

DOI:10.6060/snt.20216501.0007

УДК 66.021.3

**ТЕПЛО - И МАССООБМЕН В АППАРАТЕ С ПАКЕТНОЙ ВИХРЕВОЙ НАСАДКОЙ****В.Н. Блиничев, М.Ю. Колобов, О.В. Чагин**

Валерьян Николаевич Блиничев, Михаил Юрьевич Колобов, Олег Вячеславович Чагин  
Кафедра технологических машин и оборудования, Ивановский государственный химико-технологический университет, просп. Шереметевский, 7, Иваново, Российская Федерация, 153000

E-mail: [blinich@isuct.ru](mailto:blinich@isuct.ru), [mikhailkolobov@rambler.ru](mailto:mikhailkolobov@rambler.ru), [chagin@isuct.ru](mailto:chagin@isuct.ru)

В данной работе мы рассматриваем основную проблему использования массообменного дозирующего сопла для конденсации низкоэнергетических паров (в смесительном конденсаторе) с целью получения высокопараметрической конденсирующей жидкости (97-99°C). Анализ гидродинамики газожидкостных потоков, текущих в вихревой ячейке нашего сопла, показывает сложный характер взаимодействия газа или пара с жидкостью. Из-за наличия завихрителей наблюдается ярко выраженный турбулентный волновой характер движения жидкости. Такой тип движения пленки жидкости по стенкам ячеек дозирующего сопла при взаимодействии пара и конденсирующейся воды свидетельствует о необходимости определения значений эффективной теплопроводности жидкости. При расчете процессов тепломассопереноса важнейшими характеристиками являются амплитудно-частотные параметры волнового движения. Согласно полумпирической теории турбулентного потока, для определения турбулентных или эффективных коэффициентов переноса необходимо найти или рассчитать экспериментально три основные характеристики волны: амплитуда волны, частота волны, энергия волны, соответствующая амплитуде и частоте. Проведенное исследование гидравлического сопротивления дозирующего сопла показывает, что размер входных и выходных каналов, характеризующих величину турбулентных пульсаций в ячейке, существенно влияет на гидравлическое сопротивление дозирующего сопла. Расчеты показали, что стоимость исследуемого конденсатора в 4,5 раза ниже стоимости стандартного смесительного конденсатора и более чем в 10 раз меньше стоимости наиболее распространенного кожухотрубного конденсатора.

Ключевые слова: массообменная пакетная насадка, конденсация пара, эффективная теплопроводность

**HEAT AND MASS EXCHANGE IN THE APPARATUS WITH PACKED VORTEX NOZZLE****V.N. Blinichev, M.Yu. Kolobov, O.V. Chagin**

Valerian Nikolaevich Blinichev, Michael Yurievich Kolobov, Oleg Vyacheslavovich Chagin  
Department of technological machines and equipment, FSBEI of HE "Ivanovo State University of Chemical Technology", prosp. Sheremetievo, 7, Ivanovo, Russian Federation, 153000

E-mail: [blinich@isuct.ru](mailto:blinich@isuct.ru), [mikhailkolobov@rambler.ru](mailto:mikhailkolobov@rambler.ru), [chagin@isuct.ru](mailto:chagin@isuct.ru)

In this paper, we consider the main problem of using a mass-exchange batch nozzle for condensing low-energy vapors (in a mixing condenser) in order to obtain a high-parameter condensing liquid (97-99°C). Analysis of the hydrodynamics of gas-liquid flows flowing in the vortex cell of our nozzle shows the complex nature of the interaction between gas or steam and liquid. Due to the presence of swirlers, a pronounced turbulent wave character of the fluid movement is observed. This type of motion of the liquid film along the walls of the cells of the batch nozzle during the interaction of steam and condensing water indicates the need to determine the values of the effective thermal conductivity of the liquid. When calculating heat and mass transfer processes, the most important characteristics are the amplitude-frequency parameters of the wave motion. According to the semi-empirical theory of turbulent flow, to determine the turbulent or effective transfer coefficients, three main wave characteristics must be found or calculated experimentally: wave amplitude, wave frequency, the energy of the wave corresponding to the amplitude and frequency. Our research on the hydraulic resistance of the batch nozzle shows that the size

of the input and output channels, which characterize the value of turbulent pulsations in the cell, significantly affects the hydraulic resistance of the batch nozzle. Calculations have shown that the cost of the investigated capacitor is 4.5 times lower than the cost of a standard mixing capacitor and more than 10 times less than the cost of the most commonly used shell-and-tube capacitor.

**Key words:** mass transfer, parquet nozzle, vapor condensation, the effective thermal conductivity

В связи с истощением запасов газа и нефти уже в первом столетии нашего тысячелетия стоимость энергии, к сожалению, будет непрерывно расти.

Поэтому поиски новых и экономия существующих источников энергии являются серьезными глобальными задачами.

В настоящее время во многих производствах недостаточно экономно расходуется или конденсируется низкоэнергетический пар. К сожалению, как правило, в этих случаях ставится и решается задача только устранения выброса низкоэнергетического пара путем его конденсации в конденсаторах смешения, не заботясь о параметрах конденсирующей воды.

В настоящей работе рассматривается основная задача применения массообменной пакетной насадки (разработанной на кафедре МАХП ИГХТУ) для конденсации низкоэнергетических паров (в конденсаторе смешения) с целью получения конденсирующей жидкости высоких параметров (97-99°C).

Второй задачей данного исследования является разработка методики расчета конденсатора смешения с высокоэффективной пакетной насадкой.

В работах польских ученых, в первую очередь ученых Кравовской и Вроцлавской Политехник (Pikon J., Nehlmann J., Krawczyk J.) впервые разработаны и исследованы пакетные насадки такого типа. Исследования процессов тепло- и массообмена (в том числе пылеулавливания) на пакетных насадках, проведенные с середины 80-х и до 2000 г. польскими учеными, показали их большие преимущества перед другими массообменными устройствами колонных аппаратов.

Нами исследовалась модифицированная пакетная насадка, которая отличается от польских пакетных насадок наличием нескольких вихревых потоков за счёт спе-

циально созданных завихрителей газожидкостных потоков на входе и выходе из ячейки.

Один из вариантов исследованной нами насадки [1] представлен в виде схемы (рис. 1).

Анализ гидродинамики газожидкостных потоков, протекающих в вихревой ячейке нашей насадки, показывают сложный характер взаимодействия между газом или паром и жидкостью. За счёт наличия завихрителей наблюдается резко выраженный турбулентный волновой характер движения жидкости.

Такой характер движения жидкости плёнки по стенкам ячеек пакетной насадки при взаимодействии пара и конденсирующей воды свидетельствует о необходимости определения величин эффективной теплопроводности жидкости.

При расчёте тепло- и массообменных процессов важнейшими характеристиками являются амплитудно-частотные параметры волнового движения. Согласно полуэмпирической теории турбулентного течения для определения турбулентных или эффективных коэффициентов переноса необходимо экспериментально найти или рассчитать три основных волновых характеристики:

- амплитуда волны;
- частота волны;
- энергия волны, соответствующей амплитуды и частоты.

### Методика эксперимента

Амплитудно-частотные характеристики волн очень сильно зависят от конструктивных элементов колонных аппаратов, а в данном случае от конструктивных параметров ячейки [2]:  $dk_1$ ,  $dk_2$ ,  $dk_3$ ,  $dk_4$  (рис. 2)

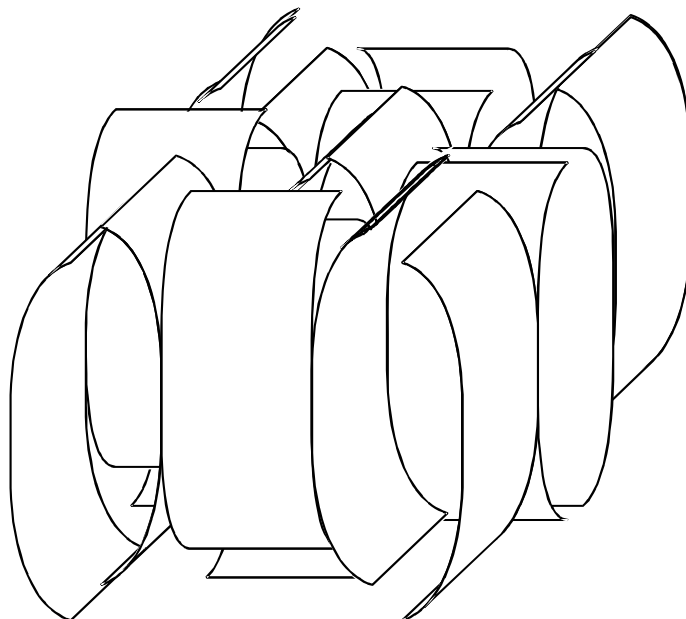


Рис. 1. Общий вид, исследуемого контактного устройства

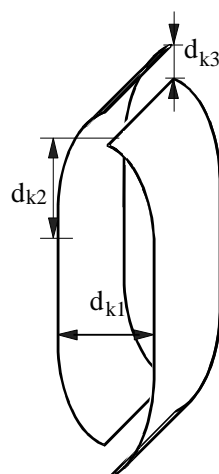


Рис. 2. Схема характеристических каналов контактного устройства

Для экспериментального определения исследуемых характеристик нами была собрана экспериментальная установка (рис. 3), в которой на одной из ячеек нижнего пакета насадки был установлен специальный, связанный со вторичными приборами и ЭВМ, датчик для измерения пульсационной скорости плёнки жидкости.

Система измерения волновых характеристик при разных расходах пара от 50 до 110 м<sup>3</sup>/ч и плотностях орошения от 9 до 40 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>.ч позволяла нам записывать и обрабатывать на ЭВМ по специальной программе следующий вид уравнений:

$$E = \sum_{i=1}^4 \left( 0.5 \cdot \rho \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_i)^2 \cdot A_i^2 \cdot U_i' \cdot S \right) \quad (1)$$

$$D^{\text{эфф}} = \sum_{i=1}^4 (0.75 \cdot U'_i \cdot A_i) \quad (2)$$

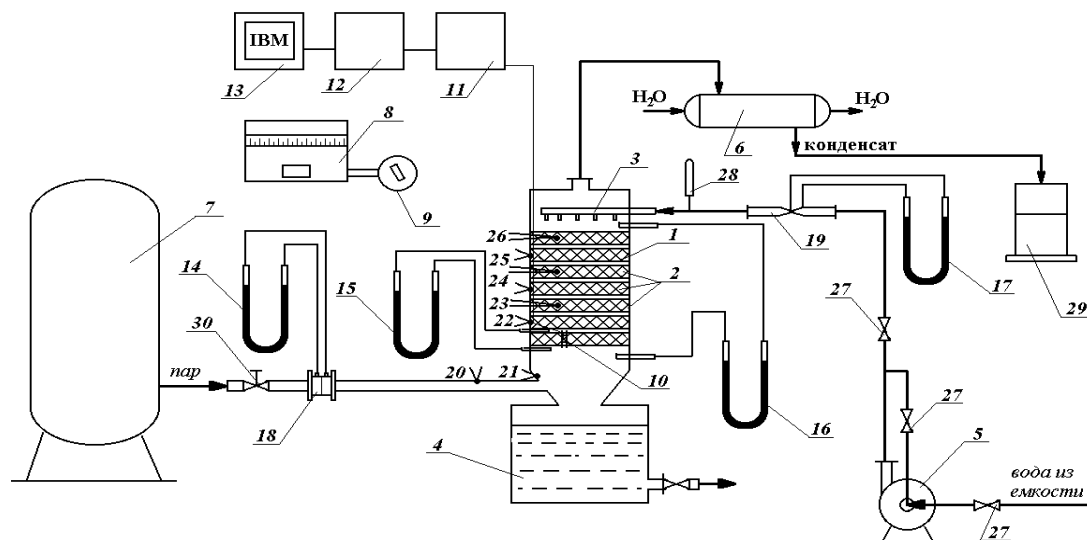


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

На экспериментальной установке проводились гидравлические, гидродинамические и тепломассообменные исследования.

#### Результаты и их обсуждение

Исследования, проведенные нами по гидравлическому сопротивлению пакетной насадки, показывают, что величина размеров входных и выходных каналов, характе-

ризующих величину турбулентных пульсаций в ячейке, существенно влияет на гидравлическое сопротивление пакетной насадки.

На рис. 4 представлена зависимость толщины плёнки от скорости пара и плотности орошения.

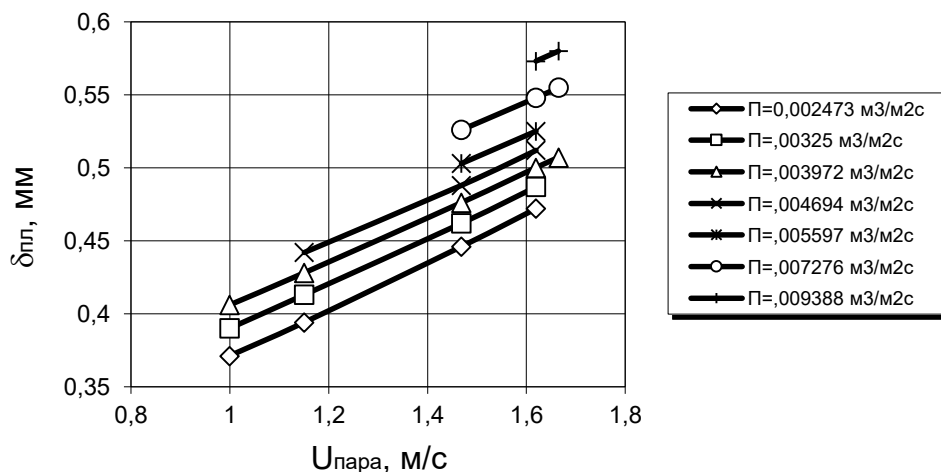


Рис. 4. Зависимость толщины пленки жидкости на поверхности контактного устройства от расходов жидкой и газовой фаз

Обработка полученных экспериментальных данных волнового течения позволила нам найти коэффициент эффективной

диффузии в турбулентной жидкости и, соответственно, коэффициент эффективной теплопроводности [3-6] (рис. 5).

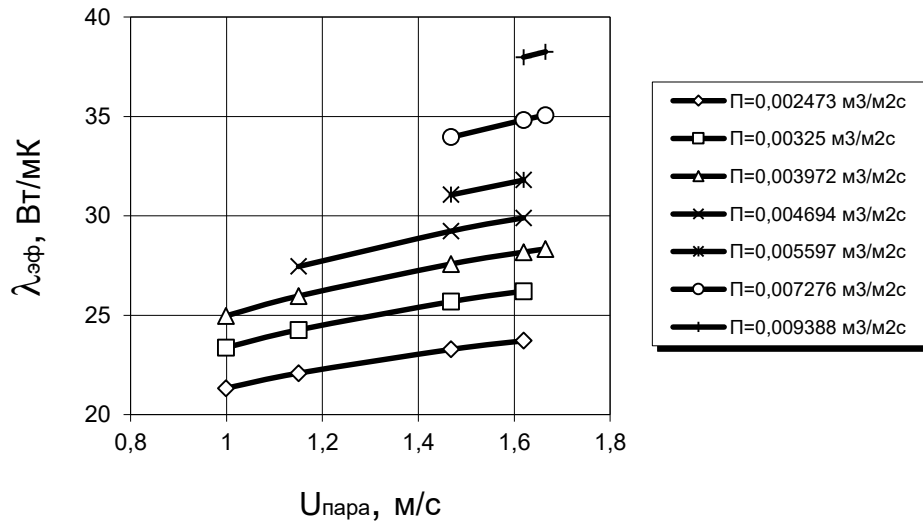


Рис.5. Зависимость коэффициента теплопроводности пленки жидкости от расхода жидкой и газовой фаз

Явный вид уравнения для расчета  $\lambda_{эф}$  представлен следующим образом:

$$\frac{\lambda_{эф}}{\lambda_{вода}^{50}} = 1,1138 \cdot Re_z^{0,235} \cdot Re_{жс}^{0,35} \quad (3)$$

$$Re_r = G \cdot b / \mu_r; \quad Re_{жс} = \Pi \cdot b \cdot \rho_{ж} / \mu_{ж},$$

где  $\lambda_{вода}^{50}$  – теплопроводность воды при 50 °С

равная 0,65 Вт/м·К;

G – удельный расход пара, кг/м²·с;

Π – плотность орошения, м³/м²·с;

b – характеристический размер ячейки, м.

Тепломассообменные исследования при конденсации пара позволили нам найти распределения температур по высоте насадки (рис. 6,7.), полноту конденсации пара и коэффициент тепло - и массоотдачи (рис. 8).

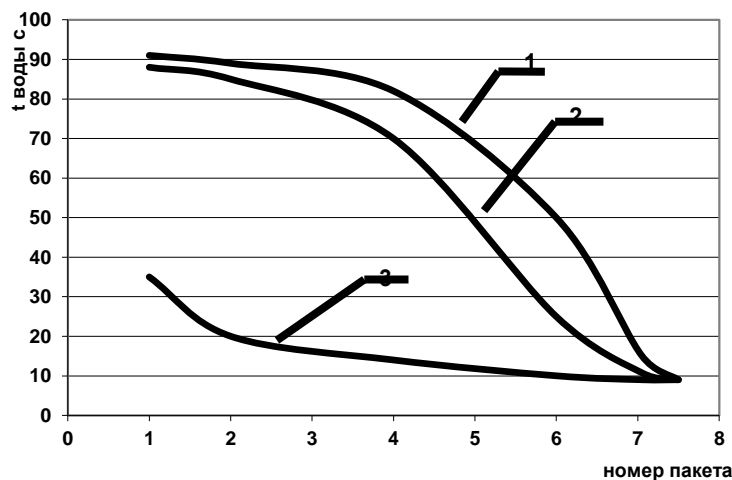


Рис. 6. Распределение температуры воды по высоте контактного устройства в зависимости от расходов жидкой и газовой фаз:  $Q_n = 42,25 \text{ м}^3/\text{ч}$  – constant; 1 -  $L=11,7 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ ; 2 -  $L=16,9 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ ; 3 -  $L=20,1 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

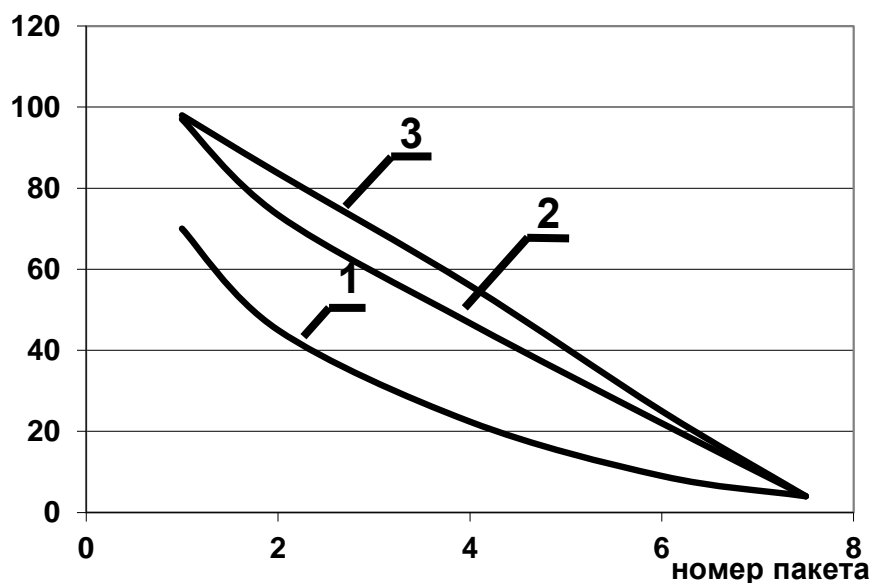


Рис. 7. Распределение температуры воды по высоте контактного устройства в зависимости от расходов жидкой и газовой фаз:

1 -  $Q_{п}=42,25 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L=33,88 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ ; 2 -  $Q_{п}=92,23 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L=16,9 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ ; 3 -  $Q_{п}=111,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L=26,2 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$

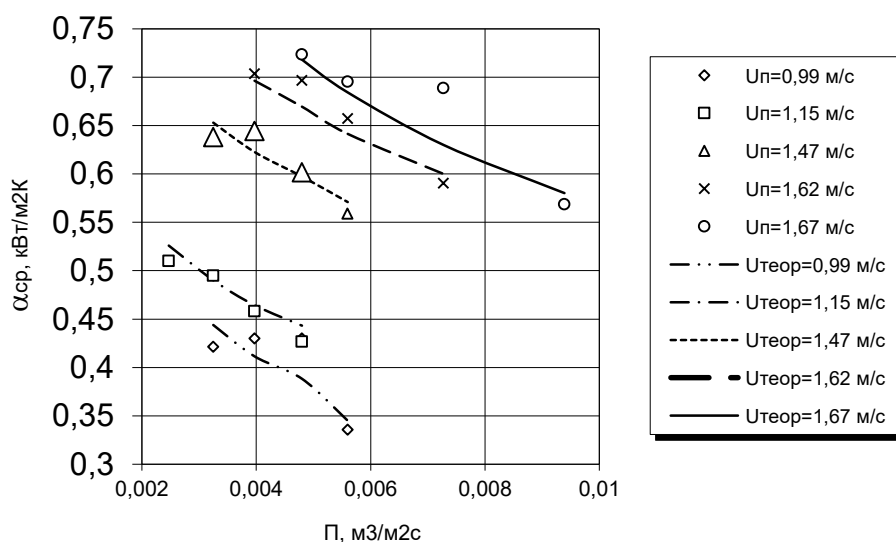


Рис. 8. Коэффициент теплоотдачи в зависимости от расходов жидкой и газовой фаз

Обработка экспериментальных данных по конденсации пара в аппарате с вихревой пакетной насадкой позволила нам получить явный вид зависимости критерия Nu

$$Nu=5,7 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{г}^{0,685} \cdot Re_{ж}^{-0,982} \cdot Pr_{ж}^{-1,102} \cdot i^{0,84} \quad (4)$$

где  $Pr_{ж}=C \cdot \mu_{ж} / \lambda_{ж}$

Средняя относительная ошибка по уравнению (2) при  $Re_{г}=950 \div 1600$  и  $Re_{ж}=150 \div 600$  составляет  $\Delta \approx 3,6\%$ , а максимальная относительная ошибка -  $\Delta \approx 11\%$ .

от основных влияющих на процесс факторов:

Для улучшения работы аппарата и исключения больших перепадов давления по высоте аппарата, мы предлагаем распределить поток конденсирующегося пара на несколько частей по высоте аппарата, как показано на рис. 9.

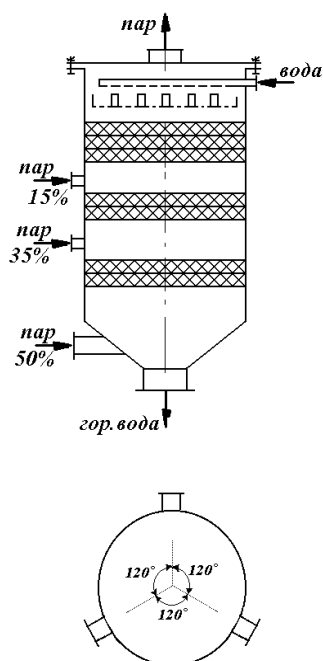


Рис. 9. Распределение потока конденсирующего пара по высоте аппарата

При распределении пара на части с одной стороны несколько возрастает высота аппарата, но существенно снижается его диаметр. Подача пара частями позволит уменьшить диаметр аппарата, т.к. оптимальная её входная скорость сохранится, и, в то же время, повысится средняя скорость течения пара по насадке, что существенно повысит тепло- и массообмен в аппарате в целом.

### Выводы

Разработанный и исследованный нами конденсатор смешения имеет целый ряд преимуществ перед используемыми в настоящее время в России стандартными конденсаторами:

а) высокий средний объёмный коэффициент массоотдачи  $12000 \div 13000$  кг/м<sup>3</sup>ч. В сравнении стандартный конденсатор смешения имеет средний объёмный коэффициент массоотдачи от 1400 до 3500 кг/м<sup>3</sup>ч. в зависимости от диаметра аппарата; "условный" средний объёмный коэффициент массоотдачи кожухотрубчатого конденсатора ещё меньше от 900 до 3200 кг/м<sup>3</sup>ч.;

б) высокая удельная поверхность тепло- и массообмена (физическая поверхность исследуемой насадки -  $240$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, в

сравнении - максимальная удельная поверхность кожухотрубчатого конденсатора  $60$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;

в) низкая удельная металлоёмкость: для нашего аппарата  $\sim 0,05$  кг/кг<sub>пар</sub>/ч.; для конденсатора смешения  $\sim 0,2$  кг/кг<sub>пар</sub>/ч.; для кожухотрубчатого конденсатора  $\sim 0,7$  кг/кг<sub>пар</sub>/ч.;

г) малые габариты аппарата и, соответственно, низкая его стоимость.

Произведенные расчеты показали, что стоимость исследуемого конденсатора в 4,5 раза ниже стоимости стандартного конденсатора смешения и более чем в 10 раз меньше стоимости наиболее часто применяемого кожухотрубчатого конденсатора.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Леонтьев В.С. Инновации в области разработки высокоинтенсивных массообменных устройств для модернизации ректификационных комплексов // Нефтегазовое дело, № 1, 2012. С. 178–186.
2. Музафарова А.Р., Емельянычева Е.А. Классификация, основные требования и конструктивные особенности современных насадочных контактных устройств // Вестник Казанского технологического университета, Том 19, № 2, 2016. С. 63-67.

3. Фарахов Т.М., Башаров М.М., Шигапов И.М. Гидравлические характеристики новых высокоэффективных нерегулярных тепло-массообменных насадок // Нефтегазовое дело, № 2, 2011. С. 192–207.

4. Аметистов Е.В., Григорьев В.А., Емцев Б.Т. и др. Тепло - и массообмен. Теплотехнический эксперимент. М., Энергоиздат, 1982.

5. Бойко А.В., Довгаль А.В., Козлов В.В. Неустойчивость отрывного течения за двумерными элементами неровности поверхности в низкоскоростном воздушном потоке (обзор). Теплофизика и аэромеханика, 2017, № 2, с. 171–178.

6. Шалай В.В., Корнеев С.А., Дубоносов А.П. и др. Математическое описание тепломассообменных процессов в системе термического обезвреживания остатков ракетного топлива. ОНВ, 2000, т. 13, с. 101–106.

#### REFERENCES

1. Leont'ev V.S. Innovacii v oblasti razrabotki vysokointensivnyh massoobmennyyh ustrojstv dlya

modernizacii rektifikacionnyh kompleksov // Neftegazovoe delo, № 1, 2012. S. 178–186.

2. Muzafarova A.R., Emel'yanycheva E.A. Klassifikaciya, osnovnye trebovaniya i konstruktivnye osobennosti sovremennyh nasadochnyyh kontaktnyyh ustrojstv // Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta, Tom 19, № 2, 2016. S. 63–67.

3. Farahov T.M., Basharov M.M., SHigapov I.M. Gidravlicheskie harakteristiki novyyh vysokoeffektivnyh neregulyarnyyh teplo-massoobmennyyh nasadok // Neftegazovoe delo, № 2, 2011. S. 192–207.

4. Ametistov E.V., Grigor'ev V.A., Emcev B.T. i dr. Teplo- i massoobmen. Teplotekhnicheskij eksperiment. M., Energoizdat, 1982.

5. Bojko A.V., Dovgal' A.V., Kozlov V.V. Neustojchivost' otryvnogo techeniya za dvumernymi elementami nerovnosti poverhnosti v nizkoskorostnom vozdušnom potoke (obzor). Teplofizika i aeromekhanika, 2017, № 2, s. 171–178.

6. SHalaj V.V., Korneev S.A., Dubonosov A.P. i dr. Matematicheskoe opisanie teplomassoobmennyyh processov v sisteme termicheskogo obezvrezhivaniya ostatkov raketnogo topliva. ONV, 2000, t. 13, s. 101–106.