

https://doi.org/10.51885/3134-8009_IJS_2026_2_6

MPHTI 61.01.77

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В АППАРАТЕ С ТРУБЧАТОЙ НАСАДКОЙ ИЗ НЕПРЕРЫВНО СОЕДИНЕННЫХ ТРУБ

ҮЗДІКСІЗ ЖАЛҒАНҒАН ҚҰБЫРЛАРДЫҢ ҚҰБЫРЛЫ ҚАПТАМАСЫ БАР ҚҰРЫЛҒЫДАҒЫ ЖЫЛУ БЕРУ ПРОЦЕСІН МОДЕЛЬДЕУ

MODELING THE HEAT TRANSFER PROCESS IN A DEVICE WITH A TUBULAR PACKING OF CONTINUOUSLY CONNECTED PIPES

Д.К. Камалбек ¹, Л.М. Ульев ², А.А. Волненко ¹,Д.К. Жумадуллаев ^{1*}, А.А. Абжапбаров ¹¹ Южно-Казахстанский университет имени М. Ауэзова, г. Шымкент, Казахстан² Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

*Автор-корреспондент: Жумадуллаев Даулет Кошкарлович, e-mail: daulet_ospl@mail.ru

Ключевые слова:

теплообменник
аппарат, регулярная
трубчатая насадка,
отводы, теплопередача,
коэффициент
теплоотдачи,
математическая модель,
тепловая нагрузка,
тепловой баланс.

АННОТАЦИЯ

Для проведения экспериментальных исследований и численных экспериментов процесса теплопередачи, исходя из анализа конструкции аппаратов с трубчатой насадкой регулярной структуры с внешним и внутренним расположением коллекторов, создан аппарат с регулярной насадкой, выполненной в виде системы непрерывно и последовательно соединенных труб одного диаметра внутри корпуса аппарата. Предложена простая зонная схема, которая позволяет получить систему линейных уравнений для температур теплоносителей в выбранных зонах аппарата. Решение полученной системы уравнений удовлетворяет тепловым балансам в аппарате. Распределение температур теплоносителей вдоль аппарата показывает, что лимитирующей стадией процесса теплообмена является теплообмен со стороны газа к поверхности теплообмена. Для исключения этой лимитирующей стадии необходимо, чтобы площадь поверхности теплообмена со стороны газового теплоносителя была больше площади теплообмена со стороны жидкости во столько раз, во сколько раз коэффициент теплопередачи со стороны газового теплоносителя h_g меньше коэффициента теплопередачи жидкого теплоносителя h_l к внутренней поверхности трубы.

Түйінді сөздер:

жылу және масса алмасу
аппараты, тұрақты
құбырлы орау, иілу,
жылу беру, жылу беру
коэффициенті,
математикалық модель,
жылу жүктемесі, жылу
балансы.

ТҮЙІНДЕМЕ

Жылу беру процесі бойынша тәжірибелік зерттеулер мен сандық тәжірибелер жүргізу үшін коллекторлардың сыртқы және ішкі орналасулары бар қалыпты құрылымның құбырлы орамасы бар құрылғылардың конструкциясын талдау негізінде құрылғы корпусының ішінде диаметрі бірдей үздіксіз және тізбекті жалғанатын құбырлар жүйесі түрінде жасалған қалыпты орамасы бар аппарат құрылды. Құрылғының таңдалған аймақтарындағы салқындатқыш сұйықтықтардың температуралары үшін сызықтық теңдеулер



жүйесін алуға мүмкіндік беретін қарапайым аймақ схемасы ұсынылған. Алынған теңдеулер жүйесінің шешімі құрылғыдағы жылу баланстарын қанағаттандырады. Салқындатқыш сұйықтықтардың температураларының құрылғы бойымен таралуы жылу алмасу процесінің шекті сатысы газ жағынан жылу алмасу бетіне жылу алмасу екенін көрсетеді. Бұл шектеу сатысын жою үшін газ жағындағы жылу алмасу бетінің ауданы сұйық жағындағы жылу алмасу ауданынан газ жағынан h_g жылу беру коэффициенті сұйық салқындатқыштың h_l құбырдың ішкі бетіне жылу беру коэффициентінен қанша есе аз болса, сонша көп болуы қажет.

keywords:

heat and mass transfer apparatus, regular tubular packing, bends, heat transfer, heat transfer coefficient, mathematical model, heat load, heat balance.

ABSTRACT

To conduct experimental studies and numerical experiments on the heat transfer process, based on the analysis of the design of devices with a tubular packing of a regular structure with external and internal arrangement of collectors, an apparatus with a regular packing made in the form of a system of continuously and sequentially connected pipes of the same diameter inside the device body was created. A simple zone scheme is proposed, which allows obtaining a system of linear equations for the temperatures of the coolants in the selected zones of the device. The solution to the resulting system of equations satisfies the heat balances in the device. The distribution of the temperatures of the coolants along the device shows that the limiting stage of the heat exchange process is heat exchange from the gas side to the heat exchange surface. To eliminate this limiting stage, it is necessary that the area of the heat exchange surface on the gas side be greater than the area of heat exchange on the liquid side as many times as the heat transfer coefficient from the gas side h_g is less than the heat transfer coefficient of the liquid coolant h_l to the inner surface of the pipe.

ВВЕДЕНИЕ

Во многих технологических процессах теплообмен между контактирующими фазами является основным или присутствует наряду с протеканием процессов сорбции или пылеулавливания. Непосредственный контакт взаимодействующих фаз при передаче тепла в разной степени изучен для полых форсуночных скрубберов, пенных аппаратов, скрубберов Вентури, насадочных аппаратов со стационарной и взвешенной насадкой (Айнштейн В.Г. и др., 2003; Балабеков О.С. и др., 1984; Балабеков О.С. и Волненко А.А., 2015).

Для проведения процесса теплопередачи представляет интерес использование регулярной трубчатой насадки. Известно, что аппараты с регулярным расположением насадочных элементов хорошо зарекомендовали себя в процессах абсорбции и пылеулавливания в производствах фосфора и хромовых соединений благодаря низкому гидравлическому сопротивлению и сравнительно высокой эффективности (Towler G. и Sinnott R., 2021; Souper J.R. и др., 2010; Hall S.M., 2018). Применение трубчатой насадки позволит использовать дополнительные преимущества, связанные с подачей или отбором тепла непосредственно в зоне контакта взаимодействующих фаз (Волненко А.А. и др., 2023).

Аппараты с регулярной структурой трубчатой насадки создавались применительно к проведению различных сорбционных процессов и пылеулавливания с обязательным присутствием процесса теплопередачи. Созданный класс аппаратов с регулярной трубчатой насадкой можно разделить на две группы – с внешним и внутренним расположением коллекторов (Волненко А.А. и др., 2023). Аппараты первой группы выполняются с гладкими прямыми трубами (Волненко А.А. и др., 2013), а также с применением турбулизаторов (Волненко А.А. и др., 2015а; Волненко А.А. и др., 2014). Сюда

же относится аппарат с насадкой с отдельными коллекторами для подачи и слива теплоносителя нечетных и четных слоев регулярной кольцевой трубчатой насадки (Волненко А.А. и др., 2021). Для очистки газовых потоков, содержащих высокоадгезионную пыль, созданы аппараты с комбинированной трубчато-взвешенной (Бишимбаев В.К. и др., 2017) и трубчато-фонтанирующей насадкой (Волненко А.А. и др., 2019).

К аппаратам второй группы относятся аппараты с трубчатой насадкой регулярной структуры и расположением коллекторов в зоне контакта (Волненко А.А. и др., 2020), двухступенчатый аппарат ударно-вихревого действия с трубчатой насадкой (Волненко А.А. и др., 2022), а также аппарат, обеспечивающий чередование противоточного движения потоков холодных и горячих теплоносителей в трубах по сечению рабочей зоны трубчатой насадки (Волненко А.А. и др., 2024).

На основании анализа рассмотренных аппаратов нами предложен аппарат с регулярной насадкой, выполненной в виде системы непрерывно и последовательно соединенных труб одного диаметра внутри корпуса аппарата (Волненко А.А. и др., 2023а). Для изучения процесса теплопередачи от газового потока к теплоносителю, движущемуся по трубам, проведено математическое моделирование, что и определяет актуальность данной статьи.

Новизной темы является получение математической модели процесса теплопередачи в аппарате с регулярной трубчатой насадкой из непрерывно соединенных труб.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Условием для проведения исследований является подготовка исходных данных, включающих физико-химические свойства теплоносителей и конструктивные параметры трубчатого пучка: размеры труб и отводов, шаги расположения труб в вертикальном и радиальном направлении.

Методы исследования – вычислительные эксперименты на основе полученной математической модели.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Математическое моделирование процесса теплопередачи в противоточном режиме проведем для аппарата, который представляет вертикальную емкость квадратного поперечного сечения с насадкой из непрерывно соединенных труб с помощью отводов. В трубе происходит вынужденная конвекция жидкости, течение которой направлено с верхней части аппарата в нижнюю. В аппарат жидкость поступает с температурой tl_0 и выходит из него с температурой $tl_в$. В нижнюю часть аппарата подается газ с температурой tg_6 (рисунок 1). Трубы соединены так, что они образуют пятислойную конструкцию, расположенную внутри емкости.

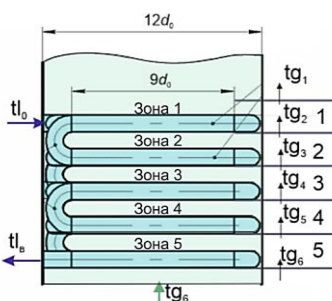


Рисунок 1. Зонная схема теплообменного аппарата (вид спереди): tl_0 – температура жидкости на входе; $tl_в$ – температура жидкости на выходе; tg_1 – tg_6 – температура газа в соответствующих зонах аппарата; d_0 – внешний диаметр трубы

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

В каждом слое трубный пучок состоит из 6 прямолинейных участков, которые соединены между собой искривленными отрезками труб – отводами (рисунок 2).

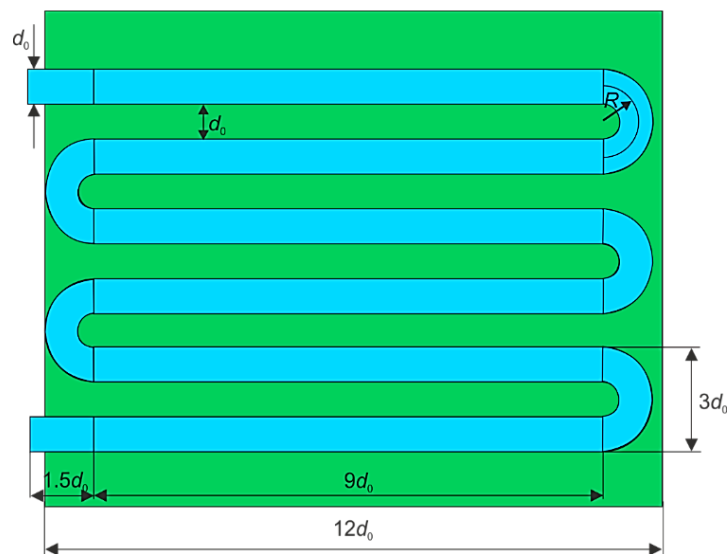


Рисунок 2. Горизонтальное расположение труб трубного пучка в зоне, на которые условно разделен аппарат (вид сверху): d_0 – внешний диаметр трубы; R – осевой радиус тороидального отвода

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

Предположим, что внешний диаметр трубы равен $d_0 = 0,026$ м, расстояние между осями прямолинейных участков труб в одном слое равно $2d_0$, поэтому искривленные отрезки труб, которые соединяют прямолинейные трубы, можно представить как половину тора с осевым радиусом, равным $R = d_0$, и образующей окружностью с диаметром, равным d_0 .

Далее для оценки теплообмена в аппарате предположим, что длина прямолинейного участка трубного пучка в слое равна $L = 9 d_0$, тогда расстояние между крайними точками на соединяющих отводах будет равно $12 d_0$, а расстояние между краями граничных участков прямолинейных труб будет равно $11 d_0$. Поэтому можно заключить, что трубный пучок помещен в вертикальный контейнер с квадратным поперечным сечением со стороной квадрата, равной $12 d_0$. Также будем считать, что внутренний диаметр трубы равен $d = 0,02$ м, т.е. внутренний радиус равен $r = 0,01$ м, а внешний радиус трубы равен $r_0 = 0,013$ м.

В процессе движения теплоносителей газ (воздух) поступает в нижнюю часть аппарата с заданной температурой t_{g6} (рисунок 1) и, поднимаясь через насадку, которую формирует непрерывная труба с поворотными коленами, где происходит теплообмен с потоком жидкости в трубах, выходит из аппарата через его верхнюю часть с температурой t_{g1} (рисунок 1).

Для анализа теплообмена в аппарате разделим его на 5 зон (секций), в каждой из которых располагается горизонтальная часть трубной насадки с поворотными отводами (рисунок 1). Также будем считать, что поворотное колено, по которому жидкость перетекает из верхней зоны в нижнюю зону, принадлежит зоне, из которого оно выходит, т.е. верхней зоне.

Нумерацию зон выполним, начиная с верхней зоны, которой присвоим номер 1, до нижней зоны с номером 5 (рисунок 1).

В патрубок трубной насадки зоны 1 поступает вода с заданной температурой t_{l0} . Протекая по трубе из правой секции (рисунок 4), поток воды обменивается теплотой

с газом, поступающим в зону 1 из зоны 2 с температурой tg_2 . Жидкость сначала течет в первой зоне в прямолинейном участке трубы, где ее температура изменяется от температуры tl_0 до температуры tl_1 . Затем в тороидальном отводе приобретает температуру tl_2 . Будем различать теплообмен в прямолинейном и тороидальном участках трубы, поскольку в этих частях будут различные коэффициенты теплоотдачи внутри трубы, а значит и различные коэффициенты теплопередачи.

После теплообмена с потоком воды в зоне 1 газ выходит из верхней части аппарата (рисунок 1) с температурой tg_1 и покидает аппарат.

Аналогичный теплообмен происходит и в зоне 2. Вода из зоны 1 через вертикально расположенный тороидальный отвод поступает в зону 2 с приобретенной в зоне 1 температурой tl_{12} за счет теплообмена с газом в зоне 1. Далее поток воды в трубах насадки в зоне 2 вступает в теплообмен с потоком газа в зоне 2. Газ поступает в зону 2 из зоны 3 с температурой tg_3 . В процессе теплообмена с потоком воды в зоне 3 газ приобретает температуру tg_2 и поступает в зону 1 (рисунок 1).

Также рассматривается теплообмен во всех зонах 3–5. В зону 5 жидкость из зоны 4 поступает с температурой tl_{45} , в процессе теплообмена с газом в зоне 5 приобретает температуру tl_{59} и через патрубок покидает аппарат. Заметим, что в зоне 5 отсутствует вертикально расположенный тороидальный соединительный отвод. Газ в зону 5 поступает с заданной температурой tg_6 , в процессе теплообмена с потоком жидкости в трубах насадки приобретает температуру tg_5 и поступает в зону 4 (рисунок 1).

Для упрощения постановки задачи анализа теплообмена в рассматриваемом аппарате уменьшим количество неизвестных в уравнениях, описывающих процесс теплообмена в аппарате. Значительное количество переменных возникает из-за различных коэффициентов теплоотдачи в потоке жидкости вследствие наличия изогнутых тороидальных участков труб. Чтобы избежать этого, усредним коэффициенты теплоотдачи внутри трубы по длине всей трубы.

Сначала определим общую длину трубы и длины участков, на которых коэффициенты теплоотдачи различны.

Длина тороидальных участков равна $6 \cdot \pi \cdot d_0 \cdot 4 + 5 \cdot \pi \cdot d_0 = 29 \cdot \pi \cdot d_0$. В нижней зоне нет тороидального отвода вниз.

Длина прямолинейных участков равна $9 \cdot d_0 \cdot 6 \cdot 5 + 3 \cdot d_0 = 273 \cdot d_0$. Здесь добавлена длина патрубков входа и выхода.

Следовательно, средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\bar{h}_l = \frac{29\pi d_0 \cdot h_l \cdot \varepsilon_{изг} + 273d_0 \cdot h_l}{29\pi d_0 + 273d_0} = 1,447h_l. \quad (1)$$

Что составит значение $\bar{h}_l = 6,923 \cdot 10^3$, Вт/(м²·°C), а коэффициент теплопередачи составит значение $\bar{K} = 127,265$, Вт/(м²·°C).

Также отметим, что общая длина входного и выходного патрубков равна $3 \cdot d_0$, а эта величина достаточно близка к длине тороидального участка трубы – πd_0 . Поэтому для вычисления тепловых балансов в слоях предположим, что в последней, нижней зоне аппарата существует отрезок трубы длиной πd_0 , т.е. мы как бы перенесли патрубок входа в нижнюю зону и соединили его с патрубком выхода. Это позволит нам записать подобные тепловые балансные соотношения для каждой зоны.

Поскольку при редуцировании системы уравнений число переменных сократится, из-за уменьшения числа неизвестных температур жидкости нам необходимо сменить нумерацию переменных. Будем считать, что жидкость поступает в аппарат с известной температурой tl_1 , приобретает в зоне 1 температуру tl_2 за счет теплообмена с газом в зоне 1, и с этой температурой переходит в зону 2 (рисунок 3). В зоне 2 жидкость приобретает температуру tl_3 , и переходит с ней в зону 3, где приобретает температуру tl_4 , с которой

переходит в зону 4, где приобретает температуру tl_5 , с которой покидает зону 4 и переходит в зону 5, где приобретает температуру tl_6 , с которой покидает аппарат.

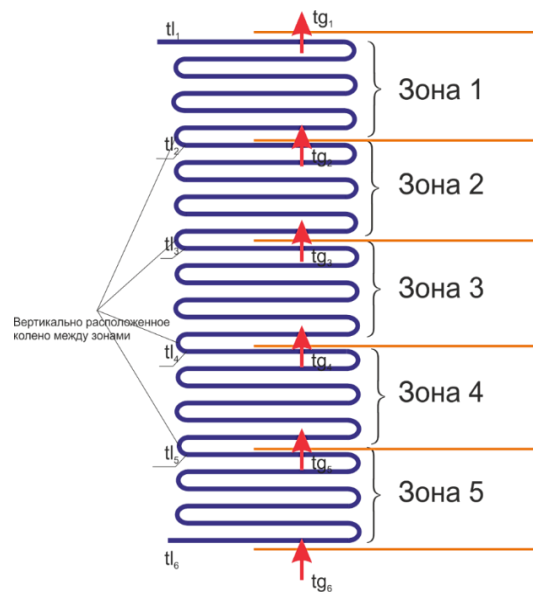


Рисунок 3. Условное расположение зон, на которые условно разделен аппарат:

tl – температура жидкости; tg – температура газа

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

Предполагаем, что температура в каждой зоне постоянна и изменяется при переходе из одной зоны в другую зону. Изменение температуры газа определяется в соответствии с тепловым балансом в рассматриваемой зоне.

Величина теплового потока через элемент длины прямолинейного участка трубы dx на внешней ее поверхности в рассматриваемой секции (зоны) определится как:

$$dq = 2\pi r_0 K (tg - tl) dx, \quad (2)$$

где r_0 – внешний радиус трубы, м.

Тепловой поток (3) изменяет внутреннюю энергию потока жидкости на величину:

$$dq_l = CP_l \cdot dtl, \quad (3)$$

где $CP_l = c_{pl} \cdot M_l$ – потоковая теплоемкость жидкого теплоносителя, Вт/°C; c_{pl} – удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении, Дж/(кг·°C); M_l – массовый расход жидкости, кг/с.

Элементарные приращения тепловых потоков (2 3) и (3 4) равны между собой, и поэтому можно записать:

$$2\pi r_0 K (tg - tl) dx = CP_l \cdot dtl. \quad (4)$$

Для определения изменения средней температуры жидкости, текущей в насадочной трубе, разделим в выражении (4 5) переменные:

$$\frac{2\pi r_0 K}{CP_l} dx = \frac{dtl}{(tg - tl)}. \quad (5)$$

Выполняя интегрирование уравнения (5) вдоль всей трубы, расположенной в зоне 1 (рисунок 3), получим выражение для определения температуры, которую жидкость приобретает в результате теплообмена с потоком газа на переходе из зоны 1 в зону 2:

$$tl_2 = tg_2 + (tl_1 - tg_2)e^{-\frac{2\pi r_0 KL}{CP_l}}. \quad (6)$$

В результате теплообмена мощность тепловой нагрузки на трубу с потоком жидкости в зоне 1 равна:

$$\Delta Q_{l1} = CP_l(tl_2 - tl_1). \quad (7)$$

Подставляя значение tl_2 из выражения (6) в соотношение (7), получим уравнение для определения тепловой нагрузки на всю трубу в зоне 1:

$$\Delta Q_{l1} = CP_l(tg_2 - tg_1) \left(1 - e^{-\frac{2\pi r_0 KL}{CP_l}} \right) = CP_l(tg_2 - tg_1)R, \quad (8)$$

$$\text{где } R = 1 - e^{-\frac{2\pi r_0 KL}{CP_l}}.$$

Изменение потокового теплосодержания газа в первой зоне равно:

$$\Delta Q_{g1} = CP_g(tg_1 - tg_2), \quad (9)$$

где $CP_g = c_{pg} \cdot M_g$ – потоковая теплоемкость газа, Вт/°С; c_{pg} – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг·°С); M_g – массовый расход газа, кг/с.

Тогда изменение потоковой энтальпии газа в зоне 1 будет равно изменению потоковой энтальпии потока жидкости во всей трубе в этой зоне:

$$\Delta Q_{l1} = -\Delta Q_{g1}. \quad (10)$$

Подставляя выражения (8) и (9) в (10), получим для первой зоны:

$$CP_l(tg_2 - tl_1)R = -CP_g(tg_1 - tg_2). \quad (11)$$

Записывая аналогичный тепловой баланс для всех зон, получим 5 уравнений:

$$CP_l(tg_{i+1} - tl_i)R = -CP_g(tg_i - tg_{i+1}), i = 1, \dots, 5. \quad (12)$$

Уравнение (12) можно привести к виду:

$$(CP_l \cdot R - CP_g)tg_{i+1} + CP_g \cdot tg_i - CP_l \cdot R \cdot tl_i = 0, i = 1, \dots, 5. \quad (13)$$

Изменение потоковой теплоемкости потока воды в первой зоне, учитывая (7) и (8), можно записать в виде:

$$CP_l(tg_2 - tl_1)R = CP_l(tl_2 - tl_1). \quad (14)$$

Раскрывая скобки в выражении (14) и перенося все члены в левую сторону уравнения, получим для первой зоны:

$$R \cdot tg_2 - tl_2 - (R - 1)tl_1 = 0. \quad (15)$$

Выполняя аналогичные преобразования для всех 5 зон, получим:

$$R \cdot tg_{i+1} - tl_{i+1} - (R - 1)tl_i = 0, i = 1, \dots, 5. \quad (16)$$

Вводя обозначения для коэффициентов в (13) и (16):

$$a = CP_l \cdot R - CP_g, \quad (17)$$

$$b = CP_g, \quad (18)$$

$$c = CP_l \cdot R, \quad (19)$$

$$d = R - 1, \quad (20)$$

и записывая уравнения (13) и (16) для всех 5 зон, получим систему 10 уравнений для 10 неизвестных величин $tl_{i+1}, tg_i, i = 1 \dots 5$.

$$a \cdot tg_{i+1} + b \cdot tg_i - c \cdot tl_i = 0, i = 1 \dots 5, \quad (21)$$

$$R \cdot tg_{i+1} - tl_{i+1} - d \cdot tl_i = 0, i = 1 \dots 5. \quad (22)$$

Значения температур tl_1 и tg_6 заданы, поскольку это температуры воды и газа на входе в аппарат.

Решая систему линейных уравнений (21), (22) относительно 10 неизвестных величин, получим значения для распределения температур газа и жидкости в 5 зонах аппарата:

$$tl_i = A_{2(i-1)}tl_1 - B_{2(i-1)}tg_1, i = 2 \dots 5, \quad (23)$$

$$tg_i = A_{2i-3}tl_1 - B_{2i-3}tg_1, i = 2 \dots 5, \quad (24)$$

$$tg_1 = \frac{bA_7 - cA_8}{bB_7 - cB_8}tl_1 + \frac{a}{bB_7 - cB_8}tg_9, \quad (25)$$

$$tl_6 = Rtg_6 - d(A_8tl_1 - B_8tg_1), \quad (26)$$

где $A_1 = \frac{c}{a}$, $B_1 = \frac{b}{a}$, $A_2 = RA_1 - d$, $B_2 = RB_1$,

$$A_{2i+1} = \frac{cA_{2i} - bA_{2i-1}}{a}, i = 1 \dots 3, \quad (27)$$

$$A_{2(i+1)} = RA_{2i+1} - dA_{2i}, i = 1 \dots 3, \quad (28)$$

$$B_{2i+1} = \frac{cB_{2i} - bB_{2i-1}}{a}, i = 1 \dots 3, \quad (29)$$

$$B_{2(i+1)} = RB_{2i+1} - dB_{2i}, i = 1 \dots 3, \quad (30)$$

Выражения (23) – (30) представляют собой алгоритм нахождения температур теплоносителей в рассматриваемом аппарате с регулярной насадкой, и он легко программируется.

Расчет распределения температур в зонах аппарата для начальных температур газа $tg_6 = 5^\circ\text{C}$ и $tl_1 = 95^\circ\text{C}$ приведены в таблице 1.

Таблица 1. Распределение температур теплоносителей по зонам

$tl_i =$	$tg_i =$
95	17.522
93.811	15.096
92.604	12.632
91.377	10.128
90.13	7.584
88.864	5

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

Заметим, что подстановка полученных температур в уравнения (21) и (22) зануляют их. Также выполняются тепловые балансы, как для аппарата в целом:

$$CP_w(tl_1 - tl_6) = 8.061 \times 10^3$$

$$CP_g(tg_1 - tg_6) = 8.061 \times 10^3$$

$$CP_w(tl_5 - tl_6) = 1.664 \times 10^3$$

$$CP_w(tl_1 - tl_2) = 1.562 \times 10^3$$

$$CP_w(tl_2 - tl_3) = 1.586 \times 10^3$$

$$C_{Pa} \cdot (tg_1 - tg_2) = 1.562 \times 10^3$$

$$C_{Pa} \cdot (tg_2 - tg_3) = 1.586 \times 10^3$$

$$C_{Pa} \cdot (tg_5 - tg_6) = 1.664 \times 10^3$$

Температурные профили теплоносителей по высоте аппарата для выбранных начальных температур приведены на рисунке 4. В этом случае поток воды охлаждается встречным потоком воздуха, но в пределах всего аппарата разность температур между теплоносителями остается достаточно большой.

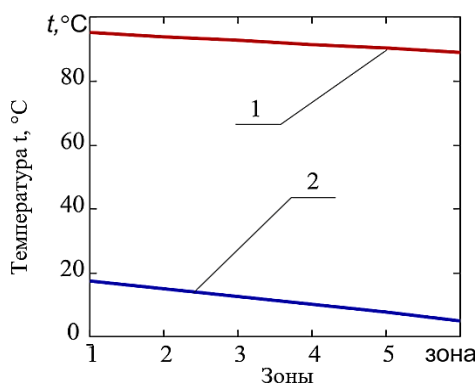


Рисунок 4. Распределение температур теплоносителей по высоте (зонам) аппарата:

1 – изменение температуры потока жидкости; 2 – изменение температуры потока газа

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

Изменение температур теплоносителей вдоль длины трубы показано на рисунке 5.

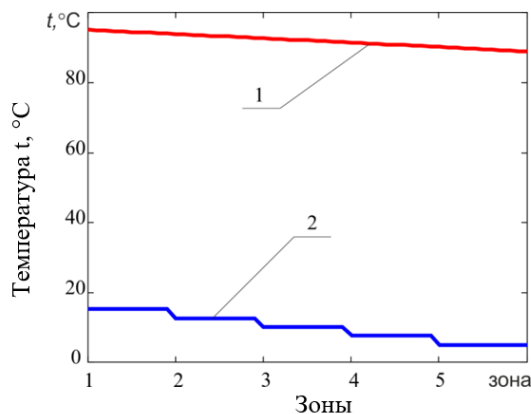


Рисунок 5. Распределение температур теплоносителей по длине трубы: 1 – изменение температуры потока жидкости; 2 – изменение температуры потока газа

Примечание – составлено автором на основе результатов собственных исследований

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для проведения экспериментальных исследований и численных экспериментов процесса теплопередачи, исходя из анализа конструкции аппаратов с трубчатой насадкой регулярной структуры с внешним и внутренним расположением коллекторов, создан аппарат с регулярной насадкой, выполненной в виде системы непрерывно и последовательно соединенных труб одного диаметра внутри корпуса аппарата.

Предложена простая зонная схема, которая позволяет получить систему линейных уравнений для температур теплоносителей в выбранных зонах аппарата. Решение полученной системы уравнений удовлетворяет тепловым балансам в аппарате.

Распределение температур теплоносителей вдоль аппарата показывает, что лимитирующей стадией процесса теплообмена является теплообмен со стороны газа к поверхности теплообмена. Для исключения этой лимитирующей стадии необходимо, чтобы площадь поверхности теплообмена со стороны газового теплоносителя была больше площади теплообмена со стороны жидкости во столько раз, во сколько раз коэффициент теплопередачи со стороны газового теплоносителя h_g меньше коэффициента теплопередачи жидкого теплоносителя h_l к внутренней поверхности трубы.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

ФИНАНСИРОВАНИЕ: Данная статья подготовлена в рамках проекта грантового финансирования научных исследований МНВО по теме AP26199841 «Разработка цифрового двойника массопереноса в пленочных течениях и создание массообменного оборудования с учетом влияния конструктивных особенностей».

ЗАЯВЛЕНИЕ ОБ ОДОБРЕНИИ ИНСТИТУЦИОНАЛЬНЫМ ЭТИЧЕСКИМ КОМИТЕТОМ (IRB): Данное исследование носит теоретический и расчетный характер, не включает участие людей или животных, в связи с чем одобрение Институционального этического комитета не требовалось («Не применимо»).

ЗАЯВЛЕНИЕ ОБ ИНФОРМИРОВАННОМ СОГЛАСИИ: Исследование не включало участие людей, поэтому получение информированного согласия не требовалось («Не применимо»).

ЗАЯВЛЕНИЕ О ДОСТУПНОСТИ ДАННЫХ: Данные, подтверждающие результаты данного исследования, представлены в статье. Дополнительные расчетные данные и результаты моделирования могут быть предоставлены соответствующим автором по обоснованному запросу. Новые экспериментальные данные в рамках данной работы не создавались.

БЛАГОДАРНОСТИ: Авторы выражают благодарность коллегам за методологическую поддержку и полезные обсуждения, а также анонимным рецензентам за ценные замечания, способствовавшие улучшению качества статьи.

УВЕДОМЛЕНИЕ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕХНОЛОГИЙ ИСКУССТВЕННОГО ИНТЕЛЛЕКТА: Авторы научной статьи заявляют, что не использовали технологии искусственного интеллекта при написании статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Couper, J.R., Penney, W.R., Fair, J.R., & Walas, S.M. (2010). Chemical process equipment: Selection and design (3rd ed.). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-08248-0>
- Hall, S.M. (2018). Rules of thumb for chemical engineers (6th ed.). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2016-0-00182-1>
- Towler, G., & Sinnott, R. (2021). Chemical engineering design: Principles, practice and economics of plant and process design (3rd ed.). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2019-0-02025-0>
- Айнштейн, В.Г., Захаров, М.К., Носов, Г.А., и др. (2003). Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: Учебник: В 2 кн. Кн. 2. Логос; Высшая школа // Aynshteyn, V.G., Zakharov, M.K., Nosov, G.A., et al. (2003). Obshchiy kurs protsessov i apparatov khimicheskoy tekhnologii: Uchebnik: V 2 kn. Kn. 2 [General course of processes and apparatuses of chemical technology: Textbook: In 2 books. Book 2]. Logos; Vysshaya shkola. (In Russ.)

- Балабеков, О. С. (1984). Расчет и конструирование аппаратов с подвижной насадкой. Алма-Ата. // Balabekov, O. S. (1984). Raschet i konstruirovaniye apparatov s podvizhnoy nasadkoy [Calculation and design of apparatuses with moving packing]. Alma-Ata. (In Russ.)
- Балабеков, О. С., & Волненко, А. А. (2015). Расчет и конструирование тепломассообменных и пылеулавливающих аппаратов с подвижной и регулярной насадкой. Шымкент. // Balabekov, O. S., & Volnenko, A. A. (2015). Raschet i konstruirovaniye teplomassoobmennykh i pyleulavlivayushchikh apparatov s podvizhnoy i regul'yarnoy nasadkoy [Calculation and design of heat and mass transfer and dust-collecting apparatuses with moving and regular packing]. Shymkent. (In Russ.)
- Бишимбаев, В.К., Волненко, А.А., Ескендилов, М.З., Протопопов, А.В., Жантасов, К.Т., & Анарбаев, А. А. (2017). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на полезную модель № 2092) // Bishimbayev, V.K., Volnenko, A.A., Eskendirov, M.Z., Protopopov, A.V., Zhantasov, K.T., & Anarbayev, A.A. (2017). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Utility Model Patent No. 2092). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Абжапбаров, А.А., Камалбек, Д.К., Крганбаев, Б.Н., Жумадуллаев, Д.К., & Бажибаев, Т.Р. (2023). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на изобретение № 36157) // Volnenko, A.A., Abzhapbarov, A.A., Kamalbek, D.K., Korganbayev, B.N., Zhumadullayev, D.K., & Bazhibayev, T.R. (2023). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Invention Patent No. 36157). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Абжапбаров, А.А., Крганбаев, Б.Н., Хусанов, Ж.Е., Жумадуллаев, Д.К., Камалбек, Д.К., & Бажибаев, Т.Р. (2022). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на изобретение № 35809) // Volnenko, A.A., Abzhapbarov, A.A., Korganbayev, B.N., Khusanov, Zh.E., Zhumadullayev, D.K., Kamalbek, D.K., & Bazhibayev, T.R. (2022). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Invention Patent No. 35809). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Балабеков, О.С., Крганбаев, Б.Н., Ескендилов, М.З., Жумадуллаев, Д.К., Ешжанов, А.А., Байгутов, Н.Т., & Абжапбаров, А.А. (2020). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на изобретение № 34418) // Volnenko, A.A., Balabekov, O. S., Korganbayev, B.N., Eskendirov, M.Z., Zhumadullayev, D.K., Yeshzhanov, A.A., Baygutov, N.T., & Abzhapbarov, A.A. (2020). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Invention Patent No. 34418). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Балабеков, О.С., Крганбаев, Б.Н., Хусанов, Ж.Е., & Бекибаев, Н.С. (2013). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Инновационный патент Республики Казахстан № 27719). // Volnenko, A.A., Balabekov, O.S., Korganbayev, B.N., Khusanov, Zh.E., & Bekibayev, N.S. (2013). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Innovative Patent No. 27719). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Балабеков, О.С., Сарсенбекулы, Д., Жумадуллаев, Д.К., & Крганбаев, Б.Н. (2015). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Инновационный патент Республики Казахстан № 30217) // Volnenko, A.A., Balabekov, O.S., Sarsenbekuly, D., Zhumadullayev, D.K., & Korganbayev, B.N. (2015). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Innovative Patent No. 30217). (In Russ.)

- Волненко, А.А., Голубев, В.Г., Балабеков, О.С., Бажиров, Т.С., Хусанов, Ж.Е., & Жумадуллаев, Д.К. (2014). Теплообменная труба (Инновационный патент Республики Казахстан № 28151) // Volnenko, A.A., Golubev, V.G., Balabekov, O.S., Bazhirov, T.S., Khusanov, Zh.E., & Zhumadullayev, D.K. (2014). Teploobmennaya truba [Heat exchange tube] (Republic of Kazakhstan Innovative Patent No. 28151). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Ешжанов, А.А., Абжапбаров, А.А., Ескендиоров, М.З., & Жумадуллаев, Д.К. (2019). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на полезную модель № 3656). // Volnenko, A.A., Yeshzhanov, A.A., Abzhapbarov, A.A., Eskendirov, M.Z., & Zhumadullayev, D.K. (2019). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Utility Model Patent No. 3656). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Жумадуллаев, Д.К., Корганбаев, Б.Н., Сарсенбекулы, Д., Ешжанов, А.А., & Абжапбаров, А.А. (2023). Тепломассообменные и пылеулавливающие аппараты с регулярной структурой трубчатой насадки. Южно-Казахстанский университет им. М.О. Ауэзова // Volnenko, A.A., Zhumadullayev, D.K., Korganbayev, B.N., Sarsenbekuly, D., Yeshzhanov, A.A., & Abzhapbarov, A.A. (2023). Teplomassoobmennyye i pyleulavlivayushchie apparaty s regul'yarnoy strukturey trubchatoy nasadki [Heat and mass transfer and dust-collecting apparatuses with a regular structure of tubular packing]. South Kazakhstan University named after M. O. Auezov. (In Russ.)
- Волненко, А.А., Корганбаев, Б.Н., Исаева, А.Н., Джакипбекова, Н.О., Жумадуллаев, Д.К., Абжапбаров, А.А., & Камалбек, Д.К. (2021). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на полезную модель № 5919). // Volnenko, A.A., Korganbayev, B.N., Isayeva, A.N., Dzhakipbekova, N.O., Zhumadullayev, D.K., Abzhapbarov, A.A., & Kamalbek, D.K. (2021). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Utility Model Patent No. 5919). (In Russ.)
- Волненко, А.А., Шамбилова, А.С., Исмаилов, Б.Р., Абжапбаров, А.А., Корганбаев, Б.Н., & Нурымбетов, Р.А. (2024). Аппарат с насадкой для тепломассообмена и пылеулавливания (Патент Республики Казахстан на изобретение № 36995). // Volnenko, A.A., Shambilova, A.S., Ismailov, B.R., Abzhapbarov, A.A., Korganbayev, B.N., & Nurymbetov, R.A. (2024). Apparat s nasadkoy dlya teplomassoobmena i pyleulavlivaniya [Packed apparatus for heat and mass transfer and dust collection] (Republic of Kazakhstan Invention Patent No. 36995). (In Russ.)

Авторлар туралы мәліметтер
Информация об авторах
Information about authors



Камалбек Дінмұхаммед Куанышбекұлы – докторант, М. Әуезов атындағы Оңтүстік Қазақстан университеті, Шымкент қ., Қазақстан
Камалбек Динмухаммед Куанышбекулы – докторант, Южно-Казахстанский университет имени М. Ауэзова, г. Шымкент, Казахстан

Kamalbek Dinmukhammed Kuanyshbekuly – Doctoral student, South Kazakhstan University named after M. Auezov, Shymkent, Kazakhstan,
e-mail: kamalbekovd@mail.ru,
ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-7925-9102>,



Ульев Леонид Михайлович – техникалық ғылымдар докторы, профессор, Томск политехникалық университеті, Томск қ., Ресей
Ульев Леонид Михайлович – доктор технических наук, профессор, Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Ulyev Leonid Mihajlovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia,
e-mail: nii_mm@mail.ru,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2732-6444>,



Волненко Александр Анатольевич – техникалық ғылымдар докторы, профессор, М. Әуезов атындағы Оңтүстік Қазақстан университеті, Шымкент қ., Қазақстан

Волненко Александр Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Южно-Казakhstanский университет имени М. Ауэзова, г. Шымкент, Казахстан

Volnenko Alexandr Anatolevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, South Kazakhstan University named after M. Auezov, Shymkent, Kazakhstan,
e-mail: nii_mm@mail.ru,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6800-9675>,



Жумадуллаев Даулет Кошкарлович – PhD, доцент, М. Әуезов атындағы Оңтүстік Қазақстан университеті, Шымкент қ., Қазақстан
Жумадуллаев Даулет Кошкарлович – PhD, доцент, Южно-Казakhstanский университет имени М. Ауэзова, г. Шымкент, Казахстан

Zhumadullayev Daulet Koshkarovich – PhD, Associate Professor, South Kazakhstan University named after M. Auezov, Shymkent, Kazakhstan,
e-mail: daulet_ospl@mail.ru,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6552-2817>,



Абжапбаров Абай Акилбекович – PhD, М. Әуезов атындағы Оңтүстік Қазақстан университеті, Шымкент қ., Қазақстан

Абжапбаров Абай Акилбекович – PhD, Южно-Казakhstanский университет имени М. Ауэзова, г. Шымкент, Казахстан

Abzhapbarov Abay Akilbekovich – PhD, Associate Professor, South Kazakhstan University named after M. Auezov, Shymkent, Kazakhstan,
e-mail: abaimilan@mail.ru,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5972-1644>,