

УДК 621.928.38

В. А. Марков, А. М. Волк, А. И. Ершов

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТТОКА ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ
В СТЕНКЕ ПРЯМОТОЧНО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЭЛЕМЕНТА

Представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований характеристик, оказывающих влияние на отток жидкой фазы при ее сепарации из закрученного газожидкостного потока в центробежных сепараторах. Получены зависимости для расчета коэффициента расхода и разности давлений на внутренней и внешней стороне стенки сепарационного устройства.

Известно [1], что для достижения высокой эффективности взаимодействия фаз в массообменных аппаратах с повышенными газовыми нагрузками необходимым условием является применение сепарационных устройств для отделения жидкой фазы из газожидкостной смеси. Их использование необходимо прежде всего для устранения межтарельчатого уноса жидкости, оказывающего негативное влияние на величину движущей силы процесса массопереноса. Кроме того, при разделении

фаз осуществляется дополнительный контакт между жидкостью и газом, способствующий улучшению массопередачи.

К сепарационным устройствам, удовлетворяющим требованиям наиболее полного отделения жидкости от газожидкостного потока, следует отнести конструкции, принцип работы которых основан на использовании центробежных сил, обусловленных вращением потока с помощью различных типов статических закручивателей [2]. К их числу относятся и центробежные сепарационные устройства, схематично представленные на рис. 1 и выполненные в виде цилиндрических патрубков 1 с лопастными

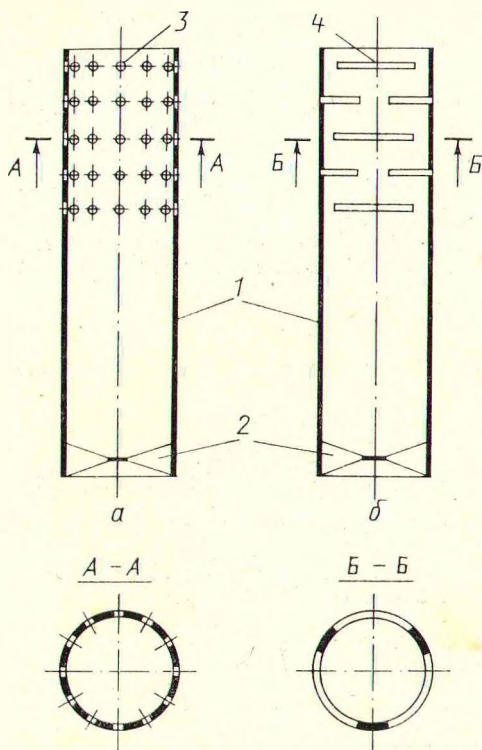
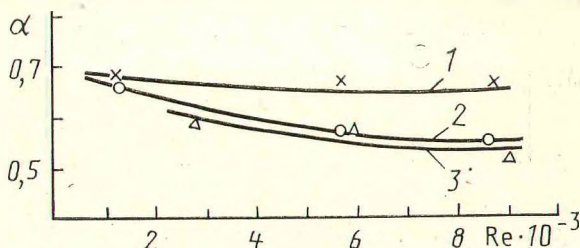


Рис. 1. Центробежные сепарационные элементы с круглыми отверстиями (а) и со щелями (б): 1 — цилиндрический патрубок; 2 — завихритель; 3 — круглые отверстия; 4 — щели

закручивателями 2 в нижней части и зоной сепарации в верхней. Закрученная газожидкостная смесь благодаря наличию центробежных сил разделяется в сепарационном элементе на газовый поток и жидкость, которая транспортируется газом в виде пленки по стенке патрубка вверх, где происходит отвод ее через круглые отверстия 3 (рис. 1, а) или через щели 4 (рис. 1, б). Вполне очевидно, что эффективность работы таких элементов будет зависеть от того, какое количество жидкости отсепа­рируется каждым рядом отверстий. Величина же оттока через отверстия

Рис. 2. Зависимость коэф­фициента расхода α от чис­ла Рейнольдса Re ($\beta = 30^\circ$):
1 — $d_0 = 6,5 \cdot 10^{-3}$ м; 2 —
 $d_0 = 2 \cdot 10^{-3}$ м (круглые от­верстия); 3 — $d_{\text{щ}} = 3,75 \times$
 $\times 10^{-3}$ (щели)



может быть рассчитана при известной разности давлений ΔP на внутренней и внешней стороне стенки элемента и известном коэффициенте расхода α . Нами на начальной стадии выполнены экспериментальные исследования по изучению влияния режимных и конструктивных параметров на коэффициент расхода, а также на разность давлений и в дальнейшем проведено сравнение опытных значений ΔP со значениями, полученными теоретически.

Определение коэффициента расхода жидкости через отверстия эле­мента для случая, когда жидкость транспортируется газом в виде закру­ченной пленки по внутренней стенке элемента, а отток происходит в направлении, перпендикулярном к движению пленки, затруднительно вследствие одновременного выхода из отверстий газа и жидкости. По­этому опыты проведены для закрученного потока жидкости без подачи газа. Для этого внутри элемента соосно вставлялся цилиндр меньшего диаметра с завихрителем в нижней части для закрутки жидкостного по­тока и по объему жидкости, вытекшей из отверстий, и разности давлений определялся коэффициент расхода. Опыты проведены на воде для эле­мента диаметром $50 \times 2,5$; ширина кольцевого канала составляла $2,5 \cdot 10^{-3}$ м; число лопаток завихрителя 12; угол наклона лопаток 30° . Отверстия были расположены от завихрителя на расстоянии, равном од­ному диаметру элемента.

Влияние скорости движения закрученного потока на коэффициент расхода показано на рис. 2. Из графика видно, что с ростом скорости жидкости в кольцевом канале наблюдается некоторое снижение α как для круглых отверстий, так и для щелей. В расчете чисел Рейнольдса (по оси абсцисс) определяющим геометрическим размером принят экви­валентный диаметр кольцевого канала; в качестве скорости — средняя скорость потока с учетом угла наклона лопаток завихрителя, т. е. $w = L/(S \sin \beta)$ (L — расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; S — площадь канала, м^2 ; β — угол наклона лопаток завихрителя, град).

Исследования по замеру разности давлений, обусловленной движени­ем закрученного газожидкостного потока, проведены на системе вода — воздух при изменении режимных и конструктивных параметров в пре­делах: среднерасходной скорости w_0 в элементе 10–20 м/с; плотности орошения $q = 0,12$ – $0,57$ кг/(м·с) (что соответствует числам Рейнольдса $Re_{\text{пл}} = 490$ – 2280); угла наклона лопастей завихрителя β 30– 60° ; отно­шении расстояния отверстий от завихрителя к внутреннему диаметру элемента $x/d = 1,3$ – $2,5$. Последний принят равным 0,045 м. Давление, оказываемое газожидкостным закрученным потоком, замерялось пьезо­метром; давление снаружи элемента — атмосферное.

Из рис. 3, где представлены результаты измерений, следует, что в принятом диапазоне отношений x/d заметного изменения ΔP не наблюдается, так же как при увеличении нагрузок по жидкости ($Re_{пл}$). Численные значения разности давлений для «сухого» элемента незначительно отличаются от орошаемого, следовательно, с небольшой погрешностью в расчетах можно принимать значения ΔP орошаемых элементов, как и для «сухих». Если учесть, что сепарационные элементы работают при сравнительно невысоких нагрузках по жидкости, то такое допущение вполне оправдано.

Результаты эксперимента аппроксимированы в виде зависимости

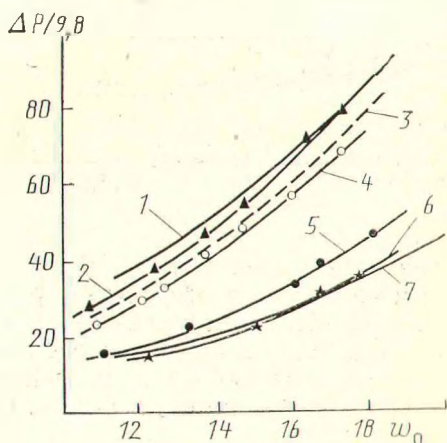


Рис. 3. Влияние газожидкостных нагрузок на разность давлений: 2 — $x/d = 1,5$, $Re_{пл} = 494,4$, $\beta = 30^\circ$; 3 — $1,9$; 0 и 30° ; 4 — $2,5$; $494,4$ и 45° ; 5 — $1,9$; $494,4$ и 45° ; 6 — $2,5$; $494,4$ и 45° . Расчетные значения по (12): $Re_{пл} = 0$, $x/d = 1,9$, $t = \beta = 30^\circ$; 7 — $\beta = 45^\circ$. $\Delta P / 9,8$, Н/м; ω_0 , м/с

разности давления от безразмерных комплексов величин, влияющих на ее значения:

$$\Delta P = \exp(A) Re^a Re_{пл}^b \left(\frac{x}{d} \right)^c, \text{ Па.} \quad (1)$$

Коэффициенты и показатели степени, входящие в формулу (1), представлены в таблице для разных β .

Среднее относительное отклонение расчетных по (1) и опытных значений ΔP не превышает 3,5% ($\beta = 30^\circ$), 20% ($\beta = 45^\circ$) и 15% ($\beta = 60^\circ$).

Поскольку разность давлений мало зависит от $Re_{пл}$ и ее численные значения при орошении незначительно отличаются от «сухих» элементов, то расчет ΔP можно выполнить аналитически, полагая, что она обусловлена только воздействием тангенциальной составляющей u_φ вектора полной скорости газового потока. Профили скоростей газа в цилиндрическом элементе, выраженные в безразмерных координатах: $u_\varphi = f(\bar{r})$, $u_{0c} = f(\bar{r})$, $u_\varphi^+ = u_\varphi / \omega_0$, $u_{0c}^+ = u_{0c} / \omega_0$ и $\bar{r} = r/R$, остаются постоянными по

длине канала, а также $\frac{\partial}{\partial \tau} = 0$ и $\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0$. Для решения поставленной задачи нами рассмотрено уравнение Навье—Стокса без учета действия сил тяжести и неразрывности для установившегося движения закручен-

Значения коэффициентов в выражении (1)

A	a	b	c	Угол β , град
—16,017	2,11	—0,02	—0,35	30
—5,67	0,47	1,0	—0,44	45
—2,46	0,42	0,45	—1,1	60

ного газового потока в цилиндрической системе координат [3]:

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\varphi^2}{r} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} \right), \quad (2)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + \frac{u_r u_\varphi}{r} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r^2} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) = 0. \quad (4)$$

При движении закрученных потоков внутри цилиндра радиальная составляющая скорости (u_r) незначительна и, как правило, в расчетах не учитывается [4, 5]. Поэтому можно принять $u_r = 0$. Тогда из уравнения неразрывности (4) следует $\frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$. Это означает, что профиль осевой составляющей скорости не изменяется по длине цилиндра. Принятые условия соответствуют коротким трубам и подтверждаются экспериментальными исследованиями [4]. В связи с этим уравнения (2) и (3) преобразуются к виду:

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{u_\varphi^2}{r}, \quad (5)$$

$$\frac{d^2 u_\varphi}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_\varphi}{dr} - \frac{u_\varphi}{r^2} = 0. \quad (6)$$

Последнее уравнение имеет общее решение

$$u_\varphi = c_1 r + c_2 / r.$$

За граничные условия принимаем:

$$u_\varphi = 0 \text{ при } r = R, \quad (7)$$

$$\bar{u}_\varphi = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R u_\varphi 2\pi r dr = 2 \int_0^1 u_\varphi \bar{r} d\bar{r}, \quad (8)$$

где $\bar{r} = r/R$.

Из условия (7) получим

$$u_\varphi = c \left(\frac{1}{r} - \bar{r} \right).$$

Вблизи оси цилиндра вследствие конечного значения скорости u_φ следует принять $c_2 = 0$. Тогда $u_\varphi = c_1 r$ и касательную составляющую скорости можно описать зависимостью

$$u_\varphi = \begin{cases} c_1 \bar{r}, & 0 \leq \bar{r} < \bar{r}_0, \\ c \left(\frac{1}{r} - \bar{r} \right), & \bar{r}_0 \leq \bar{r} \leq 1. \end{cases} \quad (9)$$

Легко проверить, что при $\bar{r} = \bar{r}_0$ функция принимает максимальное значение. Из условия непрерывности получим

$$u_\varphi = \begin{cases} c \left(\frac{1}{\bar{r}_{\max}} - 1 \right) \bar{r}, & 0 \leq \bar{r} \leq \bar{r}_{\max} \\ c \left(\frac{1}{r} - \bar{r} \right), & \bar{r}_{\max} < \bar{r} \leq 1 \end{cases} \quad (10)$$

($\bar{r}_{\max}$ — значение r , соответствующее максимуму u_φ).

Определив произвольную постоянную c из условия (8), получим

$$u_{\varphi} = \begin{cases} \frac{3}{4} \bar{u}_{\varphi} \frac{1 + \bar{r}_{\max}}{\bar{r}_{\max}^2} \bar{r}, & 0 \leq \bar{r} < \bar{r}_{\max}, \\ \frac{3}{4} \frac{\bar{u}_{\varphi}}{1 - \bar{r}_{\max}} \left(\frac{1}{\bar{r}} - \bar{r} \right), & \bar{r}_{\max} \leq \bar{r} \leq 1. \end{cases} \quad (11)$$

Подставляя (11) в выражение (5) и интегрируя последнее, находим давление на стенку цилиндра, создаваемое закрученным газовым потоком:

$$P = \rho \int_0^1 \frac{u_{\varphi}^2}{\bar{r}} d\bar{r} = \frac{9}{16} \rho \bar{u}_{\varphi}^2 \left(1 + \frac{1}{\bar{r}_{\max}} + \frac{1}{2\bar{r}_{\max}^2} + 2 \ln \bar{r}_{\max} - \frac{\bar{r}_{\max}^2}{2} \right). \quad (12)$$

Для случая, когда максимум расположен достаточно близко к стенке цилиндра, т. е. $\bar{r}_{\max} \approx 1$:

$$u_{\varphi} = \frac{3}{2} \bar{u}_{\varphi} \bar{r} \text{ и } P = \frac{9}{8} \rho \bar{u}_{\varphi}^2. \quad (13)$$

Касательная составляющая $\bar{u}_{\varphi}$ среднерасходной скорости ω_0 газового потока зависит от величины последней в элементе и угла закрутки потока статическим закручивателем. Можно принять, что

$$\bar{u}_{\varphi} = \omega_0 \operatorname{tg} (k\beta), \quad (14)$$

где k — коэффициент, учитывающий отклонение угла закрутки потока от угла наклона лопастей завихрителя. Тогда, определив положение точки максимума $\bar{r}_{\max}$ из экспериментального распределения касательной составляющей по сечению элемента при фиксированном угле наклона лопастей завихрителя, а также коэффициент k по результатам опытов, можем рассчитать по выражению (12) давление P . В нашем случае для исследуемых элементов с лопастными закручивателями $\bar{r}_{\max} \approx 0,9$, $k = 0,83$.

Сравнение опытных и расчетных по зависимости (12) значений показывает (см. рис. 3) их удовлетворительное соответствие в исследуемых диапазонах изменения указанных выше параметров.

Таким образом, проведенные исследования позволили получить зависимости для расчета характеристик, влияющих на отток жидкости через отверстия сепарационных элементов и, следовательно, на их эффективность сепарации.

Следует отметить, что с увеличением угла наклона лопастей завихрителя эффективность сепарации существенно снижается. Поэтому рекомендуется угол наклона принимать не более 30—35 градусов.

Результаты работы могут быть использованы при расчетах аналогичных устройств для разделения фаз с закрученными газожидкостными потоками.

Обозначения

d — диаметр элемента; $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр кольцевого канала; ω , ω_0 — среднерасходная скорость жидкости и газа; x — расстояние отверстий от завихрителя; ΔP — разность давлений; u_{φ} , u_z , u_r — тангенциальная, осевая и радиальная скорости газового потока; r , R — текущий радиус и радиус элемента; t — время; q — плотность орошения; α — коэффициент расхода; β — угол наклона лопастей завихрителя; ρ , $\rho_{\text{ж}}$ — плотность газа и жидкости; μ , $\mu_{\text{ж}}$ — динамический коэффициент вязкости газа и жидкости; $\operatorname{Re}_{\text{пл}} = 4q/\mu_{\text{ж}}$ — число Рейнольдса для пленки жидкости; $\operatorname{Re} = \omega d_{\text{э}} \rho_{\text{ж}}/\mu_{\text{ж}}$ — число Рейнольдса для жидкости в кольцевом канале; $d_{\text{от}}$ — диаметр отверстий в элементе; $d_{\text{эш}}$ — эквивалентный диаметр щелей.

Summary

The results on the separation unit of the current flow-centrifugal device for gas-liquid flow separation are presented. Study is made of the effect of designing and operating parameters on the coefficient of liquid flowrate through the different-shape orifice, as well as on the pressure difference on both sides of the element wall.

Литература

1. Рамм В. М. Абсорбция газов. 2-е изд. М., 1976.
2. Шукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М., 1980.
3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М., 1987.
4. Гольдштик М. А. Вихревые потоки. Новосибирск, 1981.
5. Николаев А. Н., Малюсов В. А. // ТОХТ. 1989. Т. 23, № 2. С. 216—222.

Белорусский технологический институт
им. С. М. Кирова, г. Минск

25.07.90.