

5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи.-М.: Энергия, 1973.

УДК 66.015.23.66.048

А.А.Боровик, ассистент;  
А.И.Ершов, профессор

### РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА БЕСПРИВОДНОГО ДИСПЕРСИОННО- ПЛЕНОЧНОГО МАССООБМЕННОГО АППАРАТА

In the article mathematical method of definition of rotation frequency in without drive masstransfer apparatus are considered.

Частота вращения ротора является одним из основных параметров, определяющих размеры, количество, дисперсный состав, динамику образования и движения капель жидкости на каждой ступени контакта дисперсионно-пленочного массообменного аппарата [1], что, в свою очередь, влияет на величину межфазной поверхности, на траекторию движения капель жидкости и их унос из контактной зоны, а, в конечном итоге, на гидравлическое сопротивление и эффективность массообмена. Поэтому чисто математический подход к изучению частоты вращения ротора представляет несомненный интерес при создании комплексной методики расчета рабочих характеристик таких аппаратов в широком диапазоне изменения расходных и конструктивных параметров.

Решение данной задачи нами выполнено, исходя из баланса мощностей:

$$N_1 = N_2, \quad (1)$$

где  $N_1$  - мощность, передаваемая ротору газовым потоком;  $N_2$ - рассеиваемая ротором мощность.

Рассеиваемая ротором мощность расходуется на сообщение жидкости кинетической энергии с учетом затрат на преодоление сопротивлений:

$$N_2 = N_3 + N_4 + N_5 + N_6, \quad (2)$$

где  $N_3$  - полезная мощность, которая передается жидкости и идет на увеличение кинетической энергии;  $N_4$ - затраты мощности на преодоление сил вязкостного трения при движении жидкости по вращающемуся распылителю;  $N_5$ - затраты мощности на преодоление трения диспергирующих лопаток распылителя о газовую среду;  $N_6$ - затраты мощности на трение в подшипниках.

Вполне очевидно, что полезная мощность  $N_3$  и мощность трения  $N_6$  составляют преобладающую долю суммарной расходуемой мощности. Величину полезной мощности при постоянной угловой скорости вращения  $\omega$  и плотности жидкости  $\rho_{ж}$  можно вычислить по формуле

$$N_3 = \frac{\rho_{ж} L}{2} (\omega^2 R_{\partial}^2 + U_p^2), \quad (3)$$

где  $L$  - объемный расход жидкости;  $U_p$  - относительная (радиальная) скорость жидкости;  $R_{\partial}$  - радиус диспергирующего диска.

При решении задачи движения вязкой жидкости по плоскому вращающемуся диску с канавками или лопатками получены уравнения для определения относительной скорости жидкости [2]:

$$U_p = \frac{\omega^{0.8} R_{\partial}^{0.4} \cos(\gamma)^{0.4}}{A} \left( 1 - \frac{0.35}{A^{0.9} \omega^{0.4} R_{\partial}^{1.4} \cos(\gamma)^{1.4}} \right)^{0.4}; \quad (4)$$

$$A = 0.105 B^{0.35} \nu^{0.25} \left( \frac{L}{P} \right)^{-0.8} \quad (5)$$

В приведенных уравнениях  $B$  - высота канала;  $\nu$  - кинематическая вязкость распыливаемой жидкости;  $\gamma$  - угол между стенкой канала и радиусом диска, проведенным в крайнюю точку этой стенки;  $P$  - число каналов течения жидкости.

Мощность, теряемая в подшипниках с коэффициентом трения  $\xi$  и радиусом трения  $r_1$ , зависит от суммарной нагрузки, образуемой массами ротора  $M_p$  и находящейся на диске жидкости  $M_{ж}$ :

$$N_6 = (M_p + M_{ж}) g r_1 \xi. \quad (6)$$

Мощность, переданная газом вентиляторному колесу, пропорциональна угловой скорости вращения и величине крутящего момента на валу:

$$N_1 = M_{кр} \omega. \quad (7)$$

Крутящий момент на валу зависит как от частоты вращения ротора, так и от скорости газового потока в плоскости вентиляторного колеса  $W$ , вектор которой в общем случае не параллелен оси аппарата, а является геометрической суммой окружной и осевой составляющих и изменяется от оси вращения к периферии аппарата (рис.1). Для определения крутящего



момента на валу с учетом наличия двух составляющих скоростей газового потока нами использована теория элементарных струй, которая успешно применяется для расчета ветряных колес ветродвигателей [3]. Данная теория является сочетанием импульсной теории идеального ветроколеса, базирующейся на законах сохранения импульса и момента импульса в плоскостях перед ветроколесом и после него (рис.2), с теорией профиля сил, действующих на ветроколесо (рис.1). Расчетные зависимости для этих сил в обеих теориях содержат неизвестные индуктивные скорости - осевую  $V_1$  и окружную  $U_1$ . Приравняв силы, выведенные из этих теорий, получаем замкнутую систему уравнений для определения индуктивных скоростей.

В результате решения задачи определения индуктивных скоростей для ветроколеса, содержащего  $l$  лопастей шириной  $b$ , получены следующие выражения [3]:

$$\frac{V_0 - V_1}{V_1} = \frac{lb}{\pi r} \frac{C_y \cos(\beta) + C_x \sin(\beta)}{8 \sin^2(\beta)}; \quad (8)$$

$$\frac{U_1 - \omega r}{U_1} = \frac{lb}{\pi r} \frac{C_y \sin(\beta) - C_x \cos(\beta)}{8 \sin(\beta) \cos(\beta)} \quad (9)$$

По найденным значениям индуктивных скоростей устанавливается крутящий момент на валу ветроколеса:

$$M_{кр} = 4\pi R \rho \int_r^R V_1 (U_1 - \omega r) r dr. \quad (10)$$

Используя зависимости для определения потребляемой и рассеиваемой ротором мощностей, можно решить уравнение баланса (1) и найти угловую скорость вращения или частоту вращения ротора. Ввиду того, что данная методика является сложным итерационным процессом и требует большого количества вычислений, решение выполнено с применением ЭВМ по следующему алгоритму:

- 1) задавались начальным значением частоты вращения;
- 2) для данного числа оборотов находили суммарную потребляемую мощность по формуле (2);
- 3) используя формулы (7-9), итерационным методом варьирования угла атаки профиля  $\alpha$  определяли индуктивные скорости и передаваемую газовым потоком вентиляторному колесу мощность;
- 4) производили оценку баланса получаемой и рассеиваемой ротором мощностей: если различие их не превышало заданной точности, процесс определения числа оборотов ротора считался завершенным, в противном

случае величина частоты вращения изменялась на один шаг и вычисления возвращались к пункту 2.

При скоростях газа 1-3.5 м/с и плотностях орошения 0.5-3 кг/(м<sup>2</sup>с) получена удовлетворительная сходимостъ результатов : максимальное отклонение расчетных и экспериментальных данных не превышает 11%. Следовательно, данную математическую модель можно использовать в качестве методики определения частоты вращения ротора бесприводного массообменного аппарата в заданных диапазонах расходных параметров.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Кисина Л.А., Чебышева К.В. О мощности, расходуемой на вращение дисков в потоке. - Труды ЦАГИ. Вып. 211, С. 166, 1935.
3. Сабинин Г.Х. Теория и аэродинамический расчет ветродвигателей. - М., Труды ЦАГИ. Вып.104, 1931.

УДК 66.015.23.66.048

А.А.Боровик, ассистент

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНОГО БЕСПРИВОДНОГО МАССОБМЕННОГО АППАРАТА

In the article influence of constructive parameters on work characteristics of without drive rotate mass-transfer apparatus are studied.

Для разработки и выдачи рекомендаций на проектирование бесприводного роторного теплообменного аппарата [1,2], использующего энергию движения газового потока для вращения ротора, необходимо иметь исчерпывающую информацию о влиянии конструктивных особенностей на величину брызгоуноса жидкости и критические числа оборотов ротора, существенно влияющих на диапазон устойчивой работы.

Исходя из этого, нами были проведены экспериментальные исследования с целью установления зависимостей брызгоуноса от места подвода жидкой фазы на диспергирующий диск, а также изучения влияния диаметра аппарата на величину минимально допустимой скорости газа, при которой ротор переходит из неподвижного состояния в состояние вращения и наоборот.

Опыты проводились на системе воздух-вода при температурах 16-21°С. На рис. 1 представлены зависимости величины капельного брызгоуноса от расстояния между местом подвода жидкости и осью аппарата, а