

тактной ступени могут быть использованы при расчете и проектировании роторных бесприводных массообменных аппаратов.

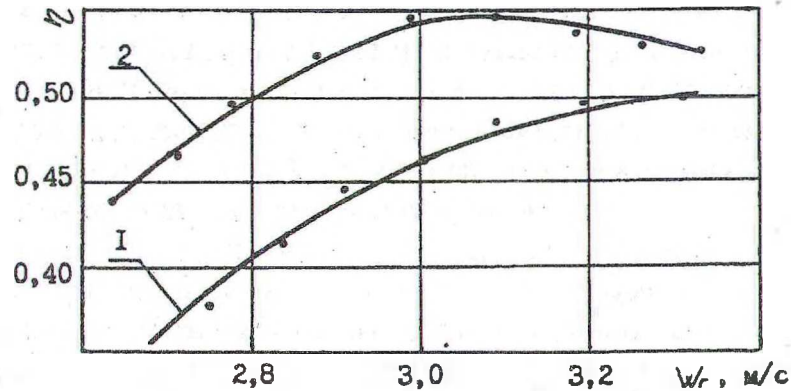


Рис. 2. Зависимость эффективности массообмена от скорости газа для различных диаметров аппарата

1 – $D_A = 145$ мм; 2 – 240 мм; $q = 0,6$ кг/(с.м²); $\mu_{ж} = 1$ мПа·с

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. № 1879, В 01 D 3/30. Роторный дисперсионно-пленочный массообменный аппарат / А. И. Ершов, А. А. Боровик, В. А. Марков (РБ) – 1090; Заявлено 23.12.93; Оpubл. 15.05.97 г. – 3 с.
2. Боровик А. А., Ершов А. И. Исследование рабочих характеристик роторного дисперсионно-пленочного массообменного аппарата // Труды БГТУ. Сер. III – Мн., 1994. – Вып. 2. С. 83-88.
3. Рамм В. М. Абсорбция газов. – М.: Химия, 1976. – 655 с.

УДК 66. 048. 541

А. И. Ершов, профессор;
Ю. П. Лунчук, инженер

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В СЕКЦИОНИРОВАННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВАХ С ПЛОСКООВАЛЬНЫМИ ТРУБАМИ

The results of experimental research of exchange intensity apparatus with horizontal profiling heaters are given. The dependence of specific heat loading q and coefficient of heat transmission K upon driving forces of the exchange process has been received Δt .

В химической и смежных с ней отраслях промышленности при аппаратурном оформлении реакционных, тепломассообменных и дру-

гих процессов широко используются рекуперативные нагревательные устройства, устанавливаемые в аппаратах в виде змеевиков и трубных пучков вертикального и горизонтального исполнения, располагаемых непосредственно в кипящих средах. При этом интенсивность теплообмена между теплоносителем и рабочей средой определяется многими факторами, из которых важное значение играют возникающие конвективные токи, направление и скорость которых существенно зависят от формы самих нагревательных устройств и их расположения в рабочей зоне. Согласно исследованиям и накопленному опыту, встроенные змеевики и горизонтальные трубные пучки не обеспечивают организованно-направленной циркуляции среды, в результате чего значение коэффициентов теплоотдачи в рядах труб и витков не одинаковое, что существенно затрудняет тепловые расчеты при проектировании и отрицательно сказывается на качестве перерабатываемых веществ. В вертикальных же трубах циркуляция заметно возрастает с увеличением их длины, что, в свою очередь, также ведет к неравномерности теплопередачи вдоль стенки из-за возникновения гидростатического эффекта, особенно при проведении процессов под вакуумом. На основании вышеизложенного до сих пор актуальным остается вопрос поиска новых технических решений, обеспечивающих оптимальные условия теплообмена во взаимодействующих технологических средах при температуре их кипения.

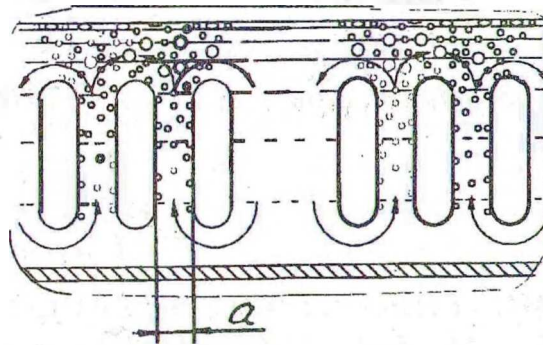


Рис. 1. Механизм циркуляции жидкости у теплообменных поверхностей

По нашему мнению, перспективными конструктивными решениями для этих целей могут быть секционированные рекуперативные нагревательные устройства с трубами плоскоооальной формы [1], располагаемые горизонтально и секционированно (рис.1). Благодаря секционированному расположению у наружной поверхности плоскоооальных труб неизбежно возникает организованный контур циркуля-

ции кипящей среды вместе с образующимися пузырьками пара в зазорах между трубами вверх, а в зазорах между секциями вниз из-за существенной разницы плотностей восходящего и нисходящего потоков. Последнее обусловлено тем, что поверхность теплообмена, приходящаяся на единицу объема воспринимающей среды, в зазорах между элементами больше, чем в зазорах между секциями.

Разработка методики расчета таких теплообменных устройств потребовала проведения исследований, которые осуществлялись авторами на специально созданной лабораторной установке (рис.2), включающей в себя: исследуемый теплообменник 1, сепаратор вторичного пара 2, подогреватель жидкости 5, конденсатор вторичного пара 3, мерную емкость конденсата, образующегося при конденсации пара 4, емкость для жидкости 6, ресивер 7, вакуумный насос 8, потенциометр КСП-4 9.

На первоначальной стадии изучалась зависимость теплотехнических характеристик от геометрических размеров и расположения плоскоовальных труб в секциях теплообменных устройств, а также от величины движущей силы процесса, т.е. разности температур греющего пара и кипящей жидкости.

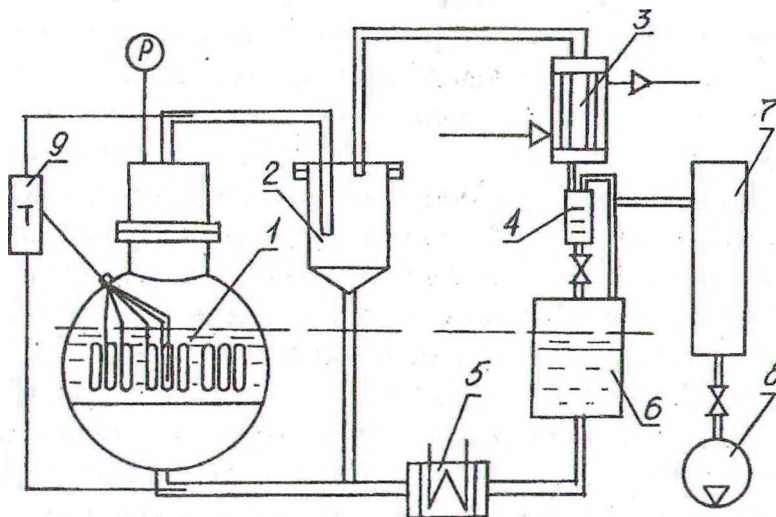


Рис. 2. Схема лабораторной установки

При проведении опытов насыщенный греющий пар направлялся во внутреннее пространство плоскоовальных труб, где, отдавая через стенку тепло кипящей жидкости, он конденсировался. При этом давление греющего пара и, следовательно, его температура регулировались вентилем и фиксировались манометром. Жидкость, поступающая в межтрубное пространство теплообменного устройства, находилась на постоянном уровне и предварительно подогревалась в теплообменнике 5 до температуры кипения. Образующийся при кипении вторичный пар, проходя через сепаратор 2 для отделения капель жидкости, увлекаемых из зоны кипения, поступал в конденсатор 3, где конденсировался и сливался в мерную емкость 4. Опыты проводились на моделях теплообменных устройств с медными плоскоовальными трубами, эквивалентный диаметр которых составлял 0.12 м, и 0.18 м, а поверхность теплообмена равнялась 0.1 м² и 0.17 м² в одной трехэлементной секции, 0.51 м² и 0.92 м² в трех трехэлементных секциях. Греющим агентом являлся насыщенный водяной пар, а кипящей жидкостью – водопроводная вода. При этом давление в зоне кипения поддерживалось атмосферным, давление же греющего пара изменялось от 0.12 до 0.25 МПа, в результате чего менялась и разность температур от 6 до 30° С. Во время опытов замерялись температура и давление греющего и вторичного паров, температура кипящей жидкости, количество конденсата вторичного пара и температура стенок труб с помощью хромель-копелевых термопар, заделанных с наружной стороны стенок по их длине. Учитывая высокую теплопроводность медной стенки и ее малую толщину (~1 мм), разность температур наружной и внутренней поверхностей стенки при исследованных удельных тепловых нагрузках составляла не более 0.2° С, что позволяло принимать с достаточным приближением температуру стенок труб по показаниям термопар. Их значение непрерывно фиксировалось с помощью двенадцатичасового потенциометра КСП-4. Все результаты замеров использовались при обработке экспериментальных данных для расчета удельной тепловой нагрузки q , коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи K , удельного паросъема W и последующего получения функциональных зависимостей $q = f(\Delta t)$, $K = f(\Delta t)$ и др.

Визуальными наблюдениями установлено, что жидкость кипит во всем объеме межтрубного пространства и обеспечивается организованный контур ее циркуляции в секциях, интенсивность которой зависит от расстояния между элементами, их высоты и от движущей силы процесса, о чем свидетельствуют графические зависимости (рис 3). Установлено также, что с изменением разности температур меняется и

режим кипения. Минимально допустимая полезная разность температур, обеспечивающая стабильный процесс кипения жидкости, равняется $9 \div 10^\circ$. При движущей силе $\Delta T = 10 \div 25^\circ$ наблюдается режим пузырькового (ядерного) кипения, при котором с увеличением разности температур возрастают значения коэффициента теплопередачи и удельной тепловой нагрузки. Дальнейшее увеличение температурного напора $> 25^\circ$ приводит к снижению удельной тепловой нагрузки, что свидетельствует о "кризисе" кипения, соответствующему переходу пузырькового кипения в пленочное [2].

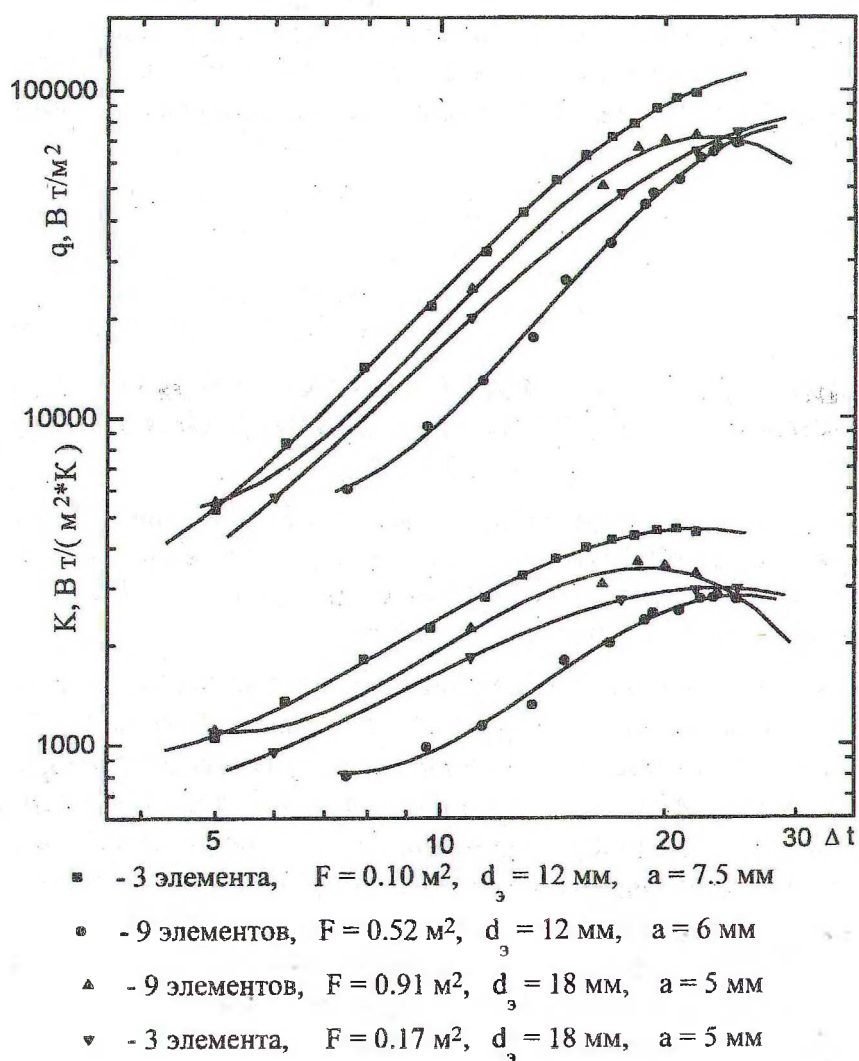


Рис. 3. Зависимость удельной тепловой нагрузки q и коэффициента теплопередачи K от движущей силы процесса теплопередачи Δt .

В целом результаты данной стадии исследований свидетельствуют о сохранении общих физических закономерностей, установленных для тепловых процессов при кипении жидкостей [3], и тем самым подтверждают корректность постановки опытов и возможность их использования при инженерных расчетах и проектировании теплообменных устройств подобной конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трубы стальные фасонного профиля. ГОСТы. – М.: Издательство стандартов, 1974. - С. 55–65.
2. Сенеш Э., Надабан П. Процессы выпаривания в пищевых производствах. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – С. 13–73.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1973.

УДК 676

А. А. Губарев, асп.;
Г. М. Горский, д. т. н., проф.

ВЛИЯНИЕ pH МАССЫ И РАСХОДА СЕРНОКИСЛОГО АЛЮМИНИЯ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА БУМАГИ

The influence of pH-value and addition of aluminum sulfate on a physico-mechanical properties of paper with using of glue composition TMVS-2N was studied. It was shown that properties of the paper depend from this technological parameters.

Развитие бумажного и картонного производства диктует необходимость перевода процесса проклейки бумаги из кислой области в нейтральную. Это позволяет сократить расходы гидрофобизирующего вещества и коагулянта; снизить коррозию оборудования и трубопроводов; уменьшить пенообразование в подсеточной части бумагоделательной машины; повысить белизну и долговечность бумаги за счет возможности использования в качестве наполнителя карбоната кальция; увеличить степень удержания клеевых частиц и наполнителя.

Для осаждения и фиксации клеевых частиц на волокне в основном используются соединения алюминия в виде сернокислого алюминия, алюмокалиевых, натриевых и аммонийных квасцов и алюмината натрия [1]. Кроме того, соединения алюминия оказывают существенное влияние на прочностные показатели бумажного полотна [2, 3].