

$$K = \frac{a}{a'},$$

(12,

где a - УПКФ, рассчитанная по формуле (11) на основании обработки осциллограмм; a' - УПКФ, определенная по методу [2].

По полученным значениям K вполне возможно уточнить функцию распределения газовых включений по размерам для реальных пузырей, форма которых отличается от сферической (рис.3, кривая 3).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бурдуков А.П., Кашинский О.Н. Диагностика основных турбулентных характеристик двухфазных потоков // Журн. прикл. механики и теорет. физики. 1979, №4. С.65-73.
2. Рабко А.Е., Ершов А.И. Исследование структуры газожидкостных потоков в массообменных контактных устройствах барботажного типа // Химия и химическая технология. 1988, Вып.2. С.92-98.
3. Рабко А.Е., Ершов А.И. Определение параметров газовой фазы в барботажном слое массообменных контактных устройств // Труды Белорусского технологического института. 1993, Вып.1. С.60-64.
4. R.A.Harringe, M.R.Davis. Structural development of gas-liquid mixture flows // J.Fluid Mech., 1976, V.73, part 1, P.97-123

УДК 66.015.23.66.048

А.А.Боровик, асп.;

А.И.Ершов, профессор

ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ДИСПЕРСИОННО-ПЛЁНОЧНОГО МАССОБМЕННОГО АППАРАТА

The results of complex investigation of hidrodinamic and mass-transfer characteristics of rotative dispersive-film mass-transfer apparatus are given.

В настоящей статье приводятся результаты исследования гидродинамических и массообменных характеристик роторного дисперсионно-плёночного массообменного аппарата, в котором энергия движения газового потока используется для вращения ротора, диспергации и сепарации жидкой фазы, что позволяет отказаться от установки внешнего привода и применять такие аппараты в специфических условиях (например, для очистки природного газа при выходе из скважин и т.д.).

С целью преобразования поступательного движения газа во вращательное движение ротора на валу установлено вентиляторное колесо с жёстко закреплёнными разгонными дисками, которые снабжены прямыми лопатками, предназначенными для диспергирования и сепарации жидкой фазы.

Исследования проводились на экспериментальной установке, включающей в себя модель роторного дисперсионно-плёночного массообменного аппарата, газодувку с воздухопроводами, насос с системой трубопроводов и баком для жидкости, объёмный сепаратор, вспомогательное оборудование и измерительные приборы. Главной задачей исследований входило установление диапазона устойчивой работы новой конструкции, который определяется величиной брызгоуноса, гидравлического сопротивления, частотой вращения ротора и эффективностью массообмена. В опытах применялись две жидкости с разными физическими свойствами: вода с вязкостью 1 мПа·с и раствор глицерина с вязкостью 76 мПа·с.

На первоначальном этапе изучался брызгоунос жидкости газовым потоком в зависимости от расходных характеристик каждой из фаз. При этом определялась величина относительного уноса жидкости, рассчитываемая по формуле

$$\Phi = L_y / L, \quad (1)$$

где L_y - количество унесённой жидкости, кг/с; L - количество поступающей в аппарат жидкости, кг/с.

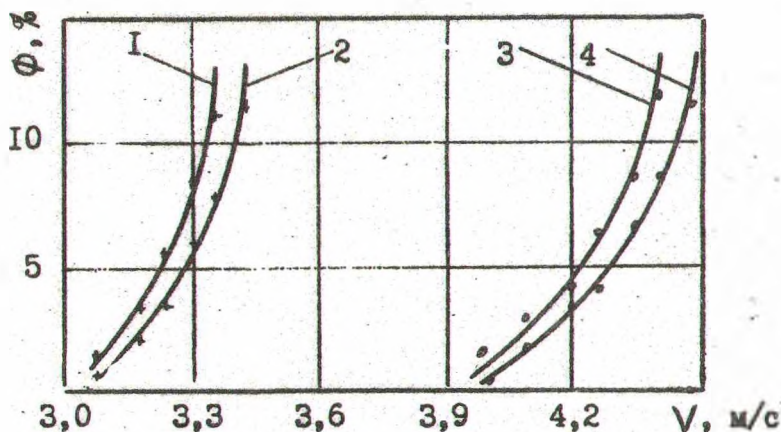


Рис. 1. Зависимость брызгоуноса от скорости газа:
 (1 мПа·с) 1 - $L=50$ кг/ч; 2 - $L=110$ кг/ч;
 (76 мПа·с) 3 - $L=50$ кг/ч; 4 - $L=110$ кг/ч

При обработке опытных данных нами установлено, что для системы вода-воздух при скорости газа по сечению аппарата 3,35 м/с величина относительного уноса приближается к 10%, а для системы раствор глицерина-воздух величина относительного брызгоуноса 10% достигается при скорости газа 4,4 м/с по сечению аппарата. Следовательно, данные скорости можно принять за предельно допустимые нагрузки по газовой фазе. Результаты исследований по брызгоуносу представлены на рис.1.

На втором этапе устанавливалась зависимость гидравлического сопротивления одной контактной ступени от скорости газа и расхода жидкости. Полученные результаты представлены на рис.2. Согласно приведенному графику, в диапазоне устойчивой работы, т.е. при скоростях газа от 2,0 м/с до 3,35 м/с на сечение аппарата для системы вода-воздух и от 2,0 м/с до 4,4 м/с для системы раствор глицерина-воздух, потери напора не превышают 150 Па.

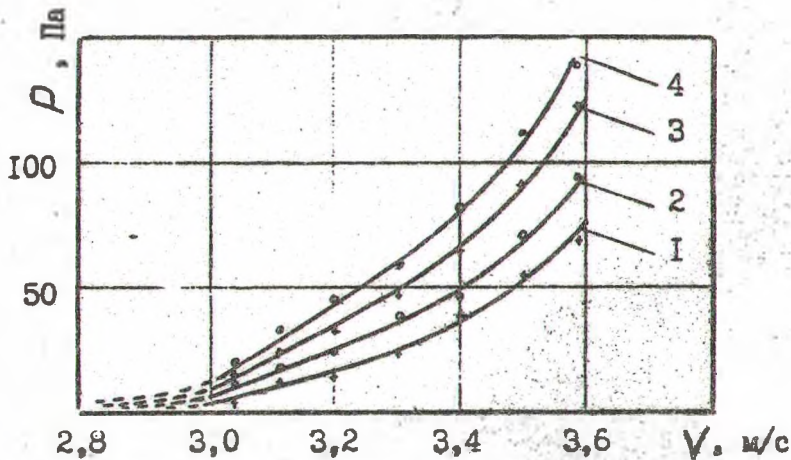


Рис.2. Влияние скорости газа на величину потерь:
 (1 мПахс) 1 - $L=50$ кг/ч; 3 - 110 кг/ч;
 (76 мПахс) 2 - $L=50$ кг/ч; 4 - 110 кг/ч

При изучении влияния нагрузок по газу и жидкости на числа оборотов ротора применялся стробоскопический способ измерения частоты вращения вала. Путём изменения частоты вспышек стробоскопа удавалось "остановить ротор", следовательно, в этот момент времени частота вращения ротора равнялась частоте вспышек стробоскопа.

Установлено, что число оборотов ротора сильно зависит от скорости газа и расхода жидкости. В частности, с повышением скорости

газа увеличивается динамическое давление на лопасти, что приводит к возрастанию числа оборотов ротора.

С другой стороны, при увеличении подачи жидкости на диспергирующий диск возрастает масса и, следовательно, инерция раскручиваемой среды, что приводит к заметному снижению числа оборотов. Результаты представлены на рис.3.

При исследовании массообменных характеристик контактной ступени аппарата её эффективность, или КПД, определялась как отношение прироста влагосодержания в результате взаимодействия газа с жидкостью к максимально возможному приросту влагосодержания при температуре воздуха в помещении:

$$E = (X_{\text{вых}} - X_{\text{вх}})/(X_{\text{вых}^*} - X_{\text{вх}}), \quad (2)$$

где $X_{\text{вх}}$ - влагосодержание входящего в аппарат воздуха, кг/кг; X - влагосодержание выходящего из аппарата воздуха, кг/кг; $X_{\text{вых}^*}$ - равновесное влагосодержание воздуха на выходе из аппарата, кг/кг.

Полученные результаты представлены на рис.4.

Согласно рис.4, с увеличением нагрузок по газу эффективность массообмена возрастает. Данный эффект можно объяснить тем, что с возрастанием скорости газа увеличивается частота вращения ротора, а следовательно, улучшается диспергирование жидкости, что приводит к увеличению площади межфазной поверхности и интенсификации массообмена.

Вместе с тем из рис.4 видно, что в области повышенных расходов жидкости происходит снижение эффективности массообмена из-за увеличения инерционности ротора и ухудшения диспергаии жидкой фазы. На основании этих результатов можно выделить условный предел нагрузки по жидкой фазе $L/G=0,9$, выше которого процесс массообмена замедляется.

Следует отметить, что эффективность контактной ступени в рабочем диапазоне не ниже 40% не уступает КПД статических контактных устройств [1] и сопоставима с КПД роторных аппаратов с внешним приводом [2].

Таким образом, в результате проведенных исследований для данной конструкции роторного дисперсионно-плёночного массообменного аппарата получены следующие результаты:

- 1) установлена зависимость брызгоуноса от скорости газа и расхода жидкости, согласно которой верхний предел нагрузок по газовой

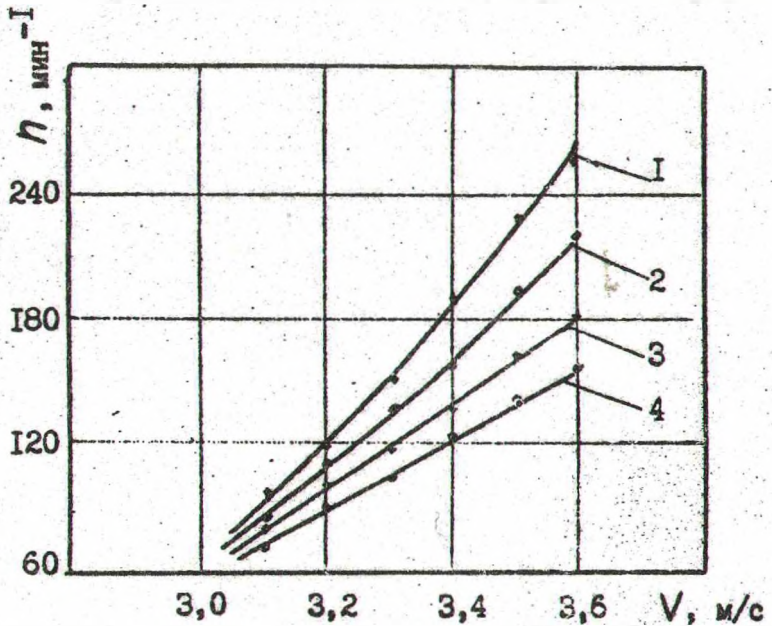


Рис.3. Влияние скорости газа на число оборотов ротора:
 (1 мПахе) 1 - 50 кг/ч; 3 - 110 кг/ч;
 (76 мПахе) 2 - 50 кг/ч; 4 - 110 кг/ч

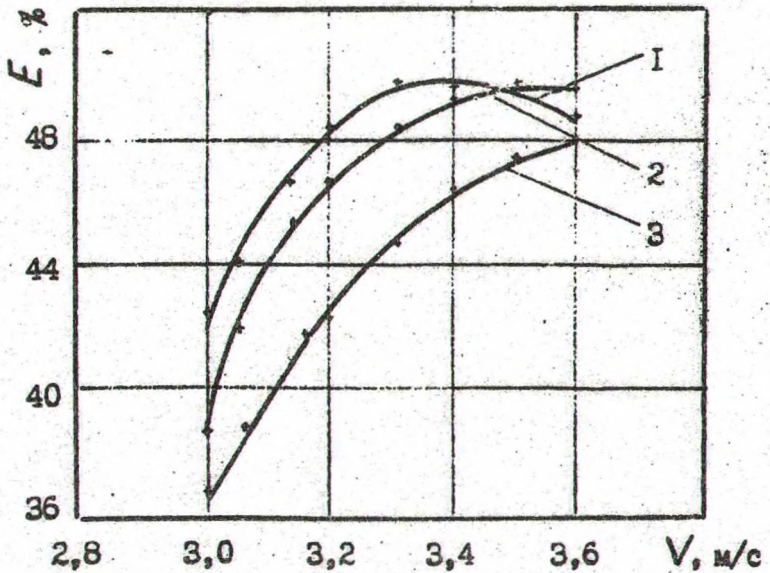


Рис.4. Зависимость КПД ступени контакта от скорости газа:
 (1 мПахе) 1 - 50 кг/ч; 2 - 110 кг/ч; 3 - 17- кг/ч

фаза равен 3,35 м/с на сечение аппарата для системы вода-воздух и 4,4 м/с для системы раствор глицерина-воздух.

- 2) получена зависимость потерь напора от режимных параметров, из которой следует, что гидравлическое сопротивление контактной ступени при рабочих скоростях газа не превышает 150 Па.
- 3) определена зависимость частоты вращения ротора от скоростей газа и расходов жидкой фазы
- 4) установлена эффективность контактной ступени в зависимости от режимных параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пленочная тепло- и массообменная аппаратура/В.М.Олевский, В.Н.Ручинский, А.М.Кашников, В.И.Чернышёв.-М.:Химия,1988.
2. Олевский В.И., Ручинский В.Р. Роторно-плёночные тепло- и массообменные аппараты. - М: Химия, 1977.

УДК 532.54

А.В.Жлобич, доцент;

Е.С.Санкович, ст.преп.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЛОСКООВАЛЬНОЙ ТРУБКИ С УЧЕТОМ ЕЕ НАЧАЛЬНОГО УЧАСТКА

The hydraulic resistance and the pressure losses of the short tube of rectangular section with aspect ratio 5,5:1 are analysed. The scheme of the experimental plant is described. The data of some flow measurements for the Reynolds numbers region equal to 750-7000 are obtained.

В различных технологических устройствах и компактных теплообменных аппаратах широко и пользуются короткими трубопроводами, каналы с некруглой формой поперечного сечения. Ряд факторов создает специфику движения жидкости в каналах такого вида, однако при расчете гидросопротивления и теплообмена роль этих факторов зачастую не удается оценить количественно.

Как пример, обратимся к трубкам сердцевин радиаторов мобильных машин [1]. Так, на самосвалах БелАЗ в практическом отношении актуальны вопросы гидравлического сопротивления плоскоовальных цельнотянутых трубок размером $17 \times 3,5 \times 0,25$ мм в поперечном сечении. Канал трубки характеризуется соотношением сторон 5,5:1 и эквивалентным диаметром $d_э = 5,22$ мм. При длине трубки $l = 750$ мм относительная длина канала $\bar{l} = 14$.