспериментальные данные по загрязнению из работы [6] для различных значений касательного напряжения на стенке. Отчетливо видно, что касательное напряжение на стенке оказывает влияние на асимптотическое значение термического сопротивления загрязнений. Данные, коррелированные по формуле (4) при $m=1$ и $V^*=3.5 \cdot 10^{-4}$ К·с/м представлены на рис. 1 сплошной линией. Для касательного напряжения на стенке более чем 40 Па термическое сопротивление загрязнений становится очень малым (менее 10^{-5} м²К/Вт) и данные нестабильны.

Процесс отложения сульфатов кальция в каналах ПТА исследовали Банзал и др. [7] на образцах ПТА изготовленных из коммерческих пластин с шевронной гофрировкой. Угол наклона гофр $\beta = 60^\circ$. Для исследования влияния скорости было проведено три экспериментальных испытания со скоростями 0.183 м/с, 0.352 м/с и 0.667 м/с. Все остальные условия проведения экспериментов оставались неизменными. Согласно выражениям (5) и (6), представленным выше, мы определили касательное напряжение на стенке канала. Расчеты проводились для температуры воды 61 °С, $D_e=0.005$ мм, и $\gamma = 0.581$. Две точки на рис. 1 соответствуют термическим сопротивлениям отложений в конце экспериментов (после $7,000$ минут), при скоростях 0.352 м/с и 0.667 м/с. Серия испытаний при наименьшей скорости закончилась только после $2,000$ минут и не позволила определить R_f^* . Данные коррелированы по формуле (4) при $m=1$ и $V^*=2.05 \cdot 10^{-4}$ К·с/м.

Процесс образования отложений карбоната кальция на внутритрубной поверхности в кольцевом канале был экспериментально изучен Женхуа и др. [9]. Проведено две серии экспериментов для скоростей 0.6 и 1.2 м/с при одинаковых остальных условиях. На рис. 1 представлены данные, определяющие касательное напряжение на стенке

ке для гладкого кольцевого канала. Данные коррелированы по формуле (4) при $m=1$ и $B^*=1.45 \cdot 10^{-4}$ К·с/м.

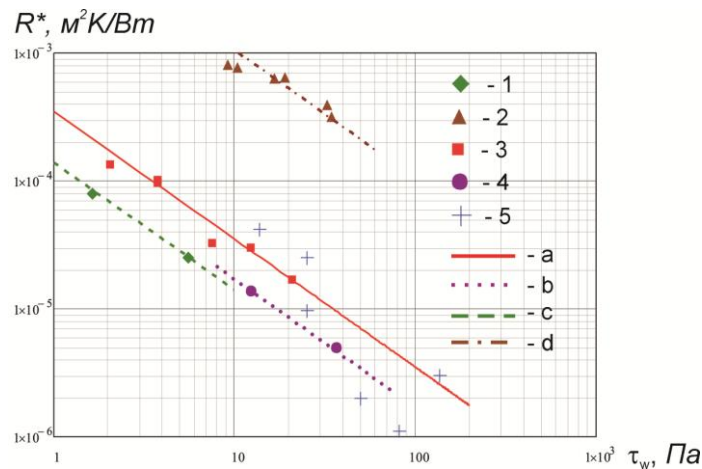


Рисунок 1 – Влияние касательного напряжения на стенке на асимптотическое значение термического сопротивления отложений: 1 и линия с – кольцевой канал [9]; 2 и линия d – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [12]; 4 и линия b – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [9]; 3 и линия a – канал ПТА с $\beta=30^\circ$ [8]; 5 – канал ПТА с $\beta=60^\circ$ [6]

Все указанные исследования были проведены в лабораторных условиях на малых пластинчатых теплообменных аппаратах или же на экспериментальных моделях каналов. Данные экспериментальных исследований загрязнений вследствие накипеобразования в промышленных ПТА, используемых для нагрева водопроводной воды для системы коммунального теплоснабжения, представлены в работе Чернышева [12]. Теплообменный аппарат типа M10V производства компании AlfaLaval, состоящий из 78 пластин, был установлен в системе централизованного теплоснабжения города Тула в России. Особенностью этой системы является то, что в ней используется устаревшая на сегодняшний день «открытая» схема, когда горячая вода просто отбирается из контура отопления. Для этого необходимо сначала нагреть свежую водопроводную воду до температуры контура отопления, которая значительно выше, чем в схемах с «закрытым контуром отопления». Из-за высокого содержания солей жесткости в исследованной водопроводной воде (780 мг/л) и необходимости нагревать ее до температуры 60–63 °С и выше, теплообменный аппарат очень загрязнялся. Данные по среднему значению асимптотического термического сопротивления отложений, приведенные в работе [12] при трех различных скоростях потока (от 0.26 до 0.57 м/с) представлены на рис. 1. Термическое сопротивление отложений рассчитывалось по данным для толщины загрязнений и для значения теплопроводности загрязнений 1.03 Вт/м К, приведенным в работе [12]. Согласно выражениям (5) и (6), описанным выше, мы определили касательное напряжение стенки. Температура воды принималась 61 °С, $D_e=0.005$ мм, $\gamma = 0.581$. Данные коррелированы уравнением (4) при $m = 1$ и $B^*=115 \cdot 10^{-4}$ К·с/м. Понижение значений для наименьших скоростей вызваны относительно большой толщиной загрязнений (до 0.8 мм) по сравнению с расстоянием между пластинами (2.5 мм). Это приводит к более низким значениям действительной площади поперечного сечения для протока воды, более высоким значениям скорости и касательного напряжения, по сравнению с вычисленными значениями для чистого поперечного сечения канала.

Представленные выше данные получены для четырех различных условий образования загрязнений при движении воды в различных каналах. Для одинакового значе-

ния касательного напряжения на стенке асимптотические значения термического сопротивления загрязнений существенно отличаются. Они зависят от множества факторов: концентрации, природы и гранулометрического состава взвешенных частиц [6]; концентрации растворимых солей [7,9] и состава смеси различных солей [13]; температуры воды и стенок канала [7,9]. Однако для одинакового качества воды и температурных условий зависимость асимптотического значения термического сопротивления загрязнений от касательного напряжения на стенке описывается одинаковыми соотношениями. Асимптотическое значение термического сопротивления загрязнений обратно пропорционально касательному напряжению на стенке. Учитывая допущения, сделанные при выводе выражения (4), можно сделать вывод, что интенсивность удаления загрязнений ϕ_r^* в уравнении (1) пропорциональна касательному напряжению на стенке в степени $m = 1$.

Определение интенсивности осаждения ϕ_d^* при условии, когда достигнуто асимптотическое значение загрязнений, является сложной задачей. Очень многие параметры влияют на это значение. Но для большого предприятия с централизованным контуром охлаждающей воды качество воды одинаково для всех охладителей. В этом случае, при определении асимптотического загрязнения для воды в одном из теплообменных аппаратов, можно вычислить значение коэффициента B^* в выражении (4) и использовать это значение для определения загрязнений охлаждающей воды для расчета ПТА для этого предприятия на всех других позициях охлаждения водой основного контура.

Проанализировав полученные результаты можно сделать вывод, что представленная математическая модель дает возможность прогнозировать термическое сопротивление загрязнений для механизмов накипеобразования и осаждения взвешенных частиц при различных скоростях потока и температурах поверхности стенки. Данная модель может использоваться для ПТА с интенсификацией теплоотдачи, а также для прямых гладких каналов без интенсификации.

Для правильных прогнозов согласно модели, необходимы достоверные данные о ее параметрах. Эти данные, полученные для прямых труб или каналов, могут быть использованы для прогнозирования термического сопротивления отложений в ПТА работающих с такой же охлаждающей водой и наоборот.

Крупные промышленные предприятия обычно применяют большое количество теплообменных аппаратов, которые используют воду из централизованного контура охлаждающей воды предприятия. Содержание солей и твердых частиц в этой воде является одинаковым для всех теплообменных аппаратов. Поэтому, исследуя образование загрязнений по стороне воды в одном теплообменном аппарате (в ПТА или внутри труб кожухотрубного теплообменника), можно определить параметры B и A_m , используемые в предложенной математической модели. Это позволит рассчитать загрязнения по охлаждающей воде для всех ПТА этого предприятия. Также можно вычислить и пороговые значения касательного напряжения стенки. После этого при проектировании и расчете ПТА для этого предприятия касательное напряжение на стенке следует подбирать выше, чем пороговое значение, или же максимально близким к пороговому, если достичь порогового значения невозможно. Если же условия по предотвращению образования загрязнений невозможно выполнить, необходимо вычислить асимптотическое термическое сопротивление загрязнений по модели и использовать это значение при расчете ПТА.

Для потоков внутри труб и прямых каналов расчет касательного напряжения на стенке не является проблемой. Его можно произвести по формулам, доступным в литературных источниках. Для ПТА корреляции по коэффициенту трения обычно являются собственностью производителей ПТА. Важной особенностью предсказания загрязнений,

предложеного вище, являється то, що касательное напряжение стенки вычисляется на основе формул для коэффициента трения на основном гофрированном поле канала ПТА, предложенных в статьях [10] и [11]. Для использования этого выражения инженеру необходимо знать только геометрические параметры основного гофрированного поля пластины – угол наклона гофр к продольной оси пластины β и соотношение геометрических размеров гофрировки γ , которые можно измерить на реальных пластинах.

Предложенная математическая модель в данном виде дает верный результат только при наличии данных о работе некоторого теплообменника для применяемой охлаждающей воды. Она не учитывает содержание солей, размеры твердых частиц и влияние концентрации на термическое сопротивление загрязнений. Для определения термического сопротивления загрязнений только по данным чистоты воды и ее химического состава, необходимо большее количество экспериментальных данных. Важным является то, что применяя предложенный подход данные полученные для гладких каналов могут использоваться непосредственно для расчетов ПТА.

Выводы. Загрязнения по стороне охлаждающей воды в каналах ПТА обладают асимптотическим характером во времени. При неизменных условиях протекания процесса образования загрязнений, асимптотические значения термического сопротивления загрязнений обратно пропорциональны касательному напряжению на стенке. Эта особенность для каналов ПТА одинакова по своей природе и может быть описана теми же соотношениями, как и для прямых каналов и труб.

Для достоверного прогнозирования термического сопротивления отложений по этой модели необходимо экспериментально определить один параметр модели для данной охлаждающей воды. Для конкретного контура охлаждающей воды большого промышленного предприятия этот параметр можно определить по данным о загрязнениях одного теплообменного аппарата. После этого модель может быть использована для расчетов загрязнений по охлаждающей воде во всех теплообменных аппаратах этого контура. Для определения термического сопротивления загрязнений только по данным о чистоте воды и ее химическому составу необходимы дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования в этом направлении. При применении предложенного подхода, данные полученные для гладких труб могут непосредственно применяться для ПТА и наоборот.

Литература

1. Wang L., Sunden B., Manglik R.M. PHEs. Design, Applications and Performance. – WIT Press, Southhampton, UK, 2007.
2. Shah R.K. and Seculic D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. – New York: Wiley and sons, 2003.
3. Товажнянский Л. Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П. Пластинчатые теплообменники в промышленности: Учебное пособие – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2004. – 232 с.
4. Panchal C.B., Knudsen J.G. Mitigation of Water Fouling: Technology Status and Challenges // *Advances in Heat Transfer*. – 1998. – № 31. – С. 431 – 474.
5. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edn., TEMA Inc. – New York, 2007.
6. Karabelas A.J., Yiantsios S.G., Thonon B., and Grillot J.M. Liquid side fouling of Heat Exchangers. An Integrated R&D Approach for Conventional and Novel Designs // *Applied Thermal Engineering*. – 1997. – № 7 (8-10). – С. 727 – 737.

7. Bansal B, Muller-Steinhagen H, Xiao Dong Chen. Performance of plate heat exchangers during calcium sulphate fouling — investigation with an in-line filter // *Chemical Engineering and Processing*. – 2000. – № 39. – С. 507–519.
8. Bansal B, Xiao Dong Chena, Muller-Steinhagen H. Analysis of ‘classical’ deposition rate law for crystallisation fouling // *Chemical Engineering and Processing*. – 2008. – № 47. – С. 1201–1210.
9. Zhenhua Quan, Yongchang Chen and Chongfang Ma. Experimental Study of Fouling on Heat Transfer Surface During Forced Convective Heat Transfer // *Chinese Journal of Chemical Engineering*. – 2008. – № 16(4). – С. 535–540.
10. Арсеньєва О.П. Обобщенное уравнение для расчета гидравлического сопротивления каналов пластинчатых теплообменников // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ ”ХПР”. – 2010. – №4. – С. 112–117.
11. Арсеньєва О.П. Взаимосвязь переноса тепла и импульса в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ ”ХПР”. – 2010. – №1. – с. 3–9.
12. Чернышев Д.В. Прогнозирование накипеобразования в пластинчатых водонагревателях для повышения надежности их работы: Дис. канд. техн. наук. – Тула, 2002. – 182 с.
13. Halalizadeh A, Muller-Steinhagen H, Jamialahmadi M. Mixed salt crystallization fouling // *Chemical Engineering and Processing*. – 2000. – № 39. – С. 29–43.

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П.

РОЗРАХУНОК ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ЗАБРУДНЕНЬ ПО СТОРОНІ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВОДИ У ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИКАХ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

В роботі досліджуються процеси утворення відкладень по стороні охолоджувальної води у пластинчастих теплообмінних апаратах. Розглянуті різні механізми утворення відкладень. Проаналізований вплив параметрів процесів у каналах пластинчастих теплообмінних апаратів зі складною геометричною формою на рівень утворення відкладень. Запропонована математична модель для прогнозування термічного опору відкладень для механізмів утворення накипу та осідання завислих частинок при різних швидкостях потоку.

Olga Arsenyeva

THE ESTIMATION OF THERMAL RESISTANCE OF COOLING WATER FOULING IN PLATE HEAT EXCHANGERS FOR PROCESS INDUSTRIES

The processes of fouling formation for cooling water side in plate heat exchangers are investigated. The different types of fouling formation mechanisms are discussed. The influence of process parameters in plate heat exchangers’ channels with complex geometry on the fouling level is analyzed. The mathematical model is proposed for fouling thermal resistance prediction for precipitation and particulate fouling under the different stream velocities.