

Арсеньєва О.П., Капустенко П.А., Бабак Т.Г., Хавин Г.Л.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО КОНДЕНСАТОРА С ПЕРЕМЕННЫМ ПО ДЛИНЕ СЕЧЕНИЕМ КАНАЛОВ

Одним из наиболее сложных процессов с точки зрения аппаратной реализации является конденсация вакуумных паров. Главной проблемой для этого приложения является сравнительно высокое гидравлическое сопротивление, которое требует заметного увеличения габаритов вакуумных конденсаторов. Пластинчатые конденсаторы вакуумного пара не являются исключением. Для серийно выпускаемых аппаратов со стандартными диаметрами коллекторов и высоким гидравлическим сопротивлением каналов установка их в качестве вакуумных конденсаторов не дает столь существенного выигрыша по сравнению с конденсаторами других типов.

В связи с этим возникла задача об изменении конструкции каналов пластинчатого конденсатора с целью уменьшения его гидравлического сопротивления при сохранении высокой тепловой эффективности. Для этого была предложена конструкция пластин, образующих канал переменного поперечного сечения. Пластина представляет собой совокупность четырех зон, имеющих различную гофрировку. Конструкция пластин была спроектирована таким образом, что по стороне пара сечение канала больше у входного парового коллектора (вверху пластины) и по мере продвижения пара по каналу (конденсации на пластине) сечение уменьшается. Со стороны охлаждающей жидкости (воды) наоборот сечение каналов больше внизу пластины на входе воды и уменьшается кверху пластины. Конструкция пластины и ее характеристики подробно описаны в работе [1].

В научной литературе в последнее время появилось достаточно много публикаций, посвященных обобщению данных по передаче тепла и гидравлическому сопротивлению в каналах пластинчатых теплообменников. Однако экспериментальные и теоретические результаты касались в основном пластин с постоянным по длине сечением каналов. Например, в работе [2] представлены результаты обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению различных профилей каналов, а также приведены зависимости, позволяющие рассчитывать эти величины для современных теплообменников. Экспериментальному изучению конденсации хладагента R-134a посвящена работа [3], где площадь пластины была разделена на несколько участков вдоль вертикальной оси. Для каждого участка были рассчитаны и представлены значения коэффициента теплопередачи и перепада давления в зависимости от паросодержания. Изучение величины коэффициента теплопередачи при испарении этого хладагента были продолжены в работе [4]. Здесь приведены данные по распределению и профилю температуры пара внутри пластины по участкам.

Для пластин предложенной конструкции, с переменным по длине сечением каналов, были получены расчетные уравнения, разработан алгоритм и методика расчета, которые были реализованы в виде математического обеспечения. Основной целью настоящей работы является описание методики теплового и гидравлического расчета вакуумных конденсаторов с переменным по длине сечением каналов и исследование преимуществ использования аппаратов такого типа по сравнению со стандартными.

Общий алгоритм расчета пластинчатого конденсатора с каналами переменного сечения опирается, прежде всего, на то, что имеются зависимости, позволяющие рассчитать тепловые и гидромеханические характеристики каждой из составляющих пластину типов гофрировки. Это зависимости позволяющие рассчитать число Нуссельта и соотношения для определения потерь давления в каналах различной формы. Будем считать, что пластина длиной L состоит из k зон со своими геометрическими характеристиками гофрировки: d_{e_i} – эквивалентный диаметр; f_{ch_i} – площадь канала; l_{pr_i} – приведенная длина; f_{p_i} – поверхность теплопередачи для i -ой зоны соответственно. В пределах одной зоны пластина может подразделять на n_i участков.

По условиям поставленной задачи нам известно на входе в конденсатор: G_s – общий расход пара; давление пара P_s или температура t_s ; допустимые потери давления ΔP_s . По стороне охлаждающей воды: температура воды на входе и выходе в теплообменный аппарат – t_{in} и t_{out} , допустимые потери давления – ΔP_w . Также считается, что задана поверхность теплообмена всего аппарата и поверхность теплообмена одной пластины. Необходимо рассчитать температурный и гидравлический режим конденсации на пластинах, состоящих из k зон с каналами различной геометрической конфигурации.

В начале расчета задаемся предварительным распределением сконденсировавшегося пара по зонам – g_{s_i} , например, пропорционально поверхности теплопередачи каждой зоны, или каким-либо другим способом. Соответственно для каждой зоны можно рассчитать предварительное паросодержание на выходе как $x_i = G_s - \sum_{j=1}^i g_{s_j}$.

Особенность расчета для пластин с различной площадью поперечного сечения канала заключается также в том, что для первой и последней зоны необходимо учитывать в общих потерях давления потери давления в распределительной части и коллекторном отверстии. Для этого используется соотношение вида

$$\Delta P_{col} = \xi_{col} \frac{\rho_s w_s^2}{2},$$

где ρ_s и w_s – плотность, и скорость пара на входе в первую зону или на выходе из последней; ξ_{col} – коэффициент гидравлического сопротивления входного или выходного участка пластины, определяется в каждом конкретном случае типом пластины. Тогда давление двухфазного парожидкостного потока на входе в первую зону будет равно $\Delta P_{s_1} = \Delta P_s - \Delta P_{col}$.

Потери давления в каждой из зон, в том числе и первой, рассчитываем, используя соотношение [5]

$$\Delta P_{s_i} = \Delta P_{if_i} \cdot (1 + 2,9 \cdot x_{ti}^{0,46}),$$

где ΔP_{if_i} – условное падение давления пара в каналах i -ой зоны, которое вычисляется по формуле

$$\Delta P_{if_i} = B_i \cdot \text{Re}_{s_i}^{-m_i} \frac{L_{pr_i}}{d_{e_i}} \cdot \frac{\bar{\rho}_{s_i} \bar{w}_{s_i}^2}{2},$$

где B_i и m_i – коэффициенты, характеризующие гидравлическое сопротивление единицы длины канала i -ой зоны; число Рейнольдса Re рассчитывается по средней скорости пара и среднему значению кинематической вязкости в канале i -ой зоны.

Величина x_{ti} – параметр Локкарта–Мартинелли для турбулентного течения в каналах определяется из соотношения

$$x_{ti} = \sqrt{\left(\frac{1 - \bar{x}_i}{\bar{x}_i}\right)^{1,83} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_{s_i}}{\bar{\rho}_{c_i}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{\bar{v}_{s_i}}{\bar{v}_{c_i}}\right)^{0,17}},$$

где \bar{x}_i – среднее паросодержание в канале i -ой зоны; $\bar{\rho}_{c_i}$, $\bar{\rho}_{s_i}$ – средняя плотность конденсата и пара в i -ой зоны; \bar{v}_{c_i} , \bar{v}_{s_i} – среднее значение кинематической вязкости в канале i -ой зоны.

После найденного значения потерь давлений для данной зоны его необходимо уточнить, пересчитав средние значения входящих величин, пока относительная погрешность вычисления потерь давления не станет меньше наперед заданного значения ε_p , равного например, 1 %. Далее необходимо перейти к тепловому расчету для зоны.

Для теплового расчета коэффициентов теплоотдачи от конденсирующегося потока пара к стенке используется критерий Нуссельта для конденсирующегося пара [6]

$$Nu_{s_i} = 0,9 \cdot Nu_i \cdot \left[\sqrt{1 + x_i^{in} \left(\frac{\rho_{c_i}^{in}}{\rho_{s_i}^{in}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_i^{out} \left(\frac{\rho_{c_i}^{out}}{\rho_{s_i}^{out}} - 1 \right)} \right] / 2,$$

где Nu_i – критерий Нуссельта для однофазного потока для канала i -ой зоны; x_i^{in} , x_i^{out} – паросодержание на входе и выходе из i -ой зоны; $\rho_{c_i}^{in}$, $\rho_{c_i}^{out}$, $\rho_{s_i}^{in}$, $\rho_{s_i}^{out}$ – плотность конденсата и пара на входе и выходе из i -ой зоны соответственно.

Критерий Нуссельта для однофазного потока рассчитывается по формуле [7]

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^{n_1} \left(Pr / Pr_{st} \right)^{n_2},$$

где A , n – коэффициенты, зависящие от типа пластины (геометрических параметров); показатели степени n_1 и n_2 в отечественной практике принято принимать равными 0,43 и 0,25 соответственно.

После расчета коэффициента теплоотдачи α_{s_i} со стороны конденсирующего пара к стенке пластины для i -ой зоны, рассчитывают коэффициент теплоотдачи со стороны воды α_{w_i} по традиционным соотношениям для жидкого однофазного потока. После чего определяют коэффициент теплопередачи K_i для i -ой зоны, средний температурный напор $\Delta \bar{t}_i$ и вычисляют значение удельного теплового потока $q_i = K_i \cdot \Delta \bar{t}_i$. Это значение сравнивают со значением удельного теплового потока, вычисленного для начального распределения паросодержания для i -ой зоны. Если полученная относительная погрешность превышает заранее заданную величину ε_q , например равную 1 %, то расчет повторяют с новым значением удельного теплового потока, пока необходимое неравенство будет выполнено. После этого определяют уточненное значение паросодержания, пересчитывают входные величины, потери напора и переходят к расчету конденсации в следующей зоне пластины.

Представленный алгоритм математической модели пластины с переменным сечением канала был реализован в виде математического обеспечения и проведен ряд расчетов для пластин такого типа.

Так для пластины, экспериментально исследованной в работе [1], был проведен расчет конденсации вакуумного пара с начальной температурой 60°C и давлением 19,917 КПа и расходом 0,5 кг/с. Пар конденсировался водой с температурой на входе 15°C и выходе 45°C. Поверхность теплообмена одной пластины равна 0,47836 м², поверхность теплообмена всего аппарата равна 47,5 м².

Поверхность теплообмена одной пластины представлялась состоящей из четырех зон, каждая из которых внутри подразделялась на k участков. Таким образом, пластина по длине представлялась состоящей из $4 \cdot k$ участков. Кроме того, были проведены расчеты для пластины, которая имела одинаковую по длине гофрировку по длине пластины, как по стороне пара, так и по стороне воды. Параметрами пластины были приняты следующими: $f_{ch} = 0,001875$ м²; $d_e = 0,014125$ м; $l_{pr} = 0,892$ м.

Как в первом случае, для пластины с переменной по зонам площадью канала, так и во втором, с постоянной, конденсация пара заканчивалась в четвертой зоне с разницей на один - два участка больше для второго случая.

Распределение условного падения давления Δp_{if} , Па и параметра Локкарта–Мартинелли по зонам пластины при дискретизации каждой зоны на 6 участков представлено на рис. 1,2.

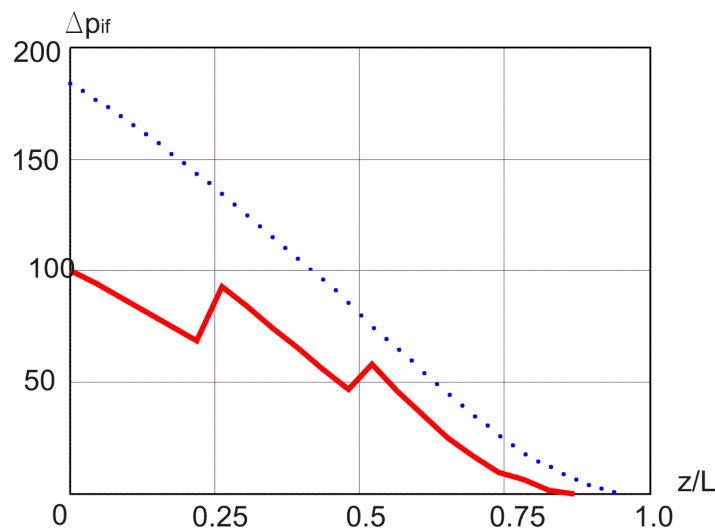


Рисунок 1 – Распределение условных потерь давления Δp_{if} , Па по зонам и участкам поверхности конденсации: 1 – переменное сечение канала; 2 – постоянное сечение канала

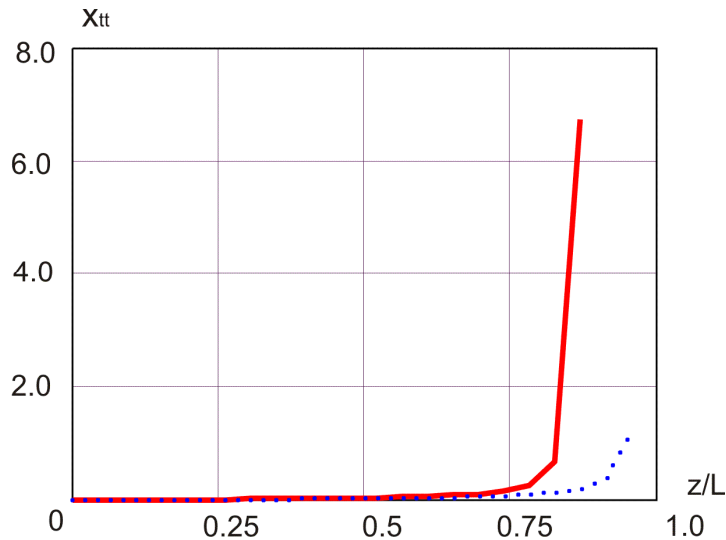


Рисунок 2 – Величина параметра Локкарта–Мартинелли по зонам и участкам поверхности конденсации: 1 – переменное сечение канала; 2 – постоянное сечение канала

В результате зависимость потерь давления в процессе конденсации пара по длине пластины имеет вид, рис. 3

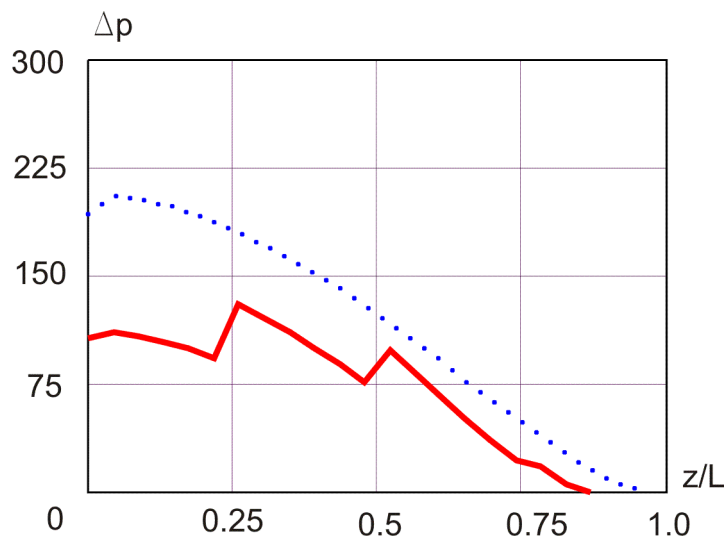


Рисунок 3 – Распределение потерь давления Δp , Па по зонам и участкам поверхности конденсации: 1 – переменное сечение канала; 2 – постоянное сечение канала

Анализ полученных результатов позволили сделать следующие выводы. В целом за счет увеличения площади канала для пластин с переменным сечением потери давления меньше, по сравнению с постоянным сечением канала. Это является следствием использования более широкого канала для конденсации пара с высокой скоростью, в то время как для конденсации пара с низкой скоростью используется более узкий канал (с большим коэффициентом гидравлического сопротивления единицы длины канала).

При переходе от зоны к зоне имеет место резкое увеличение (скачок) потерь давления, что объясняется, по всей видимости, наличием местного сопротивления при переходе потока на границе зон. Этот факт также имеет место и для величины условных потерь давления (рассчитанных по однофазной модели), что видно на рис. 1.

Уменьшение потерь давления в первой зоне, где имеется самая высокая скорость пара, объясняется низким значением параметра Локкарта–Мартинелли, рис. 2, который входит в соотношение для вы-

числення потерь давления. Далее по мере уменьшения скорости пара значение x_{ii} растет, и потери давления на каждом участке первой зоны возрастают, рис. 3.

Наиболее важным для каналов с переменным сечением является то, что эффективность теплоотдачи по стороне пара практически не снизилась по сравнению со стандартной формой, рис.4. Благодаря тому, что площадь поперечного сечения канала на первом участке, где конденсируется основная масса пара, больше, то скорость пара уменьшается, однако за счет того, что пара конденсируется больше, теплоотдача повышается.

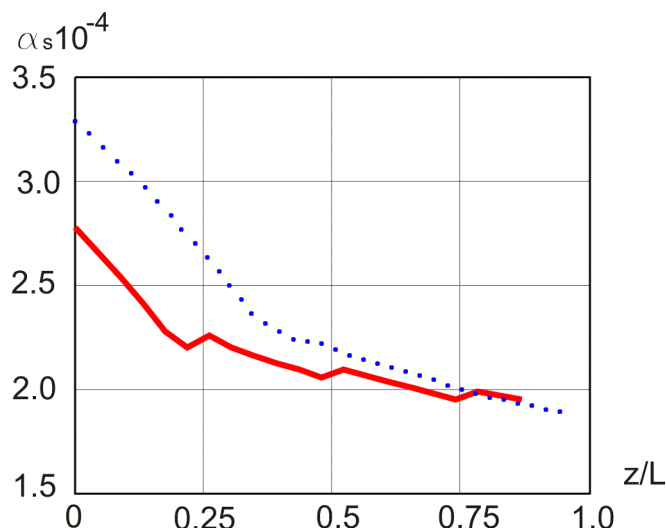


Рисунок 4 – Распределение коэффициента теплоотдачи α_s , Вт/(м²·К) со стороны пара к стенке пластины по зонам: 1 – переменное сечение канала; 2 – постоянное сечение канала

В табл.1 представлены расчетные данные по потерям давления в каналах в зависимости от величины разбиения каждой из 4-х зон на участки. Анализируя данные таблицы можно видеть, что даже при невысокой степени дискретизации зоны пластины достигается вполне приемлемая точность результатов.

Таблица 1 – Расчетные потери давления в зависимости от степени дискретизации зоны пластины на участки: числитель – пластина с переменной площадью сечения канала; знаменатель – площадь канала по длине пластины постоянна

Число разбиений зоны (участков)	Потери давления по зонам, Па				Суммарные потери давления, Па	Относительная разность, %
	1	2	3	4		
3	<u>615</u> 1224	<u>616</u> 939	<u>360</u> 466	<u>31</u> 55	<u>1622</u> 2684	40 %
6	<u>625</u> 1266	<u>627</u> 1009	<u>358</u> 553	<u>25</u> 101	<u>1635</u> 2929	44 %
12	<u>629</u> 1286	<u>618</u> 1027	<u>324</u> 557	<u>12</u> 95	<u>1584</u> 2965	46 %

Таким образом, на основании проведенных исследований можно заключить, что использование пластинчатых конденсаторов с переменным (уменьшающимся) по длине пластины межпластинным каналом, для конденсации паров низкого давления гораздо эффективнее, чем использование каналов постоянного сечения. Достигаемое снижение потерь настолько велико (более 40 %), что можно говорить о качественном уменьшении потерь давления при использовании каналов с переменным сечением.

Представленный алгоритм и математическое обеспечение позволяют с высокой точностью производить расчет конденсации пара в каналах пластинчатых теплообменников с переменной по длине пластины площадью поперечного сечения канала.

Литература

1. Тепловые и гидромеханические характеристики пластин с меняющимся по длине пластины сечением канала // Арсеньева О.П., Тovaжнянский Л.Л., Перевертайленко А.Ю. и др. / Статья в настоящем сборнике.
2. Yuerina M.Yu., Ovchinnikov E.V., Efimov A.L. Generalization of the data on heat transfer and resistance for flow in profiled channels and plate heat exchangers // Heat Transfer Research, 2009.– 40(3).– pp. 225–234.
3. Djordjevic E.M., Kabelac S., Serbanovic S.P. Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R-134a condensation in a plate heat exchanger // Chemical Papers, 2008.– 62(6).– pp. 78–85.
4. Zivkovic E., Kabelac S., Serbanovic S.P. Local heat transfer coefficient during the evaporation of R-134a in a plate heat exchanger // Journal of the Serbian Chemical Society, 2009.– 74(4).– pp. 427–440.
5. Методика расчета пластинчатых паровых теплообменников / Тovaжнянский Л.Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П. // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002, №2.– С. 49–55.
6. Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O. Intensification of heat and mass transfer in channels of plate condensers.// Chemical Eng. Comm., 1984. – 31(6).– pp. 351–366.
7. Пластинчатые теплообменники в промышленности //Л.Л. Тovaжнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. – Харьков: НТУ „ХПІ”, 2004.– 232 с

УДК 66.045.01

Арсеньева О.П., Капустенко П.О., Бабак Т.Г., Хавин Г.Л.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛАСТИНЧАСТОГО КОНДЕНСАТОРА ЗІ ЗМІННИМ ПО ДОВЖИНІ ПЕРЕТИНУ КАНАЛІВ

Запропоновано алгоритм проектування та математичне забезпечення що до розрахунку процесу конденсації вакуумної пари у пластинчастих теплообмінниках. Особливістю є те що, площа перетину каналу уздовж довжини пластины зменшується по стороні пари та збільшується по стороні рідини, що охолоджує. Міжпластинний канал розглядається по зонах, що мають свої геометричні характеристики. Задається початкове розподілення паровмісту по зонах пластины. Зони пластины розділяються на окремі частки. В процесі виконання ітераційного алгоритму конденсація пари по зонах уточнюється. Наведено приклад розрахунку і аналіз одержаних результатів.

Arsenyeva O., Kapustenko P., Babak T., Khavin G.

MATHEMATICAL MODELLING OF PLATE CONDENSER WITH VARIABLE CHANAL SECTION ALONG LENGTH OF PLATE

The proposed plate for condenser has the heat transfer area that consists of several corrugated sections along its length. Shape and dimensions of ridges and valleys of corrugations are variable. The corrugations are inclined to plate vertical axis so the ridges of two adjacent plate corrugations are in contact. The channel formed by such plates has the variable cross-section area. The experimental study of heat transfer and pressure drop for channels of such pattern was carried out. The dependencies for film heat transfer and pressure drop were obtained for each channel part formed with adjacent sections of the plates. The obtained results were compared with those for plates which are conventionally used.