

10. Fagerlund, G. Chemically bound water as measure of degree of hydration. Method and potential errors. Report TVBM–3150 [Electronic resource] / G. Fagerlund. – Available at: <https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=1494852&fileId=1580156>
11. Musa, N. M. Thermal analysis of cement past partially replaced with neem seed husk ash [Text] / N. M. Musa // International Journal of Scientific & Engineering Research. – 2014. – Vol. 5, Issue 1. – P. 1101–1105.
12. Nithya, R. A thermal analysis study on blended ternary cement paste [Text] / R. Nithya, S. Barathan, D. Govindarajan, K. Raghu, N. Anadhan // International Journal of Chemistry. – 2010. – Vol. 2, Issue 1. – P. 121–127. doi: 10.5539/ijc.v2n1p121
13. Pane, I. Investigation of blended cement hydration by isothermal calorimetry and thermal analysis [Text] / I. Pane, W. Hansen // Cement and Concrete Research. – 2005. – Vol. 35, Issue 6. – P. 1155–1164. doi: 10.1016/j.cemconres.2004.10.027
14. Серенко, А. Ф. Влияние условий твердения на формирование структуры цементного камня с наполнителем из золы-уноса Хабаровской ТЭЦ [Электронный ресурс] / А. Ф. Серенко. – Режим доступа: https://www.allbeton.ru/wiki/Влияния_условий_твердения_на_формирование_микроструктуры_цементного_камня_с_наполнителем_из_золы-уноса_хабаровской... (серенко)

Отримання експериментальних даних по конденсації бензинових парів в ежекційному теплообміннику пов'язано з пожежовибухонебезпеною. Запропоновано теоретичний підхід на основі математичного моделювання, який дозволив розробити рекомендації по проектуванню теплообмінника. Встановлено, що довжину апарату доцільно приймати не більше 1.5 м, а відношення масових витрат холодоносія і пароповітряної суміші має бути не менше 5:1

Ключові слова: ежекційний апарат, уловлювання легких фракцій, дифузія, математична модель, рівняння масовіддачі

Получение экспериментальных данных по конденсации бензиновых паров в эжекционном теплообменнике сопряжено с пожаровзрывоопасностью. Предложен теоретический подход на основе математического моделирования, который позволил разработать рекомендации по проектированию теплообменника. Установлено, что длину аппарата целесообразно принимать не более 1.5 м, а соотношение массовых расходов хладоносителя и паровоздушной смеси должно быть не менее 5:1

Ключевые слова: эжекционный аппарат, улавливание легких фракций, диффузия, математическая модель, уравнение массоотдачи

УДК 621.6.05 : 621.311.22.002.52

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.48201

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЖЕКЦИОННОГО КОНДЕНСАТОРА БЕНЗИНОВЫХ ПАРОВ ИЗ ПАРОГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

М. М. Кологривов

Кандидат технических наук, доцент*

E-mail: klgrvmm@rambler.ru

В. П. Бузовский

Ассистент*

E-mail: buzovskiy.v@gmail.com

*Кафедра теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей
Одесская национальная академия пищевых технологий
ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина, 65000

1. Введение

Рассматривается работа эжекционного аппарата с горизонтальным факелом рабочего потока. Такой аппарат предлагается использовать для конденсации паров углеводородов из паровоздушной смеси (ПВС) на каплях хладоносителя – водного солевого раствора [1]. Предлагаемый аппарат обладает рядом преимуществ перед аналогичными контактными аппаратами [2–4]. Основное из преимуществ – высокая пожаро-взрывобезопасность при работе с парами углеводородов. Конденсация пара из паровоздушной смеси привлекает внимание ввиду большой площади поверхности контакта фаз и увеличения интенсивности процессов тепло- и массообмена за счет

уменьшения термического и диффузионного сопротивлений.

Гидродинамическая картина в рассматриваемом аппарате и картина процессов тепло- и массообмена представляется сложной. Наблюдается движущаяся переменная поверхность контакта фаз. Одновременно из паровоздушной смеси конденсируются пары нескольких углеводородов и водяные пары в присутствии неконденсирующегося воздуха. Образуются жидкости, которые не смешиваются. Парциальное давление паров у поверхности жидкости и температура конденсации уменьшаются по ходу рабочих потоков.

На рассматриваемые процессы также влияют:

– переменная кривизна поверхности контакта; изменение теплофизических свойств веществ;

– возможное непредсказуемое разделение конденсатов, которые образуются.

Паровоздушная смесь принудительно вытесняется из резервуара для хранения бензина при его заполнении. Эжекционный эффект, который создает факел распыла, дополняет вынужденную конвекцию. Это следует учитывать при моделировании гидродинамической картины в аппарате.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В литературе следует выделить два направления в разработке методов расчета процессов в контактных аппаратах. Одной из методик первого направления, основанной на дифференциальных уравнениях теплообмена и гидродинамики, является математическая модель Пажи-Галустова [5–7]. Она позволяет определить локальные показатели процесса и характеристики сред в любой точке аппарата. Модель Пажи-Галустова учитывает динамику роста капель, которая зависит от диффузионных процессов вблизи них. Анализ литературных данных [8], [9] показал, что существуют различные подходы к рассмотрению данных процессов. Аналитическое описание задачи о нестационарном диффузионном росте капли в парогазовой среде при учете стефановского течения построено в работе [8]. В работе [9] для учета стефановского течения предложено вводить поправку при определении массообменного критерия Нуссельта. К данному направлению относится также модель гидродинамики и теплообмена, в основе которой лежит представление о взаимопроникающих разноскоростных и разнотемпературных континуальных средах, представленная в работе [10]. Модель учитывает переменность массы капель жидкости, влияние деформированности капель и их выпадение на стенки аппарата. Теплообменные процессы при конденсации чистого водяного пара рассмотрены в работе [11].

В отличие от модели Пажи-Галустова, существуют также методы, которые позволяют определить суммарное количество теплоты и массы, переданное от одной среды к другой, конечные или начальные параметры сред. Одним из методов данного направления является инженерная методика, разработанная Е. И. Андреевым [12]. В работе [13] представлены результаты экспериментального исследования процессов тепло- и влагообмена в форсуночной камере орошения капельно-пленочного типа. Экспериментальные данные были обработаны в виде критериального уравнения, позволяющего определить количество переданного тепла в аппарате.

В данной работе рассматривается проблема математического описания физических процессов конвективной и молекулярной диффузии в диффузионном пограничном слое вблизи капли сферообразной формы. Решение данной проблемы позволит выполнить теплообменный расчет аппарата, и разработать рекомендации по его проектированию.

Также рассматривается проблема использования инженерной методики Андреева Е. И. для теплового расчета эжекционного аппарата. Суть проблемы в том, что данная методика разработана для условий,

отличных от условий в аппарате при конденсации в нем паров бензина на каплях хладоносителя. Решение данной проблемы позволит использовать достаточно простую инженерную методику без применения сложных численных алгоритмов, которые требуются для расчётов по модели Пажи-Галустова.

3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является разработка методов расчета эжекционного контактного конденсатора паров бензина из ПВС, позволяющих получить практические рекомендации по его проектированию. В качестве методов расчета рассматривается математическое моделирование, а также инженерный расчет на основе критериальных уравнений.

В основу математического моделирования положено модель гидродинамики и теплообмена Пажи-Галустова. Недостатком модели применительно к данному аппарату является то, что она разработана для газожидкостного факела, направленного строго вниз, тогда как рассматриваемый аппарат – горизонтальный, с соответствующим направлением факела жидкости. Также модель не учитывает сложные диффузионные явления вблизи капли сферической формы.

Для инженерного расчета предложена методика Андреева Е. И., которая, как указано выше, разработана для условий, отличающихся от условий при конденсации паров бензина.

Поэтому для достижения поставленной цели решались две основные задачи:

- доработать математическую модель Пажи-Галустова применительно к горизонтально направленному эжекционному аппарату с учетом известных физических представлений о диффузионных процессах в пограничном слое вблизи капли жидкости сферической формы;
- разработать новое критериальное уравнение отнесенности тепло- и массообмена, которое бы позволило использовать инженерную методику Андреева Е. И.

4. Теоретическое исследование работы эжекционного аппарата путем математического моделирования и использованием инженерной методики

4.1. Математическая модель Пажи-Галустова для теплообменного расчета контактного аппарата

Математическая модель Пажи-Галустова используется в данной статье применительно к стационарному течению двухфазного потока, в котором дисперсной средой являются охлажденные капли рассола, формирующие факел распыла, а дисперсионной – смесь паров углеводородов с воздухом.

Факел распыла имеет горизонтальное направление. Наличие ограничивающих стенок накладывает ряд особенностей на течение двухфазной газожидкостной смеси, в связи с чем, аппарат по длине разбит на несколько зон: свободного факела, циркуляции и область ограниченного течения (рис. 1).

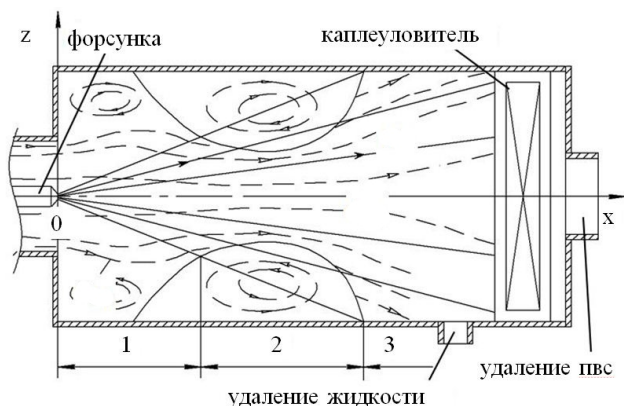


Рис. 1. Рабочая зона аппарата: 1 — область свободного факела; 2 — область циркуляции; 3 — область ограниченного течения; x — горизонтальная пространственная координата; z — вертикальная пространственная координата

В зоне свободного факела, вследствие эжекционного эффекта, через боковую поверхность факела происходит интенсивное перетекание пвс из потока, находящегося между факелом и стенками аппарата (периферийный поток). В области свободного факела расход жидкости постоянен, а расход газа, в результате выше упомянутого эффекта, через поперечное сечение факела увеличивается по мере движения двухфазного потока. Зона циркуляционного течения возникает в случае, когда расход потока пвс ограничивается гидравлическим сопротивлением в подводящих трубопроводах. Считается, что расход ПВС и жидкости в этой области постоянный. В сечении смачивания начинается область ограниченного течения. Расход пвс здесь постоянный, а расход жидкости уменьшается по длине рабочей зоны, поскольку часть её выпадает на стенки аппарата.

Во всей рабочей зоне аппарата пар считается насыщенным, и каждому значению его концентрации соответствует определенное значение температуры насыщения. По мере движения фаз происходит конденсация паров углеводородов на каплях рассола и стенках аппарата. Этот процесс сопровождается выделением теплоты конденсации и, соответственно, нагревом жидкости. Наличие в паровоздушной смеси (ПВС) неконденсирующегося воздуха затрудняет доступ пара к поверхности конденсации. В результате скорость конденсации уменьшается.

Описанная выше гидродинамическая картина находит свое математическое выражение в работе [5].

Поверочный тепловой расчет контактного теплообменника согласно модели Пажи-Галустова сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Расчет усложняется тем, что расход обоих теплоносителей в значительной степени изменяется по длине аппарата. Поэтому для решения поставленной задачи не могут быть использованы известные аналитические решения дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи. Решение данных уравнений совместно с уравнениями, описывающих гидродинамическую картину в аппарате осуществимо лишь с помощью численных методов [5, 9, 10].

Паровоздушная смесь является многокомпонентной. Кроме водяных паров и воздуха она содержит пары алканов (в гомологическом ряду от пропана до нонана), бензол, толуол, гексен. Для многокомпонентной смеси закономерности процессов диффузии сложны. Поэтому, допуская не очень большую погрешность, будем рассматривать пвс как трёхкомпонентную (пары углеводородов, пары воды и воздух).

Запишем уравнение теплопереноса при теплообмене между ПВС и каплей рассола:

$$\frac{4}{3} \pi r_{dr}^3 \rho_L \cdot C_{pL} dT_L = \frac{Nu \cdot \lambda_{avm}}{d_{dr}} \cdot (T_{avm.s} - T_L) \cdot 4\pi r_{dr}^2 d\tau + L_h \cdot \rho_{cond.h} \cdot 4\pi r_{dr}^2 dr_{dr.h} + L_w \cdot \rho_{cond.w} \cdot 4\pi r_{dr}^2 \cdot dr_{dr.w}, \quad (1)$$

где r_{dr} — радиус капли, м; ρ_L — плотность рассола, кг/м³; C_{pL} — удельная массовая теплоёмкость рассола, Дж/(кг·К); T_L — температура рассола, К; Nu — тепловой критерий Нуссельта; λ_{avm} — коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси, Вт/(м·К); d_{dr} — диаметр капли, м; $T_{avm.s}$ — температура пвс в факеле, К; τ — время, с; L_h , L_w — удельная теплота конденсации паров углеводородов и паров воды соответственно, Дж/кг; $\rho_{cond.h}$, $\rho_{cond.w}$ — плотность сконденсировавшихся паров углеводородов и воды соответственно, кг/м³; $dr_{dr.h}$, $dr_{dr.w}$ — приращение радиуса капли при конденсации паров углеводородов и воды соответственно, м.

Первое слагаемое правой части уравнения (1) характеризует теплоту, переданную капле посредством конвективной теплоотдачи. Большая часть теплового потока обусловлена выделением теплоты фазового перехода, величина которой характеризуется вторым и третьим слагаемым правой части уравнения.

С учётом $d\tau = dx/\omega_L$, уравнение (1) удобно преобразовать в уравнение изменения температуры капель рассола по длине аппарата:

$$\frac{dT_L}{dx} = \frac{6Nu\lambda_{avm}(T_{avm.s} - T_L)}{d_{dr}^2 C_{pL} \rho_L \omega_L} + \frac{3L_h \rho_{cond.h}}{d_{dr} C_{pL} \rho_L} \frac{dd_{dr.h}}{dx} + \frac{3L_w \rho_{cond.w}}{d_{dr} C_{pL} \rho_L} \frac{dd_{dr.w}}{dx}, \quad (2)$$

где x — координата вдоль направления факела (рис. 1), м; ω_L — скорость капель рассола, м/с; $dd_{dr.h}$, $dd_{dr.w}$ — приращение диаметра капель за счет конденсации паров углеводородов и воды соответственно, м.

Тепловой критерий Нуссельта при конвективном теплообмене между каплей и пвс определяется по формуле Дрейка [16]:

$$Nu = 2 + 0.45 Re^{0.55} Pr^{0.33}, \quad (3)$$

где $Re = \omega_L d_{dr} / n_{avm}$ — число Рейнольдса пвс; $\omega_{avm} = \omega_L$ — относительная скорость пвс; Pr — число Прандтля пвс.

При стационарном тепловом режиме имеет место баланс тепловых потоков между пвс и рассолом [17]:

$$dQ_p = dQ_{ya} + dQ_m, \quad (4)$$

где Q_p — полный поток тепла, Вт; Q_{ya} — поток явно-го тепла, обусловливаемый изменением температуры

пвс; Q_m – поток скрытого тепла, обуславливаемый фазовым превращением.

Полный поток тепла Q_p это поток, передаваемый от пвс каплям жидкости и стенке:

$$dQ_p = G_L C_{pL} dT_L + dQ_{st}, \tag{5}$$

где G_L – массовый расход рассола, кг/с; Q_{st} – тепловой поток, передаваемый стенкам аппарата, Вт.

Количество теплоты, передаваемое паровоздушной смесью стенкам аппарата через элементарную поверхность площадью dF , определяется по уравнению:

$$dQ_{st} = \alpha(T_{avms} - T_L)dF + J_{h,b}L_h dF + J_{w,b}L_w dF, \tag{6}$$

где α – коэффициент теплоотдачи при явном теплообмене от пвс к стенкам аппарата, Вт/(м²·К); $J_{h,b}$, $J_{w,b}$ – плотности потока массы углеводородов и воды в направлении стенок аппарата, кг/(м²·с);

Поскольку в предыдущих уравнениях дифференцирование осуществляется по dx , при расчетах элемент dF удобно представить как $P_c dx$ где P_c – периметр сечения аппарата.

Поток явного тепла определяется изменением энтальпии пвс, которую приближенно принимаем равной изменению энтальпии воздуха:

$$dQ_{ya} = -G_{air}(C_{p,air}dT_{avms}), \tag{7}$$

где G_{air} – массовый расход воздуха, кг/с; $C_{p,air}$ – удельная массовая теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К).

При конденсации паров углеводородов и воды возникает тепловой поток dQ_m , обуславливающий нагрев капель жидкости, величина которого определяется по известному уравнению:

$$dQ_m = dG_{cond,h}L_h + dG_{cond,w}L_w, \tag{8}$$

где $G_{cond,h}$, $G_{cond,w}$ – массовый расход конденсирующихся паров углеводородов и воды, кг/с.

Уравнение (2) не учитывает передачу теплоты каплям рассола от образовавшегося конденсата. Данной величиной можно пренебречь [17].

В уравнение (2) входят производные $dd_{dr,h}/dx$ и $dd_{dr,w}/dx$, которые могут быть выведены из уравнения баланса массы: поток массы паров углеводородов (воды) за время $d\tau$ через поверхность фазового перехода площадью $4\pi r_{dr}^2$ должен равняться массе паров, сконденсировавшихся на поверхности капель. Уравнение баланса массы при конденсации пара:

$$J_{v,b} 4\pi r_{dr}^2 d\tau = 4\pi r_{dr}^2 \rho_{cond} dr_{dr}, \tag{9}$$

С учетом $d\tau = dx/\omega_L$, запишем уравнение изменения диаметра капель по длине аппарата

$$\frac{dd_{dr}}{dx} = \frac{2J_{v,b}}{\rho_{cond}\omega_L}, \tag{10}$$

где $J_{v,b}$ – плотность потока массы, кг/(м²·с).

Плотность потока массы $J_{v,b}$ может быть найдена двумя методами. В основе первого лежит гипотеза о неподвижной пленке и отсутствии сил вязкости в направлении, поперечном диффундирующей массе.

Этот метод предполагает использование формулы Стефана. В основе второго, приближенного метода, лежит аналогия процессов переноса массы, энергии и импульса.

Первый метод расчета $J_{v,b}$. Методика, основанная на применении формулы Стефана, предполагает исследование и математическое описание основных механизмов массообмена при конденсации. Рассмотрим процесс конденсации паров углеводородов и воды из паровоздушной смеси на каплях охлажденной жидкости. Будем полагать, что полное давление рассматриваемого объема паровоздушной смеси неизменно, а температурные разности пренебрежимо малы. В этом случае можно не учитывать термо- и бародиффузию. Концентрация пара уменьшается от значения $m_{v,0}$ вдали от поверхности раздела фаз до значения $m_{v,b}$ на ее границе (рис. 2). Так как $m_v + m_{air} = 1$, где m_{air} – массовая концентрация воздуха, последний будет непрерывно диффундировать от поверхности капли в ядро паровоздушной смеси. Этот процесс происходит вследствие того, что поверхность пленки конденсата проницаема только для активного компонента смеси (пара) и непроницаема для воздуха, который будет накапливаться у поверхности раздела фаз. Но в случае стационарного режима распределение концентраций не изменяется во времени. Поэтому перемещение воздуха от поверхности капли должно компенсироваться встречным конвективным потоком паровоздушной смеси, направленным к жидкости [18–21]. Данным потоком является стефанов поток. Рассмотрим процесс стационарного одномерного переноса теплоты и массы в системе, состоящей из неподвижной парогазовой смеси, из которой конденсируются пары углеводородов и воды на неподвижной капле рассола сферической формы радиусом r_{dr} (рис. 2).

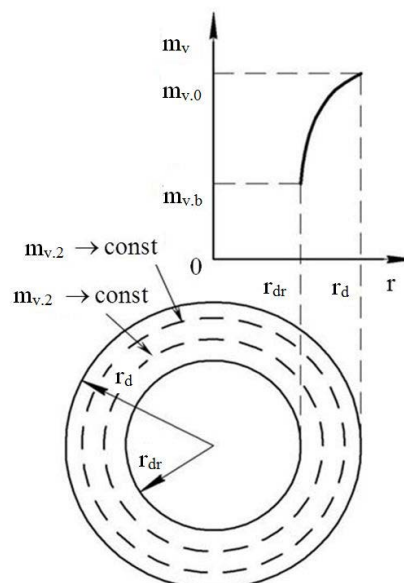


Рис. 2. Кривые распределения концентрации m в диффузионном слое вблизи капли сферической формы радиусом r

Предполагается, что изменение концентрации от величины $m_{v,0}$ до $m_{v,b}$ происходит в пределах толщины диффузионного пограничного слоя, за-

ключенного между сферическими поверхностями радиусами r_{dr} и r_d .

Изменение концентрации паров m_v в указанном слое при отсутствии сил вязкости описывается одномерным нестационарным уравнением диффузии, записанное в сферической системе координат:

$$\frac{\partial m_v}{\partial \tau} = D \left(\frac{\partial^2 m_v}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial m_v}{\partial r} \right), \quad (11)$$

где m_v – массовая концентрация пара, являющаяся функцией времени и радиуса капли, кг(паров)/кг(ПВС); τ – время, с; r – координата (рис. 2), м; D – коэффициент диффузии пара в воздухе, м²/с.

Уравнение (11) записано с предположением, что изменение концентрации m_v в рассматриваемом слое происходит равномерно и поля одинаковых концентраций представляют собой поверхности концентрических сфер (рис. 2). Концентрация m_v в уравнении (11) зависит только от радиуса r и времени τ . Поскольку в рассматриваемой задаче предполагается, что параметры массообмена являются неизменными во времени (то есть процесс диффузии является стационарным), то уравнение (11) с учетом замены $d\tau = dr/\omega_r$ можно представить как обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$\omega_r \frac{dm_v}{dr} = D \left(\frac{d^2 m_v}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dm_v}{dr} \right), \quad (12)$$

где ω_r – скорость стефанова потока, м/с.

В уравнении (12) член $\omega_r dm_v/dr$ учитывает стефанов поток, который возникает из-за непроницаемости фазовой поверхности для воздуха [21].

Как было упомянуто выше, поток воздуха вследствие концентрационной диффузии компенсируется встречным потоком, обусловленным конвективной диффузией, поэтому суммарная плотность потока воздуха должна равняться нулю:

$$J_{air} = \rho_{avm} D \frac{dm_{air}}{dr} + \rho_{avm} m_{air} \omega_r = 0, \quad (13)$$

где ρ_{avm} – плотность паровоздушной смеси, кг/м³; m_{air} – массовая концентрация воздуха в пвс, кг(воздуха)/кг(пвс).

Скорость стефанова потока из уравнения (13) с учетом $m_{air} = -(m_v - 1)$ определяется соотношением:

$$\omega_r = -\frac{D}{m_v - 1} \frac{dm_v}{dr}. \quad (14)$$

Подставляя значение ω_r в уравнение (12) и обозначая $\eta = m_v - 1$, получим следующее дифференциальное уравнение:

$$-\left(\frac{d\eta}{dr} \right)^2 \frac{1}{\eta} = \frac{d^2 \eta}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{d\eta}{dr}. \quad (15)$$

Данное дифференциальное уравнение является обыкновенным неоднородным нелинейным второго

порядка, решение которого найдено по справочнику [22]:

$$z = C_1 \sqrt{\frac{C_2 r - 2}{C_2 r}}, \quad (16)$$

где C_1, C_2 – константы общего решения дифференциального уравнения.

Константы C_1, C_2 определяются исходя из граничных условий:

1) при $r = r_{dr}$ (на поверхности капли, где r_{dr} – радиус капли (рис. 2)) $m_v = m_{v,b}$, где $m_{v,b}$ – концентрация пара на границе раздела фаз (рис. 2);

2) при $r = r_d$ (r_d – радиус капли с учетом толщины диффузионного пограничного слоя) $m_v = m_{v,0}$, где $m_{v,0}$ – концентрация пара вдали от капли.

Подставляя начальные условия в уравнение (16) получим формулы для определения констант:

$$C_1 = \frac{m_{v,0} - 1}{\sqrt{\frac{C_2 r_d - 2}{C_2 r_d}}}; \quad (17)$$

$$C_2 = \frac{2 \left(\left(\frac{m_{v,b} - 1}{m_{v,0} - 1} \right)^2 r_{dr} - r_d \right)}{r_d r_{dr} \left(\left(\frac{m_{v,b} - 1}{m_{v,0} - 1} \right)^2 - 1 \right)}. \quad (18)$$

Поскольку константы C_1, C_2 найдены, можем записать частное решение уравнения (12):

$$m_v = C_1 \sqrt{\frac{C_2 r - 2}{C_2 r}} + 1. \quad (19)$$

Найдем производную в точке $r = r_{dr}$:

$$\left(\frac{dm_v}{dr} \right)_b = \frac{C_1}{C_2 r_{dr}^2 \sqrt{\frac{C_2 r_{dr} - 2}{C_2 r_{dr}}}}. \quad (20)$$

Плотность потока пара на межфазной границе равна сумме потоков пара, обусловленных концентрационной и конвективной диффузией:

$$J_{v,b} = \rho_{avm} D \left(\frac{dm_v}{dr} \right)_b + \rho_{avm} m_{v,b} \omega_{r,b}. \quad (21)$$

Из уравнений (13), (19), (20) выводится выражение для плотности потока пара на поверхности фазового перехода:

$$J_{v,b} = \frac{-\rho_{avm} D}{m_{v,b} - 1} \frac{C_1}{C_2 r_{dr}^2 \sqrt{\frac{C_2 r_{dr} - 2}{C_2 r_{dr}}}}. \quad (22)$$

Вывод формулы для расчета плотности потока массы при конденсации паров на плоской стенке аналогичен выводу формулы (22) и представлен в работе [21].

Конечным результатом будет плотность потока массы на межфазной границе у стенок аппарата:

$$J_{v,b} = -\frac{\rho_{avm} D}{\delta_d} \ln \left(\frac{m_{v,0} - 1}{m_{v,b} - 1} \right). \quad (23)$$

Основная проблема, возникающая при использовании формулы Стефана, – нахождение толщины диффузионного пограничного слоя $\delta_d = r_d - r_{dr}$. В [23] приведен способ расчета δ_d , основанный на аналогии процессов теплопроводности и диффузии. В частности, для сферической капли показано, что толщина диффузионного пограничного слоя равна ее радиусу r_{dr} . Данный вывод и будем использовать при расчетах.

Уравнения (22) и (23) могут быть отдельно записаны для случая конденсации углеводородов и воды.

Второй *метод расчёта* $J_{v,b}$. Основным методом расчёта плотности потока массы $J_{v,b}$ при рассмотрении подобных сложных задач является метод аналогии процессов тепло- и массообмена. Плотность потока массы определяется по соотношению, аналогичному закону Ньютона-Рихмана:

$$J_{v,b} = \beta (m_{v,0} - m_{v,b}), \quad (24)$$

где β – коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с).

Коэффициент массоотдачи связан с диффузионным числом Нуссельта соотношением:

$$\beta = Nu_D \frac{\rho_{avm} D}{d_{dr}}. \quad (25)$$

Для определения Nu_D будем использовать формулу Фреслинга (Frösling), которая работает в широком диапазоне чисел Рейнольдса [24]:

$$Nu_D = 2 + 0.55 Re^{0.5} Sc^{0.33}, \quad (26)$$

где $Re = (\omega_L - \omega_{avm,s}) d_{dr} / v_{avm}$ – число Рейнольдса [25] ($\omega_L, \omega_{avm,s}$ – скорость капель жидкости и ПВС в факеле соответственно); $Sc = v_{avm} / D$ – число Шмидта.

4. 2. Инженерная методика теплового расчёта контактного теплообменника Е. И. Андреева применительно к конденсации паров бензина

Инженерная методика расчёта прямоточных контактных аппаратов Андреева Е.И. основана на использовании разработанного им критериального уравнения интенсивности тепломассообмена. Она позволяет определить конечные или начальные значения показателей сред. Обладает тем преимуществом, что она исключает необходимость оперировать численным значением площади поверхности контакта фаз, поскольку последнюю, как правило, не удастся с достаточной точностью оценить.

В данной статье ограничимся записью лишь критериальных уравнений без описания всей методики, поскольку последняя представлена в [12]. Андреевым были обработаны данные по работе форсуночных камер центральных кондиционеров и получено критериальное уравнение интенсивности тепломассообмена для факела капель:

$$Km = 8.85 Re^{0.29} Vm1^{0.77}, \quad (27)$$

где $Vm1$ – число подобия тепловых эквивалентов.

Поскольку критериальное уравнение (27) было получено для условий обработки воздуха водой в форсуночной камере, которые значительно отличаются от условий в рассматриваемом эжекционном аппарате, авторами данной работы предложено новое уравнение:

$$Km = 10.01 \left(\frac{Re}{100} \right)^{-0.533} Vm1^{0.568}. \quad (28)$$

Уравнение (28) получено путем обработки данных численного эксперимента, полученных по модели Пажи-Галустова. При этом для расчёта плотности потока массы использовался метод аналогии процессов тепло- и массообмена, в основе которого лежит формула Фреслинга (26), как более экспериментально подтвержденная. Методика обработки данных представлена в работе [26].

5. Результаты расчётов по модели Пажи-Галустова и инженерной методике Е. И. Андреева

Для разработки научных и практических рекомендаций по конструированию и эксплуатации эжекционных аппаратов необходимо знать локальные характеристики потоков в их рабочих зонах.

На рис. 3 представлены результаты расчётов локальной температуры пвс по модели Пажи-Галустова при различных расходах. Показано расхождение температур пвс в зависимости от исходного метода определения плотности потока конденсирующегося пара.

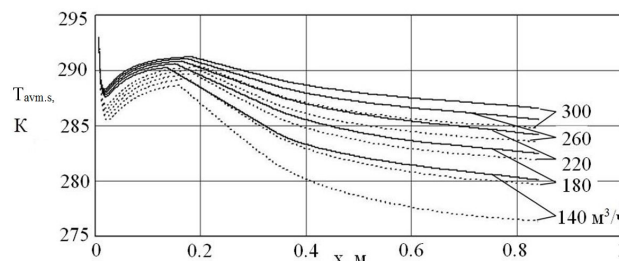


Рис. 3. Изменение температуры пвс $T_{avm,s}$ по длине аппарата x : сплошная линия – формула Стефана; пунктир – формула Фреслинга

Как указано выше, эта модель позволяет определить любые характеристики сред по всей длине рабочей зоны аппарата. Важнейшей величиной в этой методике является плотность потока массы паров $J_{v,b}$, которую можно рассчитать по формуле Стефана (22), (23) или исходя из формулы Фреслинга (26). Решение уравнений по данной модели нами реализовано на встроенном языке программирования математического пакета Mathcad. В основу численного решения дифференциальных уравнений положен метод Эйлера. Шаг по продольной координате выбран $2 \cdot 10^{-6}$ м. Решение системы нелинейных алгебраических уравнений реализовано при помощи встроенного в Mathcad алгоритма Левенберга-Марквардта. Расчеты выполнены

при следующих входных данных: начальная температура пвс 20 °С; расход ПВС меняется от 140 до 300 м³/ч; парциальное давление паров бензина соответствует насыщенному состоянию; тепломассообмен происходит в полом аппарате прямоугольного сечения шириной 300 мм, высотой 250 мм и длиной 840 мм; в конце аппарата находится каплеуловитель жалюзийного типа; тип форсунки – центробежно-струйная; диаметр сопла 4.55 мм; производительность форсунки с учётом коэффициента эжекции $q \approx 200 \text{ м}^3(\text{пвс})/\text{м}^3(\text{рассола})$ принята 0.7 м³/ч [2], [27]; угол раскрытия факела 60°; хладоноситель – 24 %-й водный раствор хлористого кальция; начальная температура рассола составляет –20 °С.

При численном моделировании учитывается влияние на характеристики потоков тепло- и массообмена на поверхности капель и на стенках аппарата.

На рис. 4, 5 показаны результаты сопоставления температур потоков при расчетах конденсации паров бензина в эжекционном аппарате по различным методикам. Данные сопоставления представлены при вариации расхода паровоздушной смеси. Рис. 4, а отражает зависимость температуры парогазового потока от его расхода. Для определения тепловой нагрузки на компрессорно-конденсаторный агрегат в составе установки улавливания легких фракций важно знать температуру рассола на выходе из аппарата. График зависимости конечной температуры рассола от расхода паровоздушной смеси представлен на рис. 4, б.

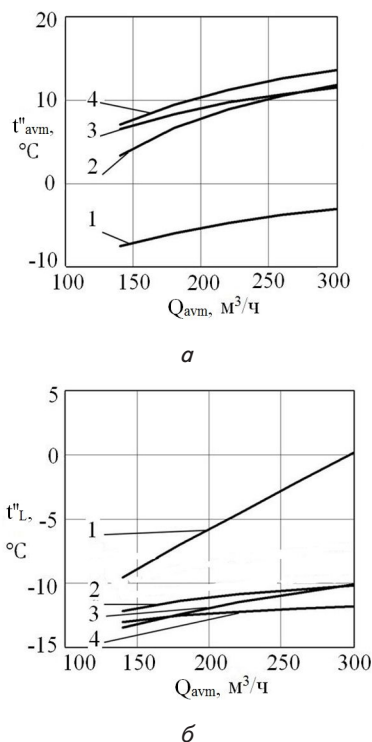


Рис. 4. Сравнение моделей конденсации при вариации расхода пвс Q_{avm} : а – зависимость конечной температуры пвс t''_{avm} от её объёмного расхода; б – зависимость конечной температуры рассола t''_L от объёмного расхода пвс; 1 – методика Андреева (формула (27)); 2 – модель Пажи-Галустова (формула Фреслинга (26)); 3 – методика Андреева (формула (28) авторов); 4 – модель Пажи-Галустова (формула Стефана (22), (23))

Важной характеристикой эжекционного аппарата в составе установки улавливания легких фракций является степень извлечения паров бензина, которую можно определить как

$$\zeta = \frac{(m_{v,1} - m_{v,2})}{m_{v,1}} \cdot 100\%, \quad (29)$$

где $m_{v,1}$, $m_{v,2}$ – объёмная концентрация углеводородных паров на входе и на выходе из аппарата соответственно, м³(паров)/м³(ПВС).

График зависимости степени извлечения паров бензина ζ от расхода паровоздушной смеси представлен на рис. 5, а. Зависимость теплового потока передаваемого в аппарате от расхода паровоздушной смеси представлена на рис. 5, б.

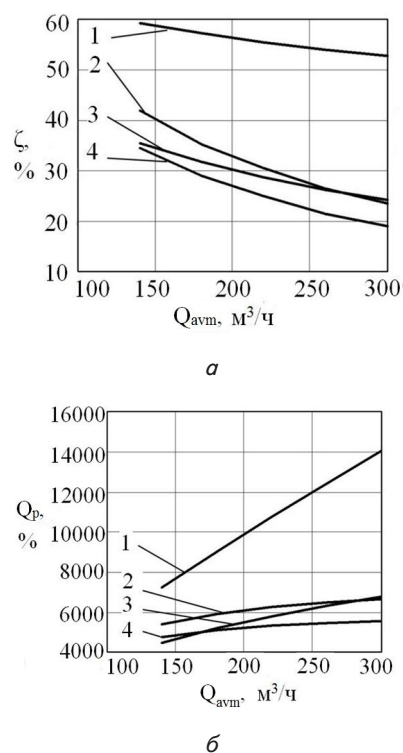


Рис. 5. Сравнение моделей конденсации паров бензина: а – зависимость степени извлечения паров бензина ζ от объёмного расхода пвс Q_{avm} ; б – зависимость передаваемого в аппарате полного теплового потока Q_p от объёмного расхода пвс; 1 – методика Андреева (формула (27)); 2 – модель Пажи-Галустова (формула Фреслинга (26)); 3 – методика Андреева (формула (28)); 4 – модель Пажи-Галустова (формула Стефана (22), (23))

Следует отметить, что в реальных условиях расход паровоздушной смеси на входе в теплообменник определяется коэффициентом эжекции жидкостного факела и работой резервуара при больших и малых "дыханиях". В промышленном аппарате будет теплообмен при эжекционно-вынужденной конвекции. Изучение численным моделированием характеристик аппарата при фиксированном значении расхода одного из теплоносителей и различных значениях другого представляет особый интерес. В экспериментальных

условиях этот случай легко реализуем путем изменения гидравлического сопротивления в трубопроводах подачи пвс и рассола.

6. Обсуждение результатов сравнения различных подходов при расчёте конденсации паров бензина в эжекционном аппарате

Как показывает график на рис. 3, расхождение результатов расчёта по формулам Стефана и Фреслинга составляет до 20 %. Формула Стефана даёт более высокие значения температур паровоздушной смеси на выходе из аппарата, а значит – более низкую степень улавливания паров углеводородов.

Проанализируем причины различия, которые обусловлены разными подходами.

Формула Стефана является теоретической. Она выведена путем рассмотрения механизмов диффузии в упрощенной физической модели. При этом сделано множество допущений, самым существенным из которых является предположение об отсутствии сил вязкости, влияющих на толщину диффузионного пограничного слоя.

Формула Фреслинга, которая представляет критериальную зависимость, была получена на основе принципа подобия процессов массо- и теплообмена. Критериальные зависимости получают на основе большого количества экспериментальных данных, что повышает вероятность достоверности результатов.

Благодаря этому принципу показано, что диффузионное число Нуссельта пропорционально $Re^{0.55} Pr^{0.33}$. Показатель степени 0.55 в формуле (26) был найден Фреслингом по результатам экспериментов при изучении испарения подвешенных на стеклянных нитях и обдуваемых потоком газа капель воды, анилина и нитробензола [24]. Формула Фреслинга предпочтительнее для расчетов, поскольку получена с учетом взаимного движения жидкости и пвс. Формула Стефана в значительной мере идеализирует реальную картину в рассматриваемом аппарате, тем не менее, она может стать основой для построения более строгого математического описания и анализа экспериментальных данных.

Кривые на рис. 3 показывают, что необходимые значения температур ПВС достигаются при их расходе менее 140 м³/ч. Поскольку расход рассола известен, это позволяет сделать вывод о том, что для достижения требуемого эффекта от улавливания паров бензина соотношение массовых расходов рассола и ПВС должно быть не менее 5:1.

Также график на рис. 3 показывает, что увеличение длины аппарата до значений более 0.8 м не приводит к заметному снижению температуры ПВС на выходе из него. Из этого следует вывод о том, что с целью снижения материальных затрат целесообразно проектировать данные аппараты с общей длиной до 1.5 м.

На рис. 4, а, б представлены результаты сравнения всех рассмотренных выше подходов при расчёте конденсации паров бензина. Методика Андреева даёт значительно более низкие значения температур пвс на выходе из аппарата, чем модель Пажи-Галустова (кривая 1, рис. 4, а). При этом, следует принимать во внимание, что уравнение интенсивности тепло- и массообмена

(27), предложенное Андреевым Е. И., разработано для условий обработки воздуха в форсуночных камерах кондиционеров с вентиляторами. Условия работы в кондиционерах существенно отличаются от условий движения потоков в эжекционном аппарате без вентилятора при улавливании паров бензина.

На рис. 4, б представлены графики зависимости конечной температуры рассола непосредственно у выходного патрубка аппарата. Сравнение температур ПВС и рассола, рассчитанных по методике Андреева (кривые 1) показывает, что форсуночная камера кондиционера, для которой получена формула (27), работает по схеме противотока. Кривые 2, 3, 4 на рис. 4 соответствуют прямоточной схеме движения потоков. Результаты расчётов, представленные на рис. 3 и 4, позволяют рекомендовать выбор длины эжекционного аппарата.

На рис. 5, а представлены графики зависимости степени извлечения паров бензина от расхода пвс. Показано, что методика Андреева даёт наиболее высокие значения величины ζ , что объясняется противоточной схемой организации движения потоков. Повышение эффективности работы эжекционных аппаратов может быть достигнуто понижением температуры рассола.

На рис. 5, б показаны графики зависимости передаваемого в аппарате теплового потока от расхода ПВС. Данный график позволяет подобрать холодильную машину, входящую в состав установки.

7. Выводы

Была рассмотрена работа эжекционного аппарата для конденсации паров бензина из паровоздушной смеси. Поскольку экспериментальные данные по работе аппарата отсутствуют, а их получение сопряжено с трудностями в связи с пожароопасностью паров, предложены теоретические подходы к расчету на основе математического моделирования и инженерной методики.

Данные подходы представлены в литературе, однако не достаточно отражают особенности работы аппарата при конденсации паров бензина. В связи с этим решены следующие задачи.

Внесены изменения в математическую модель гидродинамики и тепломассообмена Пажи-Галустова, которые отражают особенности гидродинамики в горизонтально направленном аппарате. Найдено аналитическое выражение плотности потока массы применительно к сферической системе координат. Выражение учитывает толщину диффузионного пограничного слоя и процессы молекулярной и конвективной диффузии.

Данные, полученные по модели Пажи-Галустова, аппроксимированы в виде критериального уравнения относительности тепломассообмена. Полученное уравнение позволяет использовать методику Андреева Е. И. для инженерного расчета рассматриваемого контактного аппарата без применения сложных численных алгоритмов.

По доработанным моделям выполнены расчёты, которые позволили разработать практические рекомендации по проектированию оригинального эжекти-

онного аппарата. В частности установлено, что длину аппарата, с целью уменьшения его материалоемкости, целесообразно принимать не более 1.5 м, а соотноше-

ние массовых расходов рассола и ПВС, обеспечивающее необходимую степень улавливания паров бензина, должно быть не менее 5:1.

Литература

1. Пат. 98849 Україна, МПК (2015.01) B01D 5/00. Конденсаційний спосіб уловлювання парів нафтопродуктів з парогазових потоків, що відходять [Текст] / Кологривов М. М., Бузовський В. П. – № u 2014 12463; заявл. 20.11.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9. – 5 с.
2. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер; 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
3. Jones, J. Casing Vapor Recovery Systems: An Open or Shut Case [Text] / J. Jones. – Society of Petroleum Engineers, 2003.
4. Goodyear, M. A. Vapor Recovery of Natural Gas Using Non-Mechanical Technology [Text] / M. A. Goodyear, A. L. Graham, J. B. Stoner, V. E. Boyer, L. P. Zeringue // Proceedings of SPE/EPA/DOE Exploration and Production Environmental Conference, 2003. doi: 10.2523/80599-ms
5. Бузовский, В. П. Результаты математического моделирования гидродинамической картины в эжекционном аппарате [Текст] / В. П. Бузовский, М. М. Кологривов // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – № 6 (146). – С. 29–37.
6. Галустов, В. С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике [Текст] / В. С. Галустов. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
7. Пажи Д. Г. Основы техники распыливания жидкости [Текст] / Д. Г. Пажи, В. С. Галустов. – М.: Химия, 1984. – 253 с.
8. Кучма, А. Е. Автомодельный режим роста капли при учете стефановского течения и зависимости коэффициента диффузии от состава парогазовой среды [Текст] / А. Е. Кучма, А. К. Щёкин // Коллоидный журнал. – 2012. – Т. 74, № 2. – С. 231–238.
9. Шилиев, М. И. Моделирование процесса тепломассообмена в оросительных камерах [Текст] / М. И. Шилиев, Е. М. Хромова // Теоретические основы химической технологии. – 2008. – Т. 42, № 4. – С. 419–428.
10. Шилиев, М. И. Гидродинамика и тепломассообмен в форсуночных камерах орошения [Текст] / М. И. Шилиев и др. // Теплофизика и аэромеханика. – 2011. – Т. 18, № 1. – С. 15–26.
11. Semenov, V. Condensation heat transfer on noncircular pipes in stationary vapor [Text] / V. Semenov, N. Nikitin // Heat Transfer Research. – 2008. – Vol. 39, Issue 4. – P. 317–326. doi: 10.1615/heattransres.v39.i4.50
12. Андреев, Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах [Текст] / Е. И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.
13. Гвоздков, А. Н. Изучение процессов тепло-и влагообмена в форсуночной камере орошения капельно-пленочного типа [Текст] / А. Н. Гвоздков, М. А. Гвоздков // Серия: Строительство и архитектура. – 2009. – № 14. – С. 161.
14. Balachandar, S. Turbulent Dispersed Multiphase Flow [Text] / S. Balachandar, J. K. Eaton // Annual Review of Fluid Mechanics. – 2010. – Vol. 42, Issue 1. – P. 111–133. doi: 10.1146/annurev.fluid.010908.165243
15. Maxey, M. R. Simulations of dispersed turbulent multiphase flow [Text] / M. R. Maxey, V. K. Patel, E. J. Chang, L.-P. Wang // Fluid Dynamics Research. – 1997. – Vol. 20, Issue 1-6. – P. 143–156. doi: 10.1016/s0169-5983(96)00042-1
16. Соу, С. Гидродинамика многофазных систем [Текст] / С. Соу; пер. с англ. – М.: Мир, 1971. – 536 с.
17. Кокорин, О. Я. Установки кондиционирования воздуха [Текст] / О. Я. Кокорин; изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1976. – 264 с.
18. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст]: учебник / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел; изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с.
19. Маньковский, О. Н. Теплообменная аппаратура химических производств [Текст] / О. Н. Маньковский, А. Р. Толчинский, М. В. Александров. – Л.: «Химия», 1976. – 368 с.
20. Peterson, P. F. Diffusion layer theory for turbulent vapor condensation with noncondensable gases [Text] / P. F. Peterson, V. E. Schrock, T. Kageyama // Journal of Heat Transfer. – 1993. – Vol. 115, Issue 4. – P. 998–1003. doi: 10.1115/1.2911397
21. Исаченко, В. П. Теплообмен при конденсации [Текст] / В. П. Исаченко. – М.: «Энергия», 1977. – 240 с.
22. Зайцев, В. Ф. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям [Текст] / В. Ф. Зайцев, А. Д. Полянин. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с.
23. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен: Учебное пособие для вузов [Текст] / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев; 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с.
24. Фукс, Н. А. Испарение и рост капель [Текст] / Н. А. Фукс. – Изд. АН СССР, 1958. – 92 с.
25. Барилевич, В. А. Основы термогазодинамики двухфазных потоков и их численное решение [Текст]: учеб. пос. – СПб.: Изд. Политехнического университета, 2009. – 425 с.
26. Кологривов, М. М. Инженерная методика расчета тепломассообмена в эжекционном аппарате [Текст] / М. М. Кологривов, В. П. Бузовский // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2014. – Вип. 45 (1). – С. 38–45. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Np_2014_45\(1\)_11.pdf](http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Np_2014_45(1)_11.pdf)
27. Aleksandrov, V. Y. A procedure for calculating gas ejectors [Text] / V. Y. Aleksandrov, K. K. Klimovskii // Thermal engineering. – 2009. – Vol. 56, Issue 8. – P. 656–659. doi:10.1134/s0040601509080060