

УДК 536.24:536.27

Безродный М.К. – д.т.н., проф., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»)

Барабаш П.А. – к.т.н., доц., НТУУ «КПИ»

Назарова И.А. – к.т.н., асс., НТУУ «КПИ»

Костюк А.П. – ст. преп., НУВГП

ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНОГО БАРБОТАЖНОГО СЛОЯ КОНТАКТНЫХ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ

Представлены результаты экспериментального исследования тепловых характеристик проточного барботажного слоя при нагреве воды парогазовой смесью в вертикальном канале. Получено значение предельной температуры нагрева воды в условиях барботажного режима течения. Предложено соотношение для определения предельной плотности орошения и максимальной тепловой нагрузки контактного утилизатора теплоты.

Ключевые слова: проточный барботажный слой, предельная температура нагрева, предельная плотность орошения.

Введение

Утилизация теплоты отработанных газов в контактных газожидкостных аппаратах – актуальное направление энергосбережения. Интенсификация рабочих процессов в таких аппаратах достигается за счет увеличения межфазной поверхности теплообмена. Достаточно развитая поверхность раздела жидкой и газовой фаз возникает при барботаже газов через жидкость. Такой режим взаимодействия сред используется в различных барботажных аппаратах, имеющих форму высоких колонн, рабочее пространство которых разделено горизонтальными тарелками на ряд камер. Барботажные аппараты характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Однако к их недостаткам относятся сложность конструкции, металлоемкость, высокое гидравлическое сопротивление [1]. Основным критерием разработки новых высокоэффективных контактных аппаратов является интенсификация процесса тепломассообмена и уменьшение капитальных затрат. В связи с этим, авторами была разра-

ботана конструкция контактного утилизатора теплоты со спутным движением газов и нагреваемой жидкости в проточном барботажном слое [2]. В данной работе приведены результаты экспериментального исследования тепловых характеристик проточного барботажного слоя контактного утилизатора теплоты с целью определения эффективной высоты труб аппарата и предельных характеристик режимных параметров, определяющих удельную тепловую производительность аппарата. Анализ литературы показал отсутствие данных по тепломассообмену между жидкостью и газом в проточном барботажном слое. Большинство работ посвящено исследованиям, проведенным на барботажных тарелках. Исследования, представленные в данной работе актуальны, так как их систематизация позволит разработать методику расчета высокоэффективных контактных утилизаторов теплоты.

Схема экспериментальной установки

Исследования проводились на экспериментальной установке, которая представлена на рис. 1. Основными частями установки являются: камера смешения воздуха и водяного пара 1, камера подвода воды 4, шайба 2, рабочий канал 5, камера сбора жидкости 6 с сепаратором 7, парогенератор 21, нагреватель воздуха 19 и контрольно-измерительная система. В качестве рабочего канала использовались вертикальные трубы диаметром 35 мм, 23 мм и высотой 204 мм, 103 мм.

Воздух подавался в установку при помощи компрессора 18 через три параллельно установленных ротаметра 16. Регулирование расхода воздуха производилось тремя вентилями 17. В камеру смешения 1 подавался водяной пар, который образовывался в парогенераторе 21, и подогретый воздух. Расход пара регулировался изменением напряжения, подаваемого на электронагреватели парогенератора. Образованная парогазовая смесь поступала в рабочий канал 5.

Холодная вода подавалась из водопроводной сети через вентиль 15 в камеру подвода воды 4. Расход воды контролировался при помощи двух последовательно установленных ротаметров 14. Ввод жидкости в рабочий канал производился через пористую вставку или через щель между нижним торцом трубы и шайбой. Шайба 2, установленная перед рабочим участком, предотвращала провал жидкости при условии, что значение скорости парогазового потока в сечении шайбы было не меньше 15...16 м/с, что обеспечивало подачу всей жидкости в рабочий канал.

Вода, после прохождения рабочего канала, отделялась от воздуха при помощи сепаратора 7 и под действием силы тяжести попадала в камеру сбора горячей воды 6, откуда отводилась в дренаж. Для исключения потерь теплоты в окружающую среду, экспериментальная установка была теплоизолирована.

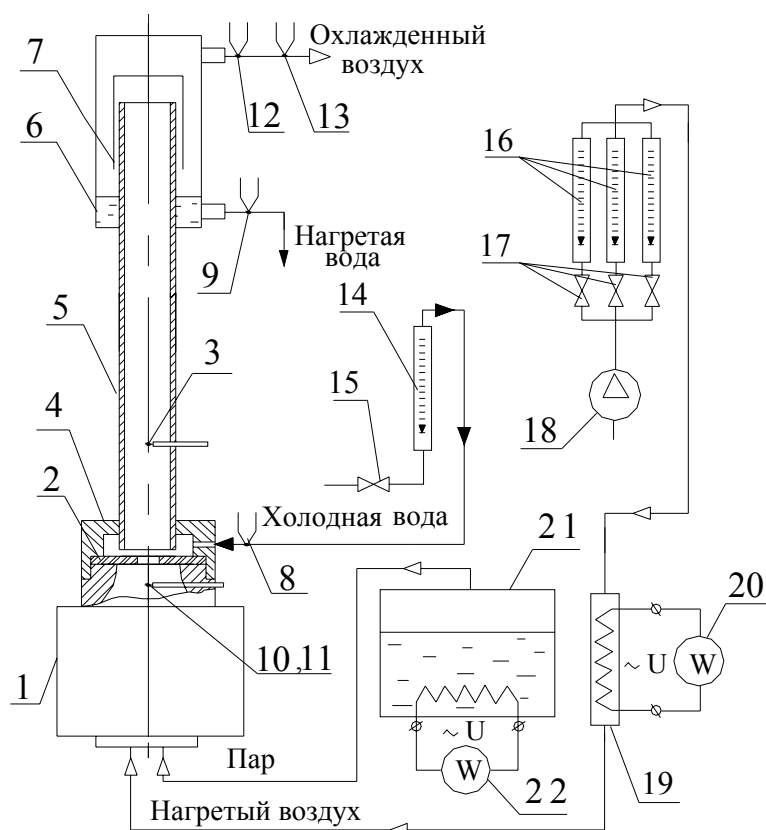


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
 1 – камера смешения воздуха и пара; 2 – шайба; 4 – камера подвода воды; 5 – рабочий канал; 6 – камера сбора горячей воды; 7 – сепаратор; 3, 8, 9, 10, 11, 12, 13, –термопары;
 14, 16 – ротаметры; 15, 17 – вентили; 18 – компрессор;
 19 –электронагреватель; 20, 22 – ваттметры; 21 – парогенератор

Температура парогазовой смеси на входе в рабочий канал измерялась сухой и мокрой хромель-копелевыми термопарами 10 и 11, на выходе – сухой и мокрой термопарами 12 и 13. Измерение температуры воды на входе и выходе из рабочего канала производилось при помощи термопар 8 и 9.

Для измерения температуры потока по высоте рабочего канала и в его поперечном сечении использовали термопары 3, установленные в капиллярных трубках на различной высоте рабочего участка.

В ходе экспериментов изменялись следующие параметры: объемная плотность орошения (от $6,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ до $1,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$), скорость парогазового потока (от 4 м/с до 12 м/с), начальное объемное расходное паросодержание парогазовой смеси (от 10 % до 30 %). Методика проведения эксперимента заключалась в ступенчатом увеличении расхода жидкости при заданных и постоянных начальных параметрах парогазовой смеси.

Результаты экспериментов и их анализ

Перед проведением исследований по тепломассообмену, было установлено влияние режимных параметров, способа подачи газа в рабочий канал и геометрических характеристик канала на структуру потока, определены границы устойчивого барботажного режима. Изменение структуры двухфазного потока и режимов течения изучалось путем измерения продольного градиента полных потерь давления в потоке при изменении режимных параметров. При этом в результате исследований получено, что при увеличении приведенной скорости газа до значений скорости инверсии пленки в вертикальном канале и относительно небольшой плотности орошения ниже значений $Q_m = (6...7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ проточный барботажный слой может переходить в разделенный (кольцевой) режим течения двухфазного потока. При более высоких значениях плотности орошения Q_m режим устойчивого проточного барботажного двухфазного слоя наблюдался во всем исследованном диапазоне изменения приведенной скорости газа ($w_{\text{вх}} = 1,84...14,0 \text{ м/с}$) с явно выраженным минимумом гидравлических потерь при значении приведенной скорости газа в канале около 12 м/с. Подробное исследование гидравлических характеристик проточного барботажного слоя проведено в работе [3].

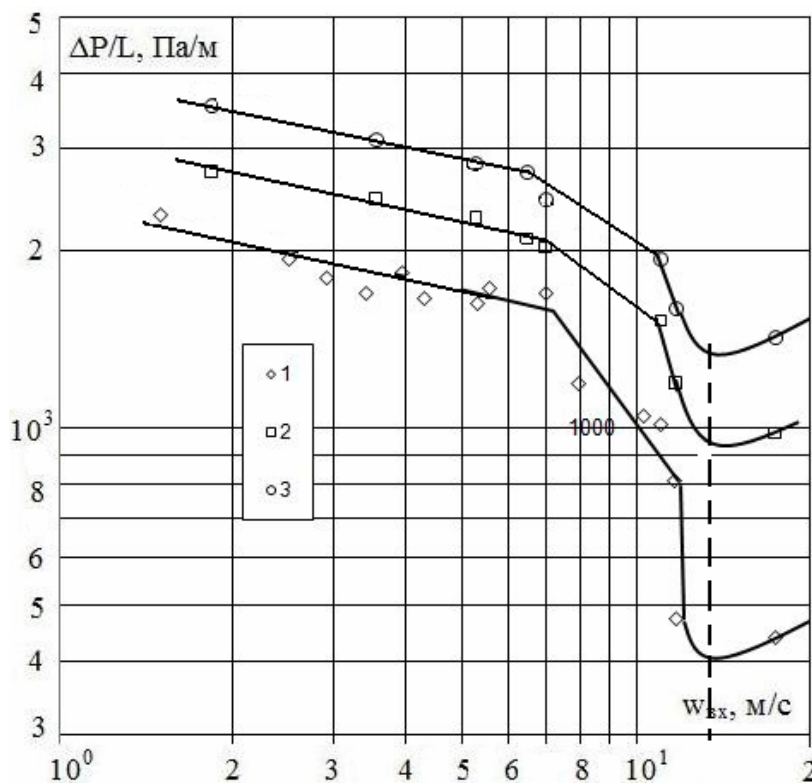


Рис. 2. Зависимость продольного среднего градиента полных потерь давления от приведенной скорости воздуха при $d_{mp} = 0,017 \text{ м}$, $d_{ui} = 5,4 \text{ мм}$:
 1 – $Q_m = 8,99 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; 2 – $6,56 \cdot 10^{-5}$; 3 – $2,1 \cdot 10^{-4}$

В результате исследования распределения температуры барботажного слоя по высоте рабочего участка было получено, что процесс тепломассообмена наиболее интенсивно протекает в нижней части барботажного слоя (вблизи шайбы).

Для анализа процесса передачи теплоты в рабочем канале измерялись температуры в различных точках поперечного сечения канала (в центре двухфазного потока, возле стенки рабочего канала и посередине радиуса между центром и стенкой канала, рис. 3). Из рис. 3 видно, что с увеличением плотности орошения неравномерность температур по сечению канала возрастает, однако она очень быстро сглаживается по ходу течения как при малых, так и при больших значениях плотности орошения. При этом активная зона теплового взаимодействия фаз находится непосредственно над шайбой, а ее протяженность составляет всего несколько десятков мм. Это означает, что процесс передачи теплоты от парогазовой среды к жидкости протекает очень интенсивно и может быть охарактеризован изменением температуры стенки канала в условиях адиабатности с окружающей средой.

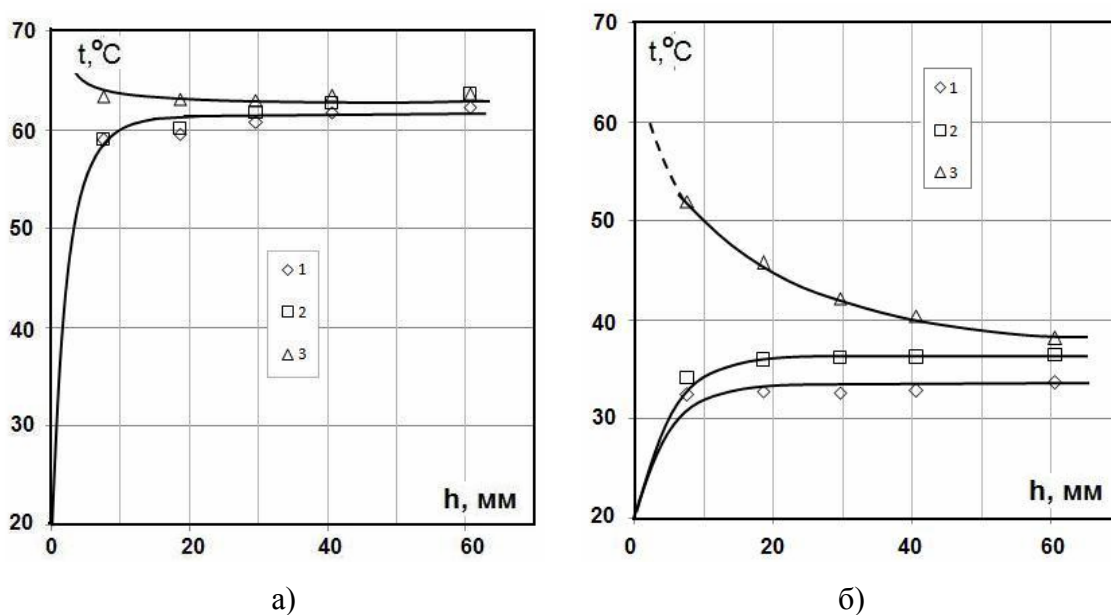


Рис. 3. Распределение температуры барботажного потока по высоте рабочего участка при $d_{mp} = 0,035$ м; $d_{ш} = 5,4$ мм; $t_l = 104$ °С; $w_{см} = 2,1$ м/с; $\varphi = 30$ %:
1 – на стенке; 2 – между центром потока и стенкой;
3 – в центре потока: а) $Q_m = 9,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с; б) $Q_m = 1,135 \cdot 10^{-4}$ м²/с

В связи с этим в дальнейших исследованиях измерялась только температура стенки рабочего канала на различной его высоте.

На рис. 4 приведены температурные характеристики рабочего канала при различных значениях плотности орошения, скорости парогазовой смеси на входе в канал и объемного расходного паросодержания исходной парогазовой смеси. Видно, что приведенные

кривые имеют одинаковый качественный характер и подтверждают ранее сделанный вывод в широком диапазоне режимных параметров. Видно также, что температура нагретой жидкости возрастает с увеличением скорости смеси, ее паросодержания и с уменьшением плотности орошения. Однако при уменьшении плотности орошения ниже некоторого предела (точки 1, 2, 3 на рис. 4а) температура нагретой воды практически не изменяется, что свидетельствует о существовании некоторой предельной температуры нагрева воды.

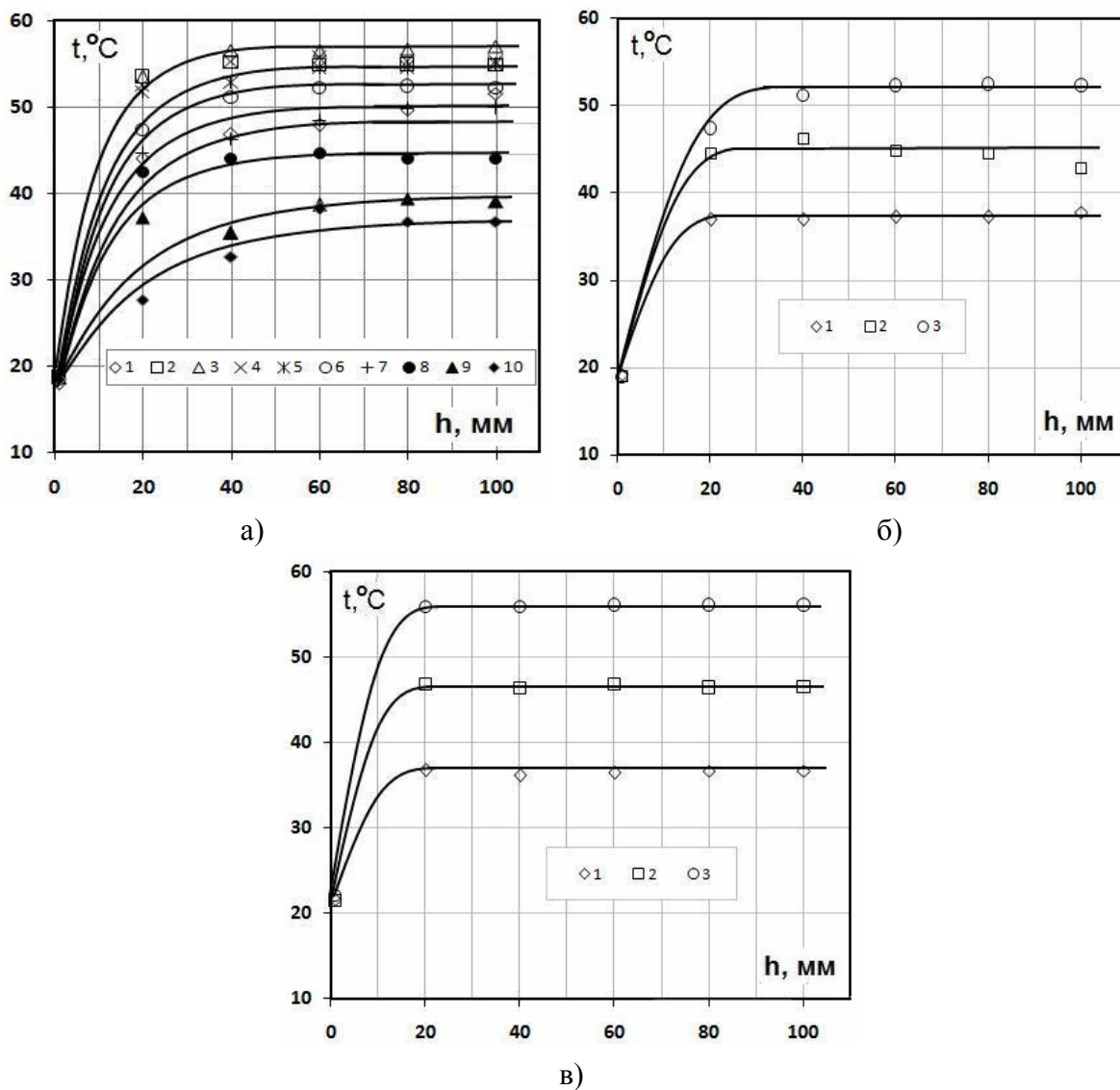


Рис. 4. Распределение температуры барботажного слоя по высоте рабочего участка для $d_{mp} = 0,023 \text{ м}$; $d_{uu} = 5,4 \text{ мм}$; $t_l = 104 \text{ }^\circ\text{C}$: а) при различных плотностях орошения для $w_{см} = 12 \text{ м/с}$; $\varphi = 20\%$: 1 – $Q_m = 6,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; 2 – $1,21 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 3 – $1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 4 – $2,35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 5 – $2,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 6 – $4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 7 – $8,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; 8 – $1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 9 – $1,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 10 – $1,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; б) при различных значениях скорости парогазовой смеси для $Q_m = 4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, $\varphi = 20\%$: 1 – $w_{см} = 4 \text{ м/с}$; 2 – 6 м/с ; 3 – 12 м/с ; в) при различных значениях начального паросодержания смеси для $w_{см} = 6 \text{ м/с}$, $Q_m = 4,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$: 1 – $\varphi = 10\%$; 2 – 20% ; 3 – 30%

В связи с этим на рис. 5 установленная температура нагрева воды представлена в виде явной зависимости от плотности орошения при различных значениях скорости парогазовой смеси на входе в канал (рис. 5а) и паросодержания смеси (рис. 5б). На графиках четко видна предельная температура нагрева воды, достигаемая при уменьшении плотности орошения, причем эта предельная температура не зависит от скорости парогазовой смеси и возрастает с увеличением исходного паросодержания смеси. Известно, что существование этой температуры связано с условиями массообмена на поверхности раздела фаз при достижении температуры мокрого термометра, при которой начинается обратный процесс – процесс испарения жидкости. Зависимость предельной температуры нагрева воды от паросодержания смеси представлена на рис. 6 и сопоставлена с соответствующими данными для других схем движения контактирующих сред.

Как видно из рис. 6, значение предельной температуры нагрева воды всего на 3...4 °С ниже соответствующего значения предельной температуры для противоточной схемы по данным И.З. Аронова [1] и превышает предельную температуру при восходящем прямотоке примерно на 3 °С.

Полученная зависимость для предельной температуры нагрева воды описывается формулой

$$t_{ж}^{np} = 24,6\varphi^{0,28} \quad (1)$$

и может быть использована в практических расчетах.

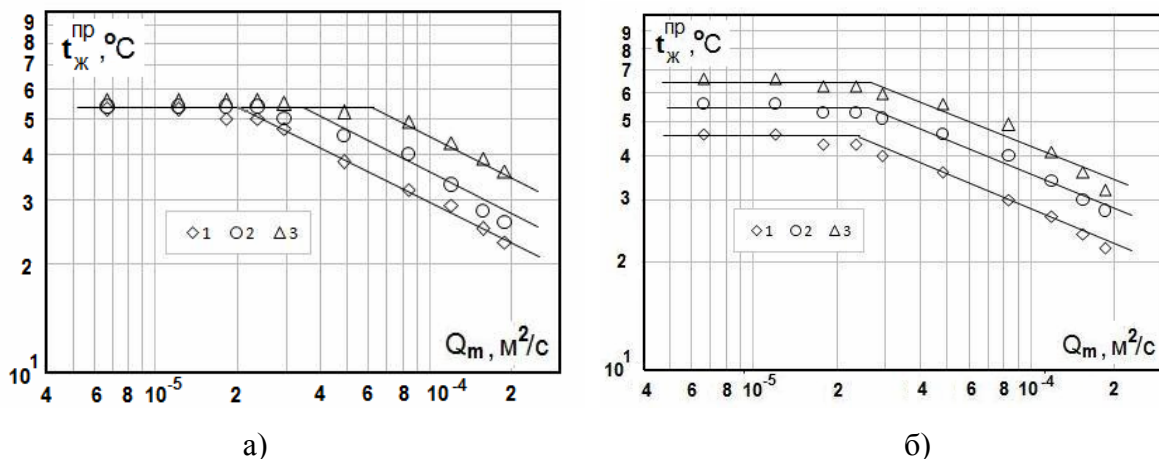


Рис. 5. Предельная температура подогрева воды при различных:
 а) скоростях парогазовой смеси при $\varphi = 20\%$:
 1 – $w_{см} = 4$ м/с; 2 – $w_{см} = 6$ м/с; 3 – $w_{см} = 12$ м/с;
 б) начальных паросодержаниях смеси при $w_{см} = 6$ м/с:
 1 – $\varphi = 10\%$; 2 – 20% ; 3 – 30%

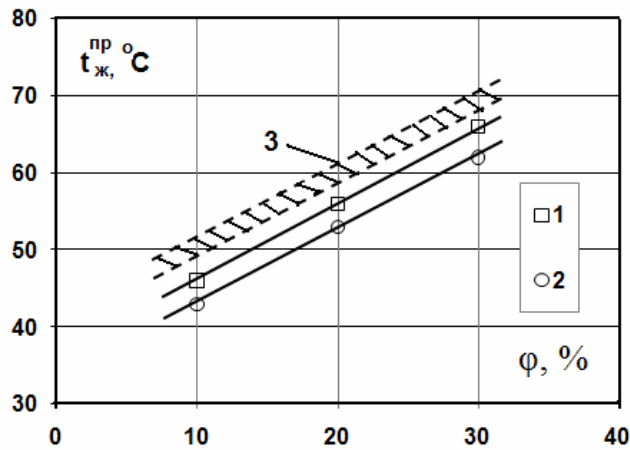


Рис. 6. Зависимость предельной температуры контактного нагрева воды от начального паросодержания смеси:
 1 – проточный барботажный слой; 2 – восходящий прямоток [4];
 3 – противоток для продуктов сгорания природного газа по данным И.З. Аронова [1]

Предельная плотность орошения, при которой жидкость нагревается до предельной температуры, соответствует точке излома линий на рис. 5 и возрастает как с увеличением скорости парогазовой смеси, так и начального паросодержания, что в явном виде отображено на рис. 7.

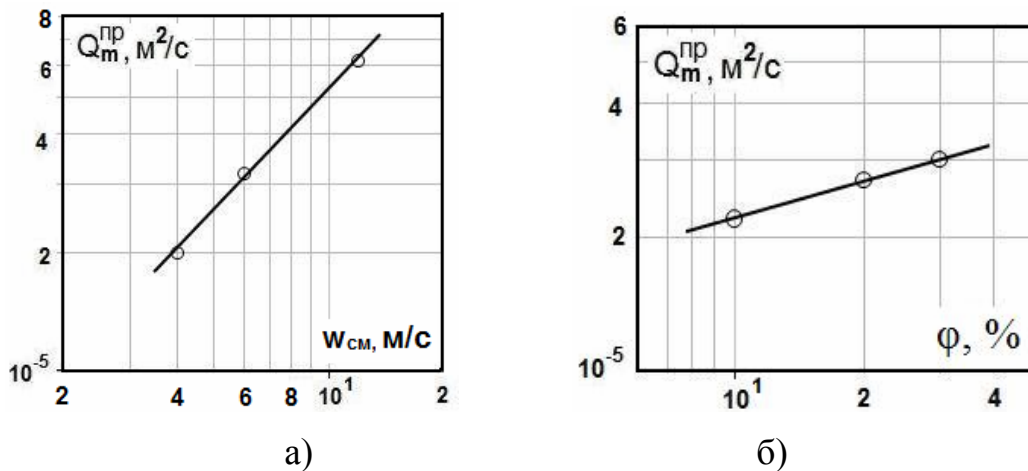


Рис. 7. Зависимость предельной плотности орошения:
 а) от скорости парогазовой смеси;
 б) от начального паросодержания смеси

Для определения значения предельной плотности орошения на основании полученных экспериментальных данных может быть использовано следующее уравнение

$$Q_m^{np} = 0,67 \cdot 10^{-5} \cdot w_{см}^{1,1} \cdot \varphi^{0,32}, \quad (2)$$

которое справедливо для данного диапазона изменения параметров: $w_{см} = 4 \div 12$ м/с, $\varphi = 10 \div 30$ %.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что температуры сухого и мокрого термометров на выходе из рабочего канала после сепаратора повторяют зависимости на рис. 6 и практически равны между собой. Это свидетельствует о том, что парогазовая смесь на выходе из рабочего канала находится на линии насыщения и соответствует относительному паросодержанию влажного воздуха на диаграмме $h-d$, равному 100 %. Принимая, по опытным данным, что температура парогазовой смеси на выходе из рабочего канала равна температуре нагретой воды, из $h-d$ диаграммы влажного воздуха на линии, соответствующей относительному паросодержанию влажного воздуха 100 %, можно получить зависимость между конечным влагосодержанием d_2 смеси и известной предельной температурой воды, определяемой по формуле (1). Эта зависимость имеет вид:

$$d_2 = 1,78 \cdot 10^{-5} (t_{жс}^{np})^{2,15} \quad (3)$$

и соответствует известной зависимости влагосодержания от парциального давления водяных паров на линии насыщения

$$d = 0,622 \frac{P_n}{B - P_n},$$

где P_n – парциальное давление водяных паров; B – барометрическое давление.

Определив предельную температуру нагрева воды в зависимости от начального паросодержания смеси (уравнение 1), соответствующее ей значение предельной плотности орошения при заданных $w_{см}$ и φ (уравнение 2), а также параметры (температуру и влагосодержание) парогазовой смеси на выходе из рабочего участка (уравнение 3), можно рассчитать максимальную тепловую производительность рабочего элемента (трубки заданного внутреннего диаметра $d_{вн}$) контактного аппарата при условии нагрева воды до предельной температуры. При этом имеем:

$$Q_{max} = G_г c_г (t_{жс}^{np} - t_1) + G_к c_к t_{жс}^{np} = \pi d_{вн} Q_m^{np} c_г (t_{np} - t_1) + G_{с.г.} (d_1 - d_2) c_к t_{жс}^{np}, \quad (4)$$

где $G_г, c_г$ – массовый расход и теплоемкость подаваемой воды; $t_{жс}^{np}, t_1$ – предельная температура нагрева воды и температура воды на входе соответственно; $G_к = G_{с.г.} (d_1 - d_2)$ – количество конденсата; $c_к$ – теплоемкость конденсата; $G_{с.г.}$ – массовый расход сухого газа; d_1, d_2 – начальное и конечное влагосодержание газа.

Зная максимальную тепловую нагрузку со стороны нагреваемой воды, из уравнения теплового потока со стороны охлаждаемой парогазовой смеси

$$\begin{aligned} Q &= G_{c.z.} c_{c.z.1} t_1 + G_{n.1} (r + c_n t_1) - G_{c.z.} c_{c.z.2} t_2 - G_{n.2} (r + c_n t_2) = \\ &= G_{c.z.} c_{c.z.} (t_1 - t_2) + G_k (r + c_n t_2) + G_{n.1} c_n (t_1 - t_2) \end{aligned} \quad (5)$$

(где $G_{c.z.}$ – массовый расход сухого газа; $c_{c.z.1}, c_{c.z.2}$ – теплоемкость сухого газа на входе и выходе; c_n – теплоемкость пара; t_1, t_2 – температура парогазовой смеси на входе и выходе; $G_{n.1}, G_{n.2}$ – расход пара в смеси на входе и выходе; $G_k = G_{c.z.} (d_1 - d_2)$ – количество конденсата) можно рассчитать максимальную расходную нагрузку на рабочий элемент (трубку) контактного утилизатора теплоты и проверить ранее принятую скорость парогазовой смеси на входе в рабочий канал.

Выводы

1. Результаты исследований показали, что процесс тепломассообмена наиболее интенсивно протекает в нижней части барботажного слоя (вблизи шайбы). Выравнивание температур газа и жидкости происходит на высоте 60...100 мм.

2. Экспериментально установлено значение предельной температуры нагрева воды, которое в зависимости от исходного паросодержания парогазовой смеси может быть рассчитано по уравнению (1).

3. Получено уравнение (2), позволяющее рассчитать предельную плотность орошения, при которой жидкость нагревается до предельной температуры.

4. Полученные предельные характеристики проточного барботажного слоя могут быть использованы для расчета максимальной удельной теплопроизводительности контактного аппарата-утилизатора теплоты парогазовых смесей.

Список литературы

1. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа / Аронов И. З. – Л. : Недра, 1990. – 280 с.

2. Деклараційний патент на корисну модель 22852 України, МПК F24H 6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. Власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". – № u2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007., Бюл. № 5.

3. Безродный М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 2. – С. 27–33.

4. Безродный М. К. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30.

Рукопись поступила 01.10.2009 г.