

Бальчугов Алексей Валерьевич,

д.т.н., профессор кафедры МАХП, Ангарский государственный технический университет,

e-mail: balchug@mail.ru

Бадеников Артем Викторович,

к.т.н., ректор, Ангарский государственный технический университет, e-mail: rector@angtu.ru

ГИДРОДИНАМИКА РОТОРНОГО ДИСКОВОГО АБСОРБЕРА

Balchugov A.V., Badenikov A.V.

HYDRODYNAMICS OF A ROTARY DISC ABSORBER

Аннотация. Рассмотрена гидродинамика нового роторного массообменного аппарата. Показано, что наиболее важными гидродинамическими характеристиками работы аппарата являются: средний диаметр капель, начальная скорость капли, время подъема капли, высота подъема капли.

Ключевые слова: абсорбция, роторный аппарат, гидродинамика, гидродинамические характеристики.

Abstract. The hydrodynamics of a new rotary mass transfer apparatus is considered. It is shown that the most important hydrodynamic characteristics of the apparatus operation are: the average drop diameter, the initial drop velocity, the drop rise time, the drop rise height.

Keywords: absorption, rotary apparatus, hydrodynamics, hydrodynamic characteristics.

В работе [1] рассмотрена конструкция нового роторного массообменного аппарата, характеризующегося высокой интенсивностью процессов массопередачи. Контактное устройство в данном аппарате представляет собой вращающийся диск с просечками. Жидкость распыляется над диском в виде капель за счет центробежной силы. Представляет интерес рассмотреть гидродинамические параметры газожидкостного слоя в новом роторном массообменном аппарате.

Важной характеристикой контактного устройства является средний диаметр образующихся капель жидкости. Чем меньше средний диаметр капель, т.е. чем тоньше диспергирование жидкости, тем больше поверхность контакта фаз, тем интенсивнее протекает процесс массообмена.

К роторному массообменному аппарату близки по конструкции сушильные распылительные устройства, описанные работах [2-4]. В данных работах приводится уравнение для расчета среднего диаметра капель при распылении жидкости с помощью вращающегося диска:

$$d = 0,55 \cdot \left(\frac{L \cdot \nu}{D} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{1}{n} \right)^{0,6} \cdot \left(\frac{1}{\rho} \right)^{0,3} \cdot \left(\frac{\sigma}{\Pi} \right)^{0,1}, \quad (1)$$

где L – расход жидкости, кг/ч; D – диаметр вращающегося диска, м; n – частота вращения, об/мин; ρ – плотность жидкости, кг/м³; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с; Π – смоченный периметр, м.

В работе [5] приводится другая формула для расчета среднего диаметра капель при дисковом распылении:

$$d = \left(\frac{1}{\omega}\right) \sqrt{\frac{\sigma}{R \cdot \rho}} = \left(\frac{30}{\pi \cdot n}\right) \sqrt{\frac{\sigma}{R \cdot \rho}}, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения диска, рад/с; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; R – радиус диска, м; n – частота вращения, об/мин.

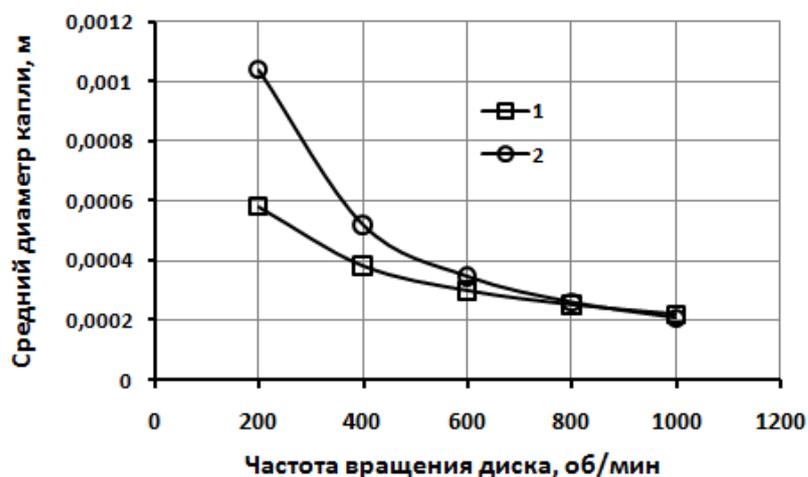


Рис. 1. Зависимость среднего диаметра капли от частоты вращения диска:
1 – расчет по уравнению (1); 2 – расчет по уравнению (2).

На рисунке 1 представлена графическая зависимость среднего диаметра капли от частоты вращения диска, полученная на основе уравнений (1) и (2) для следующих условий: температура 20 °С, расход воды $L=360$ кг/ч, диаметр диска $D=0,3$ м. Как видно, уравнения (1) и (2) дают близкий результат в диапазоне частот вращения диска 600-1000 об/мин. Применимость уравнений (1) и (2) для расчета среднего диаметра капель в новом роторном абсорбере должна быть проверена в ходе экспериментальных исследований.

Другой важной гидродинамической характеристикой нового роторного аппарата является время торможения капли в газе. Это время, за которое скорость капли снизится от начальной скорости w_n до конечной скорости $w_k=0$ м/с. При движении образовавшейся капли вверх ей оказывает сопротивление среда (газ) и сила тяжести, что приводит к снижению скорости капли и ее торможению.

Для вертикально поднимающихся в газе капель с учетом действия на капли силы тяжести и сопротивления среды дифференциальное уравнение движения имеет вид [2]:

$$\frac{dw}{d\tau} = -g - aw^2 - abw, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; w – абсолютная скорость движения капли, м/с; τ – время, с; a, b – коэффициенты.

Коэффициент a вычисляют по формуле:

$$a = \frac{0,346}{d} \cdot \frac{\rho_z}{\rho_{ж} - \rho_z}, \quad (4)$$

где d – диаметр капли, м; $\rho_z, \rho_{ж}$ – плотности газа и жидкости, кг/м³.

Коэффициент b рассчитывают по формуле:

$$b = 65 \cdot \frac{\nu}{d}, \quad (5)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с.

Решение дифференциального уравнения (3) дает [2], что время, через которое скорость капли снизится с w_n до $w_k=0$ м/с, составит:

$$\tau = \frac{2}{c} \operatorname{arctg} \frac{c(w_n - w_k)}{F + abw_n + (b + 2w_n)aw_k}, \quad (6)$$

$$c = \sqrt{\Delta}; \quad \Delta = 4ag - a^2b^2, \quad (7)$$

$$F = \frac{(a^2b^2 + c^2)}{2a}. \quad (8)$$

Уравнение (6) предлагается в работе [2] для расчета времени торможения капли в роторных распылительных сушилках. Сходство конструкций аппаратов позволяет предположить, что уравнение (6) может быть применено для расчета времени подъема капель в новом роторном массообменном аппарате.

Начальную скорость капель можно принять равной окружной скорости диска, исходя из рекомендаций работы [2]:

$$w_n = \pi \cdot D \cdot n, \quad (9)$$

где D – диаметр диска, м; n – частота вращения диска, об/с.

В работе [6] скорость, с которой жидкость покидает диск, предлагается рассчитывать по иной формуле:

$$w = \sqrt{2} \cdot \omega \cdot R = 2,8284 \cdot \pi \cdot n \cdot R, \quad (10)$$

где R – радиус диска, м.

На рисунке 2 представлена графическая зависимость начальной скорости капли от частоты вращения диска, полученная на основе уравнений (9) и (10). Видно, что чем меньше частота вращения диска, тем ближе результаты расчета скорости по уравнениям (9) и (10).

На рисунке 3 приведены результаты расчета времени подъема (торможения) капли по уравнению (6) для диаметров капли, рассчитанных по уравнениям (1) и (2). Как видно из рисунка 3, уравнение (6) дает довольно близкие значения времени подъема капли для диаметров капли, рассчитанных по уравнениям (1) и (2). Высота (м), на которую будет подброшена капля диском, составит [2]:

$$l = \frac{1}{a} \ln \frac{c + a(b + 2w_n) \operatorname{tg}(c\tau/2)}{c\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(c\tau/2)}} + \frac{c^2\tau}{2a^2(b + 2w_n)} - \frac{F + abw_n}{a(b + 2w_n)}\tau. \quad (11)$$

Уравнение (11) предложено в работе [2] для расчета пути торможения капли в распылительных сушилках. По-нашему мнению, данную формулу можно применять также для расчета гидродинамических процессов в новом роторном аппарате [1].

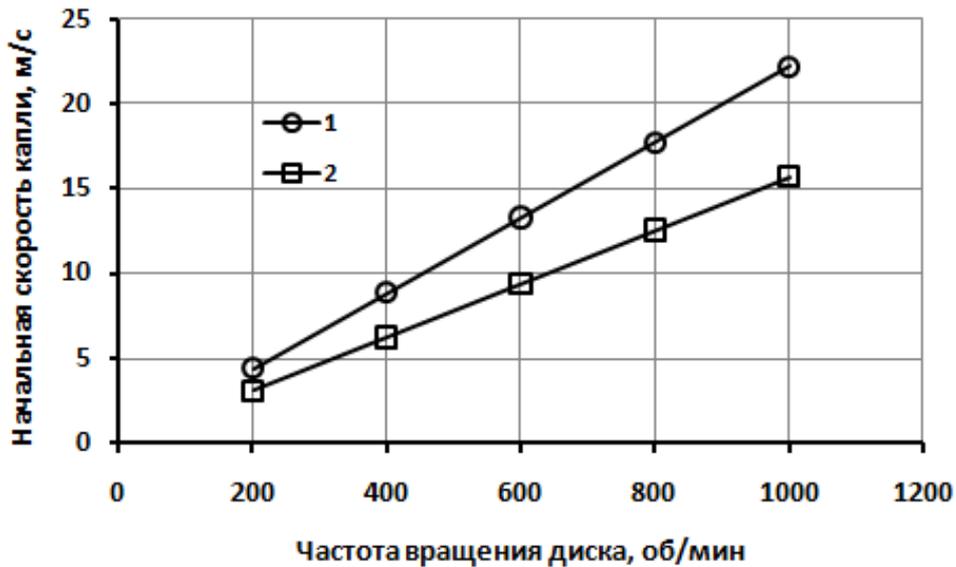


Рис. 2. Зависимость начальной скорости капли от частоты вращения диска: 1 – расчет по уравнению (9); 2 – расчет по уравнению (10).



Рис. 3. Зависимость времени подъема капли от частоты вращения диска: 1 – расчет по уравнениям (6) и (1); 2 – расчет по уравнениям (6) и (2).

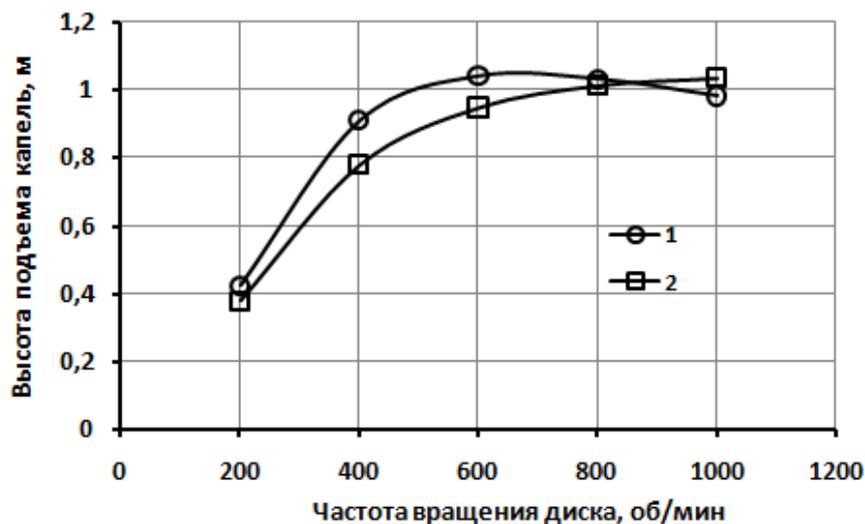


Рис. 4. Зависимость высоты подъема капель от частоты вращения диска:
 1 – расчет по уравнениям (11) и (1); 2 – расчет по уравнениям (11) и (2).

На рисунке 4 приведены результаты расчета высоты подъема капель по уравнению (11) для диаметров капли, рассчитанных по уравнениям (1) и (2). Видно, что при увеличении частоты вращения диска высота подъема капель над диском возрастает.

Применимость уравнений (6), (9), (10) и (11) для расчета гидродинамических характеристик нового роторного абсорбера должна быть подтверждена экспериментальными исследованиями.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Бальчугов А.В., Бадеников А.В.** Разработка роторного тарельчатого абсорбера // Современные технологии и научно-технический прогресс, Ангарск, АНГТУ. 2023. С.13-14.
2. **Муштаев В.И., Ульянов В.М.** Сушка дисперсных материалов. М.: Химия, 1988. 352 с.
3. **Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г.** Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок. Учебное пособие для вузов. М.: Энергоиздат, 1981. 331 с.
4. **Генералов М.Б., Александров В.П., Алексеев В.В. и др.** Машины и аппараты химических и нефтехимических производств. Т. IV-12, 2004, 832 с.
5. **Антипов С.Т. и др.** Машины и аппараты пищевых производств. Учебник под ред. Панфилова В.А., Груданова В.Я. Том 2. Минск: БГАТУ, 2008. 591 с.