

Д. С. Назаров, Э. В. Осипов

**КОНДЕНСАЦИЯ ПАРОГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ ПОД ВАКУУМОМ:
АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССА, МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ИХ СРАВНЕНИЕ**

Ключевые слова: конденсация, парогазовые смеси, вакуум, неконденсирующиеся газы, теплообмен, кожухотрубчатый вакуумный конденсатор, VBA, автоматизация проектирования, инженерные расчёты.

В современных промышленных процессах переработки химического и нефтехимического сырья часто возникает необходимость проведения их под вакуумом. Одним из ключевых этапов таких процессов является конденсация парогазовых смесей (ПГС), проводимая в вакуумных конденсаторах, и позволяющая выделить целевые продукты и повысить общую эффективность производства. Особенно важным становится этот этап при работе с термически неустойчивыми веществами, такими как этиленгликоли, где поддержание невысоких температур является критичным для предотвращения деградации продукта. Конденсация ПГС в условиях вакуума усложняется наличием неконденсирующихся газов, которые отрицательно влияют на эффективность теплообменного процесса. Этот фактор требует особого внимания при выборе метода расчета и проектировании теплообменного оборудования. Существующие методики расчета, используемые в промышленной практике, зачастую имеют ограничения и требуют адаптации к конкретным условиям эксплуатации. Статья посвящена проблеме конденсации парогазовых смесей под вакуумом в химической промышленности. Рассматриваются особенности процесса конденсации при наличии неконденсирующихся газов (НГ) и его влияние на эффективность работы вакуумных конденсаторов. Приведены основные теоретические положения и существующие методы расчета конденсации ПГС, а также анализ отечественных и зарубежных литературных источников по данной теме. Для автоматизирования и повышения точности инженерных расчетов был разработан программный код на языке Visual Basic for Applications, интегрированный с универсальной моделирующей программой (УМП) Aspen HYSYS V12. Представлены результаты практических расчётов, основанных на применении различных методик и специализированных программных комплексов. В ходе исследования были выявлены значительные расхождения в результатах расчетов, выполненных разными методами, что подчеркивает необходимость дальнейшего изучения и совершенствования методов расчета конденсации ПГС в условиях вакуума.

D. S. Nazarov, E. V. Osipov

**CONDENSATION OF STEAM-GAS MIXTURES UNDER VACUUM: ANALYSIS
OF PROCESS FEATURES, CALCULATION METHODS AND THEIR COMPARISON**

Keywords: condensation, vapor-gas mixtures, vacuum, non-condensable gases, heat exchange, shell-and-tube vacuum condenser, VBA, design automation, engineering calculations.

In modern industrial processes of chemical and petrochemical raw material processing, there is often a need to carry out these processes under vacuum conditions. One of the key stages in such processes is the condensation of vapor-gas mixtures, which is carried out in vacuum condensers and allows for the extraction of target products and increases overall production efficiency. This stage becomes particularly important when working with thermally unstable substances, such as ethylene glycols, where maintaining low temperatures is critical to prevent product degradation. The condensation of vapor-gas mixtures under vacuum conditions is complicated by the presence of non-condensable gases, which negatively affect the efficiency of the heat exchange process. This factor requires special attention when choosing calculation methods and designing heat exchange equipment. Existing calculation methods used in industrial practice often have limitations and require adaptation to specific operating conditions. The article focuses on the problem of condensing vapor-gas mixtures under vacuum in the chemical industry. It examines the peculiarities of the condensation process in the presence of non-condensable gases and its impact on the performance of vacuum condensers. The main theoretical principles and existing methods for calculating the condensation of vapor-gas mixtures are presented, along with an analysis of domestic and foreign literature sources on this topic. To automate and improve the accuracy of engineering calculations, a software code was developed in Visual Basic for Applications, integrated with the universal modeling program Aspen HYSYS V12. Practical calculation results based on various methodologies and specialized software packages are presented. Significant discrepancies were found between the results obtained using different methods, highlighting the need for further study and improvement of methods for calculating the condensation of vapor-gas mixtures under vacuum conditions.

Введение

Для создания и поддержания необходимого уровня вакуума в системе используют вакуумсоздающую систему (ВСС). В большинстве случаев [1] в состав ВСС входит вакуумный конденсатор, наиболее распространенным типом которого является кожухотрубчатый. Теплообменники данного типа конденсируют верхний продукт массообменных колонн,

получая дистиллят и флегму для возврата легкокипящего компонента обратно в колонну. Конденсация происходит как в одном, так и в ряде последовательных теплообменников. Так снижается паровая нагрузка на вакуумный насос.

Особенностью конденсации ПГС под вакуумом, является то, что небольшое падение давления приводит к резкому увеличению расхода неконденсированной части смеси [2]. Поэтому с целью уменьшения гидравлического сопротивления конденсацию

таких смесей, как правило, проводят в межтрубном пространстве [3].

Современные методы расчета процесса конденсации паров при наличии НГ в кожухотрубчатых вакуумных конденсаторах и методы определения коэффициента теплопередачи со стороны пара, основаны на экспериментальных данных, собранных при атмосферном давлении или выше [4]. В доступной современной литературе по вакуумной конденсации в межтрубном пространстве недостаточно экспериментальных данных по которым можно делать однозначные выводы.

Согласно [4] традиционные литературные методы расчета процесса конденсации занижают общий коэффициент теплопередачи, определенный при вакууме, на $20.8\% \pm 20.4\%$ для чистого пара, что также отражено в [5]. А при наличии в паре НГ завышают теплопередачу на $36.8\% \pm 40.0\%$. В [6] автор пишет, что при проведении конденсации смеси паров углеводородов и воды, при пониженном давлении, когда падение давления (гидравлическое сопротивление) составляло значительную долю абсолютного давления, прогноз был завышен до 40%.

Завышение коэффициента теплопередачи приводит к проектированию неэффективной конструкции конденсатора, который не сможет сконденсировать необходимое количество пара. Это увеличивает нагрузку на вакуумный насос, что ведет к росту давления в системе и самом конденсаторе. В результате количество несконденсированного пара возрастает, создавая замкнутый круг. В худшем случае возможна ситуация, когда конденсация вовсе не произойдет [1].

Теоретическая часть

В общем случае [7] в конденсатор поступают пары в перегретом состоянии. При этом в аппарате выделяются три различные зоны, каждая из которых характеризуется определенными процессами: зона I – перегретые пары охлаждаются до температуры начала конденсации; зона II – начинается процесс конденсации паров; зона III – осуществляется охлаждение образовавшегося конденсата. Кривая конденсации паров моноэтиленгликоля (МЭГ) при абсолютном давлении 10 кПа и сопротивлении в межтрубном пространстве 1 кПа изображена на рис. 1. Кривая построена на основе расчетов, выполненных в универсальном программном комплексе для моделирования химических процессов — Aspen HYSYS V12, разработанным Aspen Technology, Inc. Для этого было использовано уравнение состояния Пенга-Робинсона.

Такая кривая предоставляет простой способ отслеживания направления процесса конденсации. Тем не менее, как отмечается в [8], реальное протекание конденсации может отличаться от предсказанного на основе термодинамического равновесия, так как конденсация представляет собой неравновесный процесс. Данная кривая актуальна для случая, когда конденсируется чистое вещество, и отсутствуют НГ. За счёт перепада давления, температура конденсации понижается по мере уменьшения давления вдоль поверхности теплообмена.



Рис. 1 – Кривая конденсации паров моноэтиленгликоля

Fig. 1 – Condensation curve of monoethylene glycol vapours

При протекании технологического процесса в системе всегда будут присутствовать НГ, которые включают в себя газы термического разложения продуктов переработки и газы, содержащиеся в сырье установки в растворенном и неконденсируемом виде. Если процесс конденсации проводится под вакуумом, то к перечисленным газам добавляются газы натекания, проникающие в систему через неплотности оборудования [9]. Если заменить эти газы натеканием атмосферного воздуха, при тех же условиях, что и для рис. 1, но с добавлением 1 % масс. воздуха в исходном потоке паров МЭГ, то кривая конденсации будет иметь следующий вид (рис. 2). Анализ кривой показывает, что по мере прохождения парогазовой смеси вдоль теплообменной поверхности конденсатора температура конденсации снижается. Следовательно, снижаются локальные средние температурные напоры и коэффициенты теплопередачи от сечения к сечению, что приводит к увеличению расчетной площади теплопередающей поверхности конденсатора.

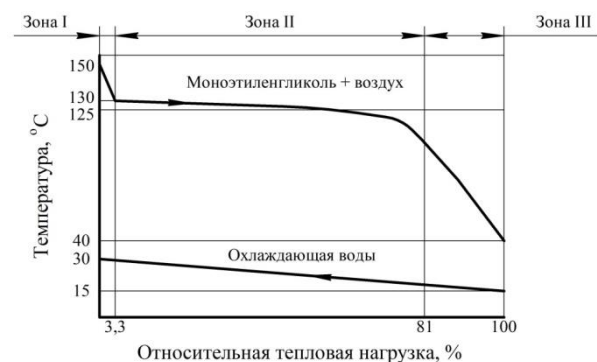


Рис. 2 – Кривая конденсации паров моноэтиленгликоля в присутствии 1 % масс. воздуха

Fig. 2 – Condensation curve of monoethylene glycol vapours in the presence of 1% by mass of air

Анализ литературы

В отечественной литературе часто приводятся [10,11] (и более ранних учебных пособиях) слова Л.Д. Бермана [12] о сложности расчета процесса конденсации водяного пара при наличии в нем НГ. А

также приводятся [13] в примеры экспериментальных исследований процесса конденсации неподвижной паровоздушной смеси, проведенные Д.Ф. Отмером [14] и В.А. Гудымчуком [15] в первой половине прошлого века. Результатами является двукратное уменьшение коэффициента теплоотдачи при наличии в водяном паре 0,5-1% воздуха. Конечно, в движущемся паре эффект не столь драматичен [9].

Однако в [16] при расчете конденсаторов рекомендуют использовать график для корректировки коэффициента теплоотдачи от чистого пара, в котором при присутствии 1% НГ коэффициент теплопередачи снижается вдвое.

Для неподвижного пара в пределах $\varepsilon = 0.4 - 2\%$ Толубинским В.И. и Ямпольским Н.Г. [17] на основе своих опытов предложили формулу:

$$\frac{\alpha_{\text{пгс}}}{\alpha_{\text{п}}} = \frac{0,48}{\sqrt[3]{\varepsilon}} \quad (1)$$

В [18] была предложена следующая зависимость:

$$\frac{\alpha_{\text{пгс}}}{\alpha_{\text{п}}} = 0,67 \cdot \varepsilon^{-0,11} \quad (2)$$

Б.С. Петухов [19] исследовал теплообмен при конденсации паровоздушной смеси и вывел следующую зависимость:

$$\alpha_{\text{пгс}} = 0,68 \cdot \alpha_{\text{п}} \cdot (G_1 \cdot \varepsilon / G_2)^{-0,04} \quad (3)$$

В [20] авторы при расчете кожухотрубчатого конденсатора-холодильника смеси углеводородных и водяных паров снижали коэффициент теплоотдачи от чистого пара согласно рекомендациям Егизарова Н.В. [21] – пропорционально среднему мольному содержанию НГ в смеси.

В зарубежной литературе на практике при проектировании конденсаторов для конденсации смеси паров (в том числе при наличии НГ) используют два метода [6, 22, 23, 24, 25]. Так называемый «плечный метод», впервые предложенный Колберном и Хоугеном [26] для расчета конденсации однокомпонентного пара при наличии НГ, а Колберн и Дрю [27] расширили метода, включив в него конденсацию бинарных смесей паров (без НГ). И «равновесный метод», первоначально предложенный Сильвером [28] и расширенный Беллом и Гали [29].

Пленочная метод основана на некоторой модели процесса тепло- и массопереноса и учитывает диффузионное сопротивление массопереносу. С учетом поправочного коэффициента Аккермана [30]:

$$\xi = \frac{\zeta}{(e^{\zeta} - 1)} \quad (4)$$

для произвольного сечения конденсатора можно записать следующее балансовое соотношение (5):

$$K \cdot (T_{\text{пгс}} - T_{\text{охл}}) = K' \cdot (T_{\text{прф}} - T_{\text{охл}}) = \alpha_{\text{пгс}} \cdot e^{\xi} \cdot \xi \cdot (T_{\text{пгс}} - T_{\text{прф}}) + G_{\text{к}} \cdot \tau \quad (а) \quad (б) \quad (в)$$

$$\zeta = G_{\text{конд}} \cdot c_{\text{р,пгс}} / \alpha_{\text{пгс}} \quad (6)$$

$$G_{\text{конд}} = \beta \cdot \rho_{\text{лп}} \cdot \ln \left(\frac{p_{\text{пгс}} - p_{\text{парц,прф}}}{p_{\text{пгс}} - p_{\text{парц,л}}} \right) \quad (7)$$

Так, согласно уравнению (5), тепловой поток, передаваемый от ПГФ к охлаждающей среде (а) и от

пленки конденсата к охлаждающей среде (б), рассматривается как сумма теплоты, передающая ПГФ пленке конденсата за счет конвекции и теплоты конденсации, переносимой диффузией (в). В данном методе можно учесть охлаждение неконденсирующегося газа, охлаждение конденсирующегося пара, конденсацию пара и охлаждение сконденсированной жидкости.

Равновесный метод пренебрегает сопротивлением массопереноса, но компенсирует это путем завышения теплового сопротивления ПГФ [31], используя приблизительную пропорциональность между коэффициентами тепло- и массоотдачи в соответствии с аналогией Чилтона-Колберна [32]. Общий коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K'} + \frac{Z}{\alpha_{\text{пгс,эфф}}} \quad (8)$$

$$Z = \frac{q_{\text{пгс}}}{q_{\text{общ}}} = \frac{G_{\text{пгс}} \cdot c_{\text{р,пгс}}}{(G_{\text{пгс}} + G_{\text{конд}})} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta h} \quad (9)$$

$$\alpha_{\text{пгс,эфф}} = \alpha_{\text{пгс}} \cdot \xi \quad (10)$$

Значение $\Delta T / \Delta h$ может быть получено из кривой конденсации.

Согласно данным методам диапазон изменения температуры ПГФ делится на участки, в пределах которых определяют зависимость:

$$q = f(Q) \quad (11)$$

и используют ее для вычисления интеграла:

$$F = \int_F \frac{dq}{q} \quad (12)$$

Примеры расчета конденсаторов смеси паров (в том числе при наличии НГ) данными методами представлены в [33, 34, 35].

Отметим, что результаты расчета, выполненные по оригинальным методике и зависимостям метода Сильвера-Белла-Гали, описанные в доступных литературных источниках могут варьироваться от точных до завышенных на 100% [34]. Модификации этого метода, выполненные компанией Heat Transfer Research, Inc. и внедренные в программу HTRI Xchanger Suite, существенно улучшают точность. Однако подробности этой модификации описаны в закрытых коммерческих отчетах.

Основная часть

Решается практическая задача малотоннажной химии: спроектировать вакуумный конденсатор (ВК - см. рис. 3) малотоннажной установки по разделению смеси этиленгликолей для конденсации паровоздушной смеси, поступающей из верха ректификационной колонны. Технологическая схема установки изображена на рис. 3.

Определить площадь теплообмена кожухотрубчатого вакуумного конденсатора предлагается методами, описанными выше. Далее сравнить полученные результаты расчетов. Исходные данные приведены в таблице 1.

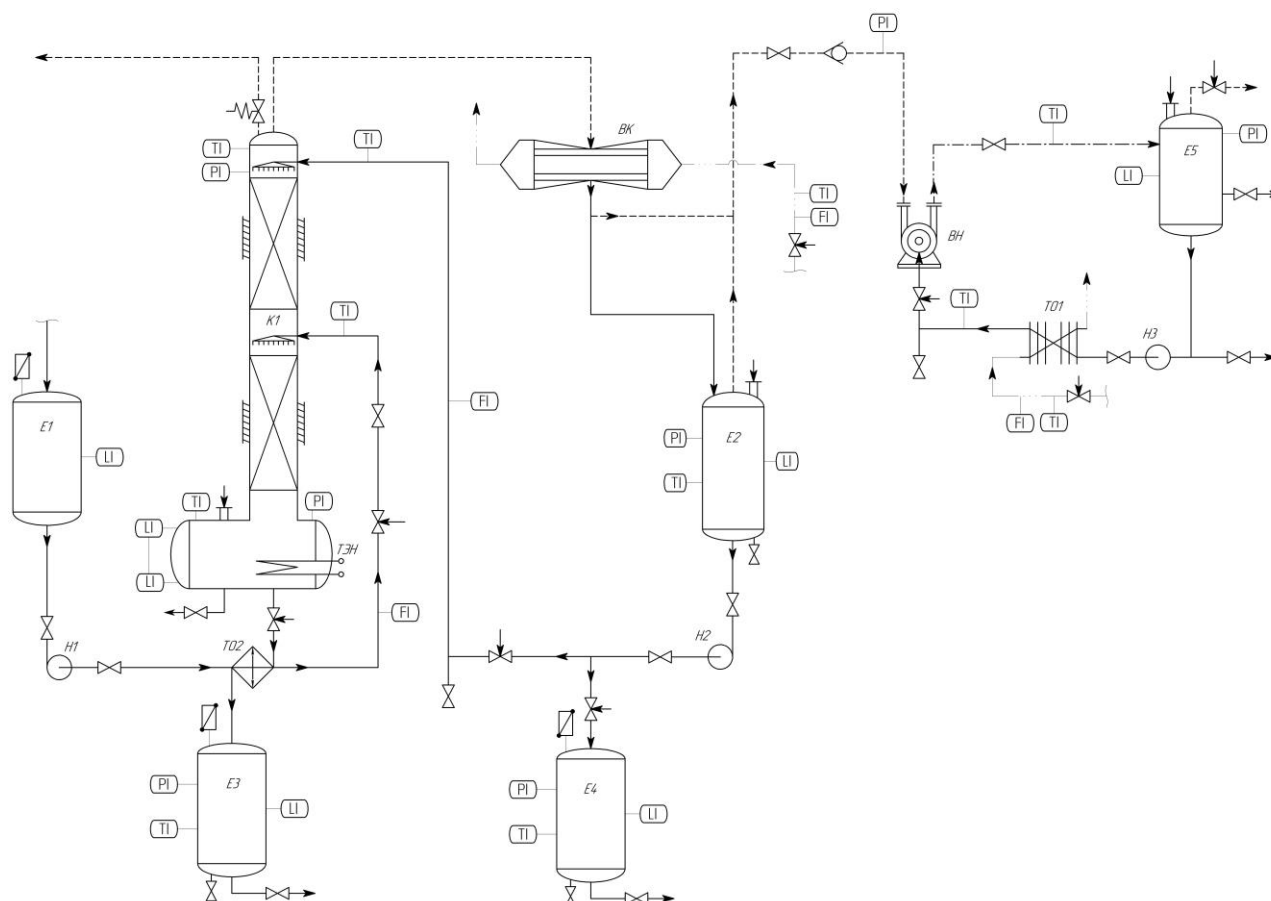


Рис. 3 – Технологическая схема малотоннажной установки по разделению смеси этиленгликолей
 Fig. 3 – Process flow diagram of a small-scale installation for the separation of ethylene glycol mixtures

Таблица 1 – Исходные данные
 Table 1 – Initial data

Наименование		Парогазовая смесь	Охлаждающая среда
Состав, масс., %	моноэтиленгликоль	99	0
	воздух	1	0
	вода	0	100
Температура, °C	на входе	129.4	20
	на выходе	40	35
Расход, кг/с		0,012	определяется расчетом
Давление на входе, кПа		10	150
Рабочее пространство		межтрубное	трубное
Загрязнения стенок (согласно справочной литературе), м ² ·К/Вт		0.000172	0.000233
Материальное исполнение		нержавеющая сталь	

Гликоли начинают разлагаться уже при температурах собственного кипения при атмосферном давлении. Так как необходимо поддержание пониженной температуры смеси на стадии разделения, на практике процесс проводят под вакуумом. Использование вакуума оправдывается как ограничениями, вызванными условиями обеспечения термической устойчивости гликолей, так и экономическими соображениями.

ПГС выходит из верха ректификационной колонны в насыщенном состоянии (при температуре 129.4 °C) и поступает в межтрубное пространство конденсатора. Конденсацию в условиях вакуума

предлагается проводить в кожухе типа «X», который обеспечивает минимальную потерю давления.

При малотоннажной конденсации в условиях вакуума целесообразно использовать жидкостно-кольцевой вакуумный насос. Важно обеспечивать поддержание невысокой температуры (около 40 °C) несконденсированных паров и инертного газа, отводимых от конденсатора, с целью предотвращения вскипания рабочей жидкости насоса.

Так как гликоли обладают химической агрессивностью и коррозионной активностью, на практике используют нержавеющие стали, такие как 12X18H10T или аналоги.

Для решения задачи методами Сильвера-Белла-Гали и Колберна-Хоугена будут использоваться коммерческие программы HTRI Xchanger Suite и Aspen Exchange Design & Rating (EDR) (Aspen Technology, Inc.). Для описания состояния парожидкостного равновесия смеси принята равновесная модель Peng–Robinson.

Для всех случаев конденсации программа HTRI рекомендует использовать запатентованный метод HTRI Resistance Proration Method (RPM), базой которого является метод Сильвера-Белла-Гали. Однако предоставляет возможность использовать некорректированный метод решения Сильвера-Белла-Гали «Literature», который приведен для сравнения и не рекомендуется.

Программа EDR предлагает использовать по умолчанию модель HTFS - Silver-Bell адаптацию метода Сильвера-Белла-Гали (установлено по умолчанию) и модель HTFS - Mass Transfer адаптацию метода Колберна-Хоугена.

В качестве сравнения проведем расчет конденсатора по формулам (1), (2) и методике, описанной в [20]. Для данных целей был разработан программный код на языке Visual Basic for Applications (VBA) (далее программа VBA) в Excel-VBA, который импортирует все необходимые физико-химические свойства рассматриваемых сред из универсальной моделирующей программы (УМП) Aspen HYSYS V12. УМП рассчитывает парогазовое равновесие, материальный и энергетический балансы процесса. Данный код предполагает автоматизацию инженерных расчетов, экономии времени и повышения точности ручных расчётов.

При разработке кода использовался стандартный алгоритм расчета теплообменников, описанных, например в [3]. Коэффициента теплоотдачи пленки конденсата рассчитывался по формуле Нуссельта [36] (с учетом поправок):

$$\alpha_n = 0.728 \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_N \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda \cdot \rho_{\text{ПГС}}^2 \cdot g \cdot r}{\mu_{\text{ПГС}} \cdot (T_{\text{нас}} - T_{\text{ст1}}) \cdot d_n}} \quad (13)$$

$$\varepsilon_T = \left[\frac{\mu_{\text{нас}}}{\mu_{\text{ст1}}} \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{ст1}}}{\lambda_{\text{нас}}} \right)^3 \right]^{1/8} \quad (14)$$

Согласно рекомендациям [37] будем использовать зависимость для поправки на рядность труб, предложенный Керном [38]:

$$\varepsilon_N = N^{-1/6} \quad (15)$$

Коэффициента теплоотдачи охлаждающей воды рассчитывался по известным критериальным зависимостям [3, 16, 39].

Гидравлический расчет проводился по формулам, описанным в [39]. Расчетная схема, разработанная в УМП, представлена на рис. 4 [40].

Исходная ПГС (VapourDewPoint) при температуре насыщения поступает в охладитель (E-2), конденсируется и охлаждается до требуемой температуры, указанной в потоке (Mixture). Для расчета про-

цесса однократной конденсации, а также для использования потоков (Gas) и (Condensate) в технологическом и гидравлическом расчете, был внедрен модуль Separator (V-100). Поток (MixtureTempWall) требуется для определения свойств среды при температуре стенке со стороны ПГС.

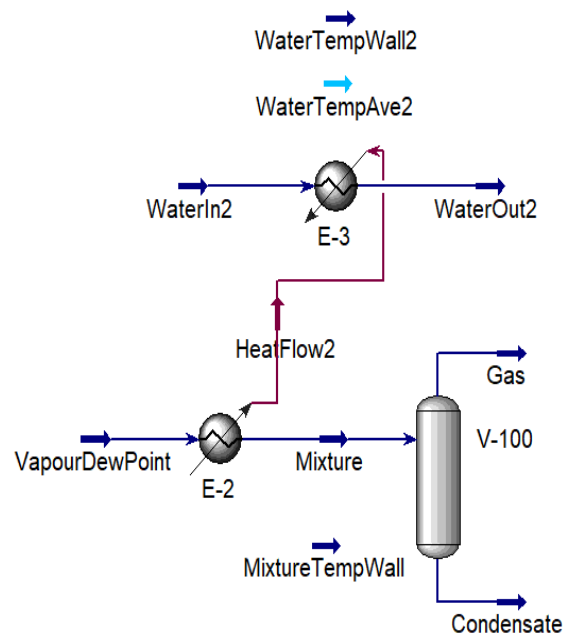


Рис. 4 – Расчетная схема конденсатора

Fig. 4 – Calculation diagram of the capacitor

Выделившееся от конденсации и охлаждения тепло (HeatFlow2) поступает в нагреватель (E-3), где по заданным температурам на входе (WaterIn2) и выходе (WaterOut2) охлаждающей воды, рассчитывается требуемый расход. Поток (WaterTempAve2) предназначен для расчета свойств воды при средней температуре. Поток (WaterTempWall2) – при температуре стенки со стороны охлаждающей воды.

Пользователь вводит исходные данные в окно ввода, после чего запускает расчет нажатием соответствующей кнопки. В процессе итерационного расчета конденсатора программа VBA перебирает температуру стенки со стороны ПГС таким образом, чтобы обеспечить равенство тепловых потоков, отдаваемых парогазовой смесью и принимаемых охлаждающей средой. Рассчитывается площадь теплообмена и вводится в соответствующее окно для расчета гидравлического сопротивления межтрубного пространства. Фрагмент кода представлен в приложении (табл. 3).

Сравнительная таблица результатов расчетов приведена ниже (таб. 2).

У коммерческих программ имеется возможность визуализировать результаты расчета в виде эскиза конденсатора с габаритными и присоединительными размерами. В качестве примера приведем эскиз, выполненный программой HTRI, который изображен на рис. 5.

Таблица 2 – Сравнительная таблица результатов расчетов

Table 2 – Comparative table of calculation results

Методы	HTRI		Aspen EDR		По формуле (1)	По формуле (2)	Согласно методике [20]
	RPM	Literature	HTFS - Silver-Bell	HTFS - Mass Transfer			
Параметры							
$\alpha_{\text{ПГС}}$	444.9	840.4	250.4	172.3	1530	2056	1568.1
$\alpha_{\text{охл}}$	915.6	976.1	680.4	574.3	362.5	363.5	362.4
K	260.6	353.6	158.6	116.9	255.9	267.8	256.9
$\Delta P_{\text{мжтр}}$	0.047	0.047	0.196	0.196	0.23	0.23	0.23
ΔT	78.5	79.3	78.3	76.1	33.8	33.84	33.8
F	0.689	0.689	1.1	1.5	1.57	1.5	1.57
запас по F, %	-3.2	36.9	2	5	7	12	7

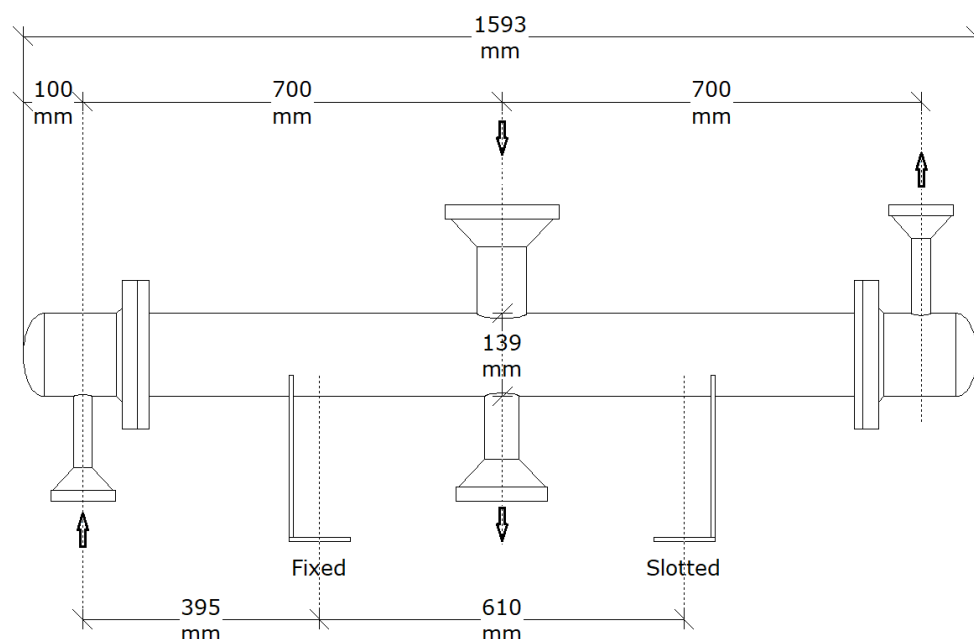


Рис. 5 – Эскиз конденсатора, выполненного программой HTRI

Fig. 5 – Sketch of a condenser designed using HTRI software

Обсуждение результатов

Результаты расчёта показывают, что, несмотря на использование одного подхода в технологическом расчёте вакуумного конденсатора при конденсации однокомпонентного пара в присутствии НГ, два коммерческих ПО демонстрируют двукратное расхождение в рассчитанной площади поверхности теплообмена.

Расчёты по формулам и методикам, представленным в отечественной литературе, дали схожие результаты, совпадающие с результатами, полученными программой Aspen EDR по адаптированной методике Колберна-Хоугена. Однако эти данные оказались консервативными по сравнению со средними значениями, вычисленными коммерческими программами по рекомендуемым методам.

В рамках одной коммерческой программы видно значительное влияние выбора методики расчета, где разница достигает 40% для обеих программ. Различия в рассчитанных перепадах давлений обусловлено

принятой площадью поверхности теплообмена: чем больше площадь, тем выше сопротивление.

Различия могут быть объяснены спецификой задачи – расчёт малотоннажного конденсатора, где даже незначительные изменения параметров приводят к существенным колебаниям конечного результата. Также было отмечено, что коммерческие программы часто дают неадекватные результаты при расчете теплообменников малых габаритов.

Отдельно стоит упомянуть проблему надёжности расчётов при переохлаждении конденсата в межтрубном пространстве горизонтальных конденсаторов. Контроль температуры в этом случае затруднён из-за специфики процесса, поэтому рекомендуется применять отдельные теплообменники-охладители [41].

Тем не менее, в нашем исследовании необходимо было охладить только парогазовую смесь (ПГС) без переохлаждения конденсата. Эта задача не решается стандартными методами коммерческого ПО, однако её можно решить с использованием итерационной методики Колберна-Хоугена. Также при каждом

шаге итерации есть возможность учесть гидравлическое сопротивление ПГС в соответствующих сечениях аппарата и расходах ПГС. Реализация данного подхода возможна через разработку соответствующего программного кода, что станет задачей дальнейших исследований.

Вывод

Таким образом, в зависимости от выбора метода расчета существенным образом меняются результаты, ключевым из которых является площадь поверхности теплообмена, на основании которого проектируется теплообменник. От этого показателя зависит, сможет ли аппарат обеспечить требуемую степень конденсации пара. Это окажет влияние на выбор вакуум создающих устройств. Использование вакуумного конденсатора с недостаточной теплопередающей поверхностью может привести к чрезмерной нагрузке на вакуум создающие устройства, что в свою очередь приведет к увеличению давления в системе и уменьшению выхода конденсата. А чрезмерно консервативные решения заметно увеличат стоимость конденсатора.

Анализ доступных литературных источников показывает, что при конденсации однокомпонентного пара в присутствии НГ, рекомендуется использовать метод Колберна-Хоугена. Однако популярные коммерческие программы для расчета теплообменников рекомендуют использовать адаптированный метод Сильвера-Белла-Гали, который запатентован и недоступен для изучения и анализа.

В доступной литературе не упоминается особенности применения данных методов для расчета конденсаторов в условиях вакуума. В связи с этим возникает необходимость в качественном исследовании процесса конденсации ПГС в вакууме в технологических конденсаторах при проведении опытов на экспериментальной установке.

Это даст возможность проанализировать адекватность описанных выше методов в данных условиях. Данный анализ позволит усовершенствовать известные методы, а также подвергнуть сомнению результаты расчетов, полученных с использованием коммерческих программ.

Список сокращений

c_p - удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 d_n - наружный диаметр теплообменной трубы, м;
 F - расчетная площадь теплопередающей поверхности конденсатора, м²;
 G - массовый расход, кг/с;
 G_1 - массовый расход ПГС на входе в конденсатор, кг/с;
 G_2 - массовый расход ПГС на выходе из конденсатора, кг/с;
 $G_{\text{конд}}$ - плотность потока массы конденсата, кг/(с·м²);
 g - ускорение свободного падения, м/с²;
 Δh - изменение энтальпии ПГС, Дж;
 K - общий коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 K' - частный коэффициент теплоотдачи, учитывающий термические сопротивления пленки конденсата, стенки и границы стенка – охлаждающая среда, Вт/(м²·К);
 N - количество труб, расположенных в одном вертикальном ряду трубного пучка;
 p - давление, Па;
 $\Delta P_{\text{мжтр}}$ - гидравлическое сопротивление межтрубного пространства, кПа;

Q - количество тепла, передаваемое от ПГФ к охлаждающей жидкости, Вт;
 q - плотность теплового потока, Вт/м²;
 g - удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 T - температура, К;
 $\overline{\Delta T}$ - средний температурный напор, К;
 ΔT - изменение температуры точки росы ПГС в рассматриваемом участке, К;
 Z - параметр, характеризующий отношение теплового потока со стороны ПГС за счет конвекции к общему тепловому потоку;
Греческие символы
 α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 $\alpha_{\text{пгс}}$ - коэффициент однофазной конвективной теплоотдачи между ПГС (смесью паров) и поверхностью раздела фаз, Вт/(м²·К);
 $\alpha_{\text{пгс,эфф}}$ - эффективный коэффициент однофазной конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 β - коэффициент массоотдачи, м/с;
 ε - относительное весовое содержание неконденсирующихся газов в паре, %;
 ε_T - поправка на переменность свойств;
 ε_N - поправка на рядность труб;
 ζ - числовая зависимость в формуле для коэффициента Аккермана;
 λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 μ - динамический коэффициент вязкости, Па·с;
 ξ - коэффициент Аккермана;
 ρ - плотность, кг/м³;
 $\rho_{\text{пл}}$ - плотность диффундирующего пара, кг/м³;
Подстрочные символы
пгс - парогазовая смесь;
прф - поверхность раздела фаз;
охл - охлаждающая среда;
парц - парциальное;
п - пар;
конд - конденсат;
нас - насыщение;
ст1 - поверхность теплообменной стены со стороны ПГС.

Приложение

Таблица 3 – Фрагмент программного кода для расчета конденсатора

Table 3 – Fragment of program code for calculating the capacitor

```
Dim hyApp As HYSYS.Application
Dim hyCase As HYSYS.SimulationCase
Dim hyMixture As HYSYS.ProcessStream
Dim hyGas As HYSYS.ProcessStream
Dim hyCondensate As HYSYS.ProcessStream
...
Set hyApp = CreateObject("HYSYS.Application")
Set hyCase = hyApp.ActiveDocument

'Ввод исходных данных от пользователя
hyVapourDewPoint.MassFlowValue = txtMF1.Text
hyVapourDewPoint.TemperatureValue = txtTempIn1.Text
...
'Расчет среднего температурного напора
dTmax = hyVapourDewPoint.TemperatureValue - hyWaterIn2.TemperatureValue
dTmin = hyMixture.TemperatureValue - hyWaterOut2.TemperatureValue
dT = (dTmax - dTmin) / Log(dTmax / dTmin)
...
'Расчет коэффициента теплоотдачи A1 (со стороны ПГС)
A1 = 0.728 * Ep * Et * (LJМпл ^ 3 * PОпл ^ 2 * г * g / (MЮпл * (hyVapourDewPoint.TemperatureValue - Tct1) * dn)) ^ 0.25
...
'Расчет коэффициента теплоотдачи A2 (со стороны воды)
Nu2 = 1.55 * ((Re2 * Pr2 * (dn - 2 * TC) / L) ^ (1 / 3)) * ((hyWaterTempAve2.ViscosityValue / hyWaterTempWall2.ViscosityValue) ^ (0.14)) * EL
...
'Проверка условия остановки расчета
If If(Q1 < Q2, (Q2 - Q1) * 100 / Q1, (Q1 - Q2) * 100 / Q2) <= 1 Then
...
'При несоответствии условию - изменяется значение Tct1
Tct1 = Tct1 - 0.1
'Определение расчетной поверхности конденсатора
Fрасч = hyHeatFlow2.HeatFlowValue * 1000 / ((Q1 + Q2) / 2)
...
'Расчет гидравлического сопротивления
dP = P1 + P2 + P3 + P4
```


Литература

1. Э.В. Осипов, Х.С. Шоипов, Э.Ш. Теляков, *Вестник Казанского технологического университета*, **16**, 283-286 (2013).
2. E.V. Osipov, E.S. Telyakov, K.S. Sadykov, *Chem. Pet. Eng.*, **52**, 5-6, 339-343 (2016). DOI: 10.1007/s10556-016-0196-3.
3. В.В. Бухмиров, *Тепломассообмен*. ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», Иваново, 2014. 360 с.
4. S.N. Ritchey, *ASME 2016 Intl. Mech. Eng. Congress and Exposition*, (Phoenix, USA, November 11 – 17, 2016). Abstracts. Phoenix, 2016. Volume 8, Article No. DOI: 10.1115/imece2016-67417.
5. S. Cheng, F. Sun, Y. Shi, *J. Hydrodyn.*, **24**, 4, 628–634 (2012). DOI: 10.1016/s1001-6058(11)60286-2.
6. D.R. Webb, *Exp. Therm Fluid Sci.*, **16**, 4, 366–379 (1998). DOI: 10.1016/s0894-1777(97)10025-5.
7. А.И. Скобло, Ю.К. Молоканов, А.И. Владимиров, В.А. Щелкунов, *Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии*. РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, Москва, 2012. 725 с.
8. Б.С. Петухова, В.К. Шикова, *Справочник по теплообменникам: в 2 т.. Т. 1 / пер. с англ.* Энергоатомиздат, Москва, 1987. 559 с.
9. Э.В. Осипов, С.И. Поникаров, Э.Ш. Теляков, *Вестник Казанского технологического университета*, **8**, 434-435 (2010).
10. В.В. Ягов, *Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях: учебное пособие для вузов*. Издательский дом МЭИ, Москва, 2014. 542 с.
11. В.А. Суслев, *Тепломассообмен при фазовых превращениях: учеб. пособие*. ВШТЭ СПбГУПТД, Санкт-Петербург, 2019. 114 с.
12. Л.Д. Берман, *Теплоэнергетика*, **5**, 16 – 20 (1979).
13. А.В. Кондратьев. Дис. канд. техн. наук, Всерос. тепло-техн. науч.-исслед. ин-т, Калуга 2019. 109 с.
14. D.F. Othmer, *Ind. Eng. Chem.*, **21**, 6, 576-583 (1929). DOI: 10.1021/ie50234a018.
15. В.А. Гудымчук, *Известия ВГИ*, **12**, 15-20 (1935).
16. П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Флисюк, *Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи)*. ХИМИЗДАТ, Санкт-Петербург, 2024. 544 с.
17. В.И. Толубинский, Н.Г. Ямпольский, *Труды института теплоэнергетики АН УССР*, **10**, (1953).
18. Г. Грабер, *Основы учения о теплообмене: учебное пособие*. Инлит, Москва, 1956. 316 с.
19. Б.С. Петухов, *Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах*. Энергия, Москва, 1967. 409 с.
20. А.А. Кузнецов, С.М. Кагерманов, Е.Н. Судаков, *Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности*. Химия, Ленинград, 1974. 343 с.
21. Н.В. Егiazаров, *Методы расчета аппаратуры и оборудования нефтеперегонных заводов*. Азнефтеиздат, Баку, 1935. 438 с.
22. D.R. Webb, A. J. Dell, R. W. Stevenson, K. Ax, *Chem. Eng. Res. Des.*, **77**, 2, 117–123 (1999). DOI: 10.1205/026387699525990.
23. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill, New York, 1998. 1501 p.
24. R.K. Sinnott, *Chemical Engineering Design*. Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005. 1038 p.
25. M.M. Shah, *Two-Phase Heat Transfer*. ASME Press, New York, 2021. 382 p.
26. A.P. Colburn, O.A. Hougen, *Ind. Eng. Chem.*, **26**, 11, 1178-1182 (1934). DOI: 10.1021/ie50299a011.
27. A.P. Colburn, T. B. Drew, *AIChE Trans.*, **33**, 448, 197-212 (1937).
28. L. Silver, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, **25**, 30-42 (1947).
29. K.J. Bell, M.A. Ghaly, *AIChE Symp. Ser.*, **69**, 131, 72-79 (1972).
30. G. Ackermann, *Forsch. Ing. Wes.*, **8**, 382, 1-16 (1937).
31. S.M. Walas, *Chemical process equipment: Selection and design*. Butterworth-Heinemann, Newton, 1990. 755 p.
32. T.H. Chilton, A. P. Colburn, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **26**, 11, 1183–1187 (1934). DOI: 10.1021/ie50299a012.
33. D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book, New York, 1950, 871 p.
34. R.W. Serth, T.G. Lestina, *Process Heat Transfer: Principles and Applications and Rules of Thumb*. Academic Press, Oxford, 2014. 616 p.
35. О.Н. Маньковский, А.Р. Толчинский, М.В. Александров, *Теплообменная аппаратура химических производств*. Химия, Ленинград, 1976. 367 с.
36. W.A. Nusselt, *Zeitschrift Ver. Deut. Ing.*, **60**, 541-546 (1916).
37. C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, B. Auvity, *Nucl. Eng. Des.*, **349**, 92–108 (2019). DOI: 10.1016/j.nuceng-des.2019.04.005
38. D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, Tokyo, 1950. 878 p.
39. И.И. Поникаров, С.И. Поникаров, С.В. Рачковский, *Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки*. Лань, Санкт-Петербург, 2022. 716 с.
40. E. Osipov, E. Telyakov, S. Ponikarov, *Processes*, **8**, 11, 1-22 (2020). DOI: 10.3390/pr8111333.
41. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевица, В.К. Шикова, *Справочник по теплообменникам: в 2 т.. Т. 2 / пер. с англ.* Энергоатомиздат, Москва, 1987. 352 с.

References

1. E.V. Osipov, H.S. Shoipov, E.Sh. Telyakov, *Herald of Kazan Technological University*, **16**, 283-286 (2013).
2. E.V. Osipov, E.S. Telyakov, K.S. Sadukov, *Chem. Pet. Eng.*, **52**, 5-6, 339-343 (2016). DOI: 10.1007/s10556-016-0196-3.
3. V.V. Bukhmir, *Heat and Mass Transfer*. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education 'Ivanovo State Power Engineering University named after V.I. Lenin', Ivanovo, 2014. 360 p.
4. S.N. Ritchey, *ASME 2016 Intl. Mech. Eng. Congress and Exposition*, (Phoenix, USA, November 11 – 17, 2016). Abstracts. Phoenix, 2016. Volume 8, Article No. DOI: 10.1115/imece2016-67417.
5. S. Cheng, F. Sun, Y. Shi, *J. Hydrodyn.*, **24**, 4, 628–634 (2012). DOI: 10.1016/s1001-6058(11)60286-2.
6. D.R. Webb, *Exp. Therm Fluid Sci.*, **16**, 4, 366–379 (1998). DOI: 10.1016/s0894-1777(97)10025-5.
7. A.I. Skoblo, Yu.K. Molokanov, A.I. Vladimirov, V.A. Shchelkunov, *Processes and Apparatus for Oil and Gas Refining and Petrochemistry*. Gubkin Russian State University of Oil and Gas, Moscow, 2012. 725 p.
8. B.S. Petukhova, V.K. Shikova, *Handbook on Heat Exchangers: in 2 vols. Vol. 1 / trans. from English*. Energoatomizdat, Moscow, 1987. 559 p.
9. E.V. Osipov, S.I. Ponikarov, E.Sh. Telyakov, *Herald of Kazan Technological University*, **8**, 434-435 (2010).
10. V.V. Yagov, *Heat transfer in single-phase environments and during phase transformations: a textbook for universities*. MEI Publishing House, Moscow, 2014. 542 p.
11. V.A. Suslov, *Heat and Mass Transfer during Phase Transitions: Textbook*. VSHTE SPbGUPTD, Saint Petersburg, 2019. 114 p.
12. L.D. Berman, *Thermal Power Engineering*, **5**, 16–20 (1979).

13. A.V. Kondratiev. Candidate of Technical Sciences thesis, All-Russian Scientific Research Institute of Heat Engineering, Kaluga, 2019. 109 p.
14. D.F. Othmer, *Ind. Eng. Chem.*, **21**, 6, 576–583 (1929). DOI: 10.1021/ie50234a018.
15. V.A. Gudymchuk, *Izvestiya VGI*, **12**, 15–20 (1935).
16. P.G. Romankov, V.F. Frolov, O.M. Flysuk, *Methods for calculating chemical technology processes and apparatus (examples and problems)*. KHIMIZDAT, Saint Petersburg, 2024. 544 p.
17. V.I. Tolubinsky, N.G. Yampolsky, *Proceedings of the Institute of Thermal Power Engineering of the Academy of Sciences of the Ukrainian SSR*, **10**, (1953).
18. G. Graber, *Fundamentals of Heat Transfer: A Textbook*. In-lit, Moscow, 1956. 316 pp.
19. B.S. Petukhov, *Heat Transfer and Resistance in Laminar Flow of Fluids in Pipes*. Energy, Moscow, 1967. 409 p.
20. A.A. Kuznetsov, S.M. Kagermanov, E.N. Sudakov, *Calculations of Processes and Apparatus in the Oil Refining Industry*. Chemistry, Leningrad, 1974. 343 p.
21. N.V. Egiazarov, *Methods for Calculating Apparatus and Equipment for Oil Refineries*. Aznefteizdat, Baku, 1935. 438 p.
22. D.R. Webb, A. J. Dell, R. W. Stevenson, K. Ax, *Chem. Eng. Res. Des.*, **77**, 2, 117–123 (1999). DOI: 10.1205/026387699525990.
23. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill, New York, 1998. 1501 p.
24. R.K. Sinnott, *Chemical Engineering Design*. Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005. 1038 p.
25. M.M. Shah, *Two-Phase Heat Transfer*. ASME Press, New York, 2021. 382 p.
26. A.P. Colburn, O.A. Hougen, *Ind. Eng. Chem.* **26**, 11, 1178–1182 (1934). DOI: 10.1021/ie50299a011.
27. A.P. Colburn, T. B. Drew, *AIChE Trans.*, **33**, 448, 197–212 (1937).
28. L. Silver, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, **25**, 30–42 (1947).
29. K.J. Bell, M.A. Ghaly, *AIChE Symp. Ser.*, **69**, 131, 72–79 (1972).
30. G. Ackermann, *Forsch. Ing. Wes.*, **8**, 382, 1–16 (1937).
31. S.M. Walas, *Chemical process equipment: Selection and design*. Butterworth-Heinemann, Newton, 1990. 755 p.
32. T.H. Chilton, A. P. Colburn, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **26**, 11, 1183–1187 (1934). DOI: 10.1021/ie50299a012.
33. D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book, New York, 1950, 871 p.
34. R.W. Serth, T.G. Lestina, *Process Heat Transfer: Principles and Applications and Rules of Thumb*. Academic Press, Oxford, 2014. 616 p.
35. O.N. Mankovsky, A.R. Tolchinsky, M.V. Alexandrov, *Heat Exchange Equipment for Chemical Production*. Chemistry, Leningrad, 1976. 367 p.
36. W.A. Nusselt, *Zeitschrift Ver. Deut. Ing.*, **60**, 541–546 (1916).
37. C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, B. Auvity, *Nucl. Eng. Des.*, **349**, 92–108 (2019). DOI: 10.1016/j.nuceng-des.2019.04.005.
38. D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, Tokyo, 1950. 878 p.
39. I.I. Ponikarov, S.I. Ponikarov, S.V. Rachkovsky, *Calculations of Machines and Apparatus for Chemical Production and Oil and Gas Processing*. Lan, Saint Petersburg, 2022. 716 p.
40. E. Osipov, E. Telyakov, S. Ponikarov, *Processes*, **8**, 11, 1–22 (2020). DOI: 10.3390/pr8111333.
- O.G. Martynchenko, A.A. Mikhalevich, V.K. Shikov, *Handbook of Heat Exchangers: in 2 vols. Vol. 2 / trans. from English*. Energoatomizdat, Moscow, 1987. 352 p.

© Д. С. Назаров – инженер-конструктор 1 категории, АО Казанское моторостроительное производственное объединение, Казань, Россия, danil11041999@mail.ru; Э. В. Осипов – доктор технических наук, доцент, кафедра Машин и аппаратов химических производств, Казанский национальный исследовательский технологический университет, evosipov@kstu.ru.

© D. S. Nazarov – Category 1 Design Engineer, JSC Kazan Motor Production Association, Kazan, Russia, danil11041999@mail.ru; E. V. Osipov – Doctor of Sciences (Technical Sci.), Associate Professor, Department of Machines and Apparatuses of Chemical Production, Kazan National Research Technological University, evosipov@kstu.ru.

Дата поступления рукописи в редакцию – 05.03.25.

Дата принятия рукописи в печать – 24.04.25.