

УДК 676.054.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОРАЗБИВАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ БАЛАНСА ЭНЕРГИИ

ШУЛЬДОВА С. Г.

Белорусский национальный технический университет

Гидроразбиватели различных типов широко используются в целлюлозно-бумажной, химической, торфяной и других отраслях промышленности для приготовления гидросмесей. Принцип действия гидроразбивателя основан на интенсивном перемешивании жидкости и распускаемого в ней материала за счет механических и гидродинамических сил, возникающих при движении ротора с лопастями. Процесс роспуска сырья в ванне гидроразбивателя составляет значительную долю в энергетическом балансе технологий, использующих в качестве материала гидросмесь.

Связь между мощностью ротора и условиями процесса принято выражать в форме зависимости

$$N_p = K_N \rho n^3 d^5, \quad (1)$$

где ρ – плотность пульпы, кг/м³; n – частота вращения ротора, с⁻¹; d – наибольший диаметр расположения кромок ротора, м; K_N – критерий мощности, который в общем случае является функцией центробежного критерия Рейнольдса, $K_N = f(\text{Re}_n)$. Для гидроразбивателей значения K_N находятся в пределах 0,1–0,3 [1].

В [2] ротор гидроразбивателя рассматривается как колесо насоса, развивающее подачу Q и сообщаемое находящейся в ванне массе кинетическую энергию. Эта энергия расходуется на преодоление гидравлических потерь давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$, диффузорности Δp_d и вихреобразования Δp_v , связанного с ударами. В ванне гидроразбивателя, содержащей рабочую жидкость и распускаемый материал, совершается замкнутый круг циркуляции. Сум-

марная энергия жидкости в начальном сечении равна суммарной энергии жидкости в конечном сечении плюс потери энергии. При работе гидроразбивателя в установившемся режиме обеспечивается баланс давления в круге циркуляции, т. е. $p_T = \oint \Delta p_T$, где p_T – создаваемое ротором давление; $\oint \Delta p_T$ – потери давления в круге циркуляции.

Через давление и расход может быть выражена мощность $N_p = Q p_T$. Для определения режима работы гидроразбивателя необходимо знать такие соотношения расхода и давления, которые удовлетворяют условию $p_T = \oint \Delta p_T$. Рассчитать эти значения возможно, исходя из баланса мощности $Q p_T = \rho K_N n^3 d^5$.

Для определения давления используется методика [3], согласно которой

$$p_{\text{тот}} = \rho (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}), \quad (2)$$

где $p_{\text{тот}}$ – теоретическое давление при бесконечном числе лопастей; u – окружная скорость; c_u – проекция абсолютной скорости на окружную. Индекс 1 относится к входу, а индекс 2 – к выходу с лопаток ротора. Различие между $p_{\text{тот}}$ и теоретическим давлением p_T при конечном числе лопастей учитывается поправочным коэффициентом μ , который определяется выражением

$$\mu = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2}, \quad (3)$$

где $\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$ – коэффициент; β_2 – лопастной угол; z – число лопастей ротора. При этом $p_T = p_{T\infty} / (1 + \mu)$.

Для определения значений u и c_u строятся треугольники скоростей на входе и выходе из лопатной системы ротора (рис. 1).

При выходе из лопастной системы жидкость имеет угловое отклонение от лопастных углов, поэтому жидкостный угол β'_2 меньше лопастного. Общими элементами жидкостного и лопастного треугольников будут переносная скорость u_2 и меридиональная расходная составляющая скорости c_{m2} . На рис. 1 элементы скорости жидкостного треугольника обозначены штрихом.

Для определения давления, создаваемого ротором, необходимо в (2) подставить значения составляющих скоростей по жидкостному треугольнику. Тогда

$$p_T = \rho (u_2 c'_{u2} - u_1 c'_{u1}), \quad (4)$$

где $u_2 = \omega R_2$ и $u_1 = \omega R_1$; ω – угловая скорость ротора; R_1, R_2 – радиусы расположения входных и выходных кромок лопастей ротора;

$$c'_{u2} = c_{u2} / (1 + \mu); \quad c_{u2} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

$$c_{m2} = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2};$$

Q – расход в круге циркуляции.

Фактическое давление ротора меньше теоретического на величину гидравлических по-

терь в роторе. Эти потери включают «ударные» потери Δp_y на входе в ротор, диффузорные потери Δp_d и потери на трение $\Delta p_{тр}$

$$\sum \Delta p_p = \Delta p_{тр} + \Delta p_d + \Delta p_y. \quad (5)$$

«Ударные» потери зависят от угла атаки $\Delta\beta_y$ и определяются по формуле [3]

$$\Delta p_y = \rho \varphi_y \frac{\Delta C_u^2}{2}, \quad (6)$$

где φ_y – эмпирический коэффициент, зависящий от угла атаки $\Delta\beta_y$, $\Delta C_u = C_{u1}$ – проекция абсолютной скорости на окружную на входе в лопатную систему. Значения коэффициента удара φ_y в зависимости от угла «атаки» получены экспериментальным путем [2].

Величина потерь в диффузоре [3]

$$\Delta p_d = \rho k_n \varphi_d \frac{(w_1 - w_2)^2}{2}, \quad (7)$$

где w_1 – относительная скорость при входе в диффузорный участок; w_2 – то же при выходе; k_n – коэффициент неравномерности потока; φ_d – коэффициент диффузорных потерь, по общепринятым рекомендациям, $\varphi_d = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ – для круглого и плоского диффузора; $\varphi_d = 6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \times \frac{\alpha}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ – для квадратного диффузора.

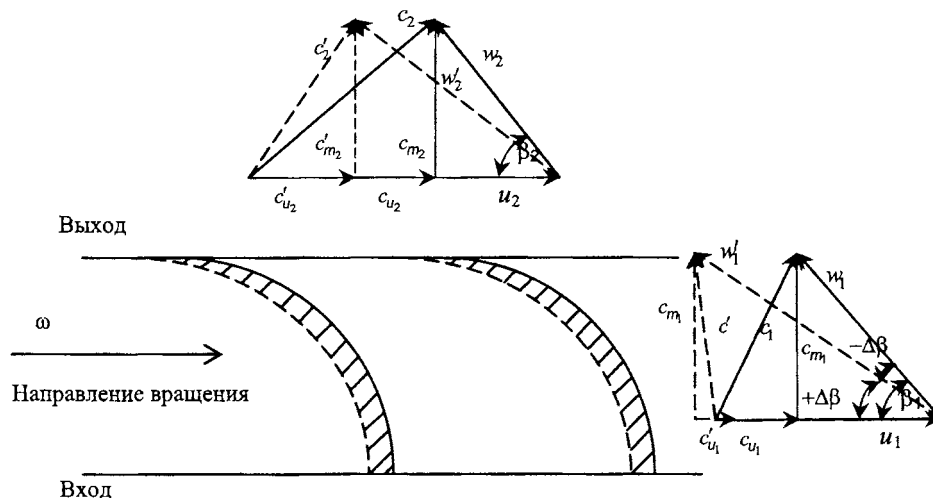


Рис. 1. Развертка лопастной системы и треугольники скоростей

Потери давления на трение рассчитываются по известной формуле Дарси – Вейсбаха с учетом того, что рассматриваемые русла имеют поперечные сечения, отличные от круглого [2]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \rho \lambda \frac{l_{\text{ср}}}{4R_{\text{г.ср}}} \frac{Q^2}{2F_{\text{ср}}^2}, \quad (8)$$

где λ – коэффициент гидравлических потерь на трение; $R_{\text{г.ср}}$ – средний гидравлический радиус по рассматриваемому участку; $F_{\text{ср}}^2$ – средняя площадь поперечного сечения рассматриваемого участка.

Коэффициент гидравлических потерь на трение λ в общем случае является функцией центробежного критерия Рейнольдса $Re_{\text{ц}}$. Однако вследствие изменения физико-механических свойств гидросмеси в процессе роспуска материала целесообразно использование экспериментальных данных [2] в зависимости от вида распускаемого материала и его концентрации.

Для определения гидравлических потерь в ванне гидроразбивателя круг циркуляции разделится на два участка: участок 1 – восходящего потока (от кромок ротора до верхней отметки свободного уровня жидкости в ванне); участок 2 – нисходящего потока (от верхней отметки свободного уровня жидкости в ванне до входных кромок лопастей ротора). Между восходящим и нисходящим потоками находится переходная зона, характеризующаяся малыми и неустановившимися значениями скоростей. В результате вращательного движения пульпы на свободной поверхности возникает воронка, способствующая поступлению материала к ротору [1].

На участке 1 гидравлические потери Δp_1 складываются из потерь давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$, диффузорных потерь $\Delta p_{\text{д}}$ и «ударных» потерь $\Delta p_{\text{у}}$, связанных с установкой в днище и на стенках ванны направляющих устройств с учетом статического напора z_0 . Потери трения на участке

$$\sum \Delta p_1 = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{у}} + z_0 \rho g. \quad (9)$$

Гидравлические потери давления в нисходящем потоке соответственно рассчитываются по формуле

$$\sum \Delta p_2 = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{к}} - z_0 \rho g, \quad (10)$$

где $\Delta p_{\text{к}}$ – конфузорные потери, которыми можно пренебречь.

Таким образом, потери в круге циркуляции

$$p_{\text{т}} = \oint \Delta p_{\text{г}} = \sum \Delta p_{\text{г}} = \sum \Delta p_{\text{р}} + \sum \Delta p_1 + \sum \Delta p_2. \quad (11)$$

Определив потери в круге циркуляции, можно вычислить Q и $p_{\text{т}}$, решив одним из численных методов уравнение

$$Q \sum \Delta p_{\text{г}} - \rho K_N n^3 d^5 = 0. \quad (12)$$

Нами использован метод итераций с применением следующего алгоритма:

- 1) задать начальное значение Q и определить потери давления в круге циркуляции;
- 2) вычислить значение выражения (12);
- 3) если полученное значение больше заданной точности вычислений, то повторить расчет при новом значении Q . Если результат больше 0, то Q следует увеличить и, наоборот, уменьшить, если результат вычисления выражения меньше 0;

- 4) определить гидравлическую мощность ротора $N_{\text{р}} = Q p_{\text{т}}$.

Для расчета мощности разработана программа в виде приложения для MS Excel в среде Visual Basic for Application.

Исходными данными для расчета являются: частота вращения ротора; внешний радиус ротора; внутренний радиус ротора; лопастной угол; ширина лопасти ротора; число лопастей ротора; коэффициент мощности; плотность среды; радиус ванны гидроразбивателя; высота заполнения ванны гидроразбивателя; угол «атаки» на направляющее устройство; размеры и число направляющих устройств и коэффициент потерь трения λ .

Коэффициент потерь трения λ выбирается из списка значений в зависимости от вида сырья и концентрации.

Варьирование исходных данных: частоты вращения ротора n (2,5–6,5 об/с); внешнего радиуса ротора $r_{\text{в}}$ (0,4–0,7 м) позволило определить зависимости расхода Q гидромассы в круге циркуляции (рис. 2), теоретического и фактического давлений от этих величин для гидроразбивателя ST4 (изготовитель фирма «Эшен Висс»).

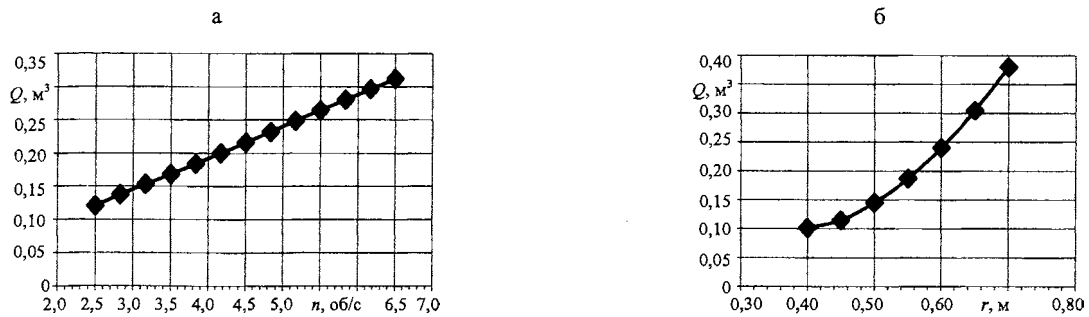


Рис. 2. Зависимости расхода Q от: а – частоты вращения ротора; б – его радиуса

Анализируя изменения давления в зависимости от конструктивных параметров и работы ротора, можно отметить значительное увеличение гидравлических потерь давления в роторе с ростом числа оборотов n и увеличением радиуса ротора $r_{\text{в}}$. Несмотря на повышение интенсивности процесса с ростом n , увеличиваются и затраты мощности (показатель эффективности процесса) на гидророспуск.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная модель движения массы в гидроразбивателе позволяет определить основные параметры режима его работы, а также затраты мощности на роспуск сырья.

2. Полученные в результате расчета значения основных режимных параметров хорошо согласуются с реальными показателями гидроразбивателя ST4 при производстве торфяных горшочков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаузе А. А., Гончаров Н. В., Кугушев И. Д. Оборудование для подготовки бумажной массы. – М.: Экология, 1992. – 352 с.
2. Терентьев О. А. Гидродинамика волокнистых суспензий в целлюлозно-бумажной промышленности. – М.: Лесн. пром-сть, 1980. – 248 с.
3. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. – Л.: Машиностроение, 1971. – 336 с.