

И. Д. Закеев, Н. С. Гришин

РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ ЭКСТРАКТОРАМИ С НЕПОДВИЖНЫМ КОРПУСОМ

Ключевые слова: экстрактор, центробежный насос.

Исследованы потери мощности в центробежном экстракторе с неподвижным корпусом. Предложена методика расчета потребляемой мощности по аналогии с центробежными насосами, центрифугами и мешалками. Рассмотрены конструктивные меры по снижению потребляемой мощности.

Keywords: extractor, centrifugal pump.

Investigated the power losses in a centrifugal extractor with a stationary casing. The methods of calculating the power consumption similar to the centrifugal pumps, centrifuges and mixers. Considered positive measures to reduce power consumption.

Введение

На современном уровне развития химической, нефтехимической и медицинской промышленности к создаваемым аппаратам и технологическим схемам предъявляются повышенные требования. Эти требования вытекают из все возрастающих условий улучшения качества продукции. Перед специалистами состоит задача разработки химической аппаратуры с большим объемом продукции с единицы объема аппарата.

Жидкостная экстракция является одним из основных производств разделения жидких смесей в химической технологии. В настоящее время имеется множество разнообразных типов экстракционных аппаратов [5], [6]. Всех их можно разделить на группы:

1. Смесительно-отстойные аппараты
2. Экстракционные колонны
3. Наклонные и горизонтальные противоточные экстракционные аппараты
4. Центробежные экстракторы.

Центробежные экстракторы в свою очередь подразделяются на две группы:

- а) Центробежные экстракторы с вращающимся корпусом
- б) Центробежные экстракторы с неподвижным корпусом.

Расчет потребляемой мощности центробежными экстракторами с вращающимся корпусом в литературе разработан. Наша задача - составить методику расчета потребляемой мощности экстракторами с неподвижным корпусом.

В настоящее время точных расчетных формул потребляемой мощности центробежными экстракторами с неподвижным корпусом нет. Потому эти расчеты проводятся по аналогии с центробежными насосами, центрифугами и мешалками.

Потери мощности

Потери мощности в центробежных экстракторах подразумевается:

1. Потери на трение в концевых уплотнениях
2. Потери на трение в подшипниках
3. Потери на дисковое трение

В насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь.

Мощность трения наружной поверхности дисков о жидкость складывается из мощности трения боковых поверхностей и мощности трения цилиндрической части обода. При вращении диска в замкнутом пространстве жидкость, находящаяся между диском и стенкой корпуса вращается с угловой скоростью равной половине угловой скорости диска; при этом ведущий момент трения жидкости о диск уравнивается моментом торможения вследствие трения жидкости о стенки корпуса. На основное вращательное движение жидкости в замкнутой области, окружающий диск, накладывается вторичные течения, обусловленные явлениями в пограничном слое. Частицы жидкости, непосредственно соприкасающиеся с поверхностью диска, вращаются с окружной скоростью, равной скорости диска. Центробежные силы, действующие на них, не уравниваются давлениями в основном потоке, и эти частицы отбрасываются от центра к периферии диска. Вследствие неразрывности потока по стенкам корпуса устанавливается обратное течение к центру. Таким образом, на основное движение накладывается вторичный поток в форме двухкольцевых вихрей. Момент трения одной стороны диска о жидкость в закрытом кожухе определяется уравнением:

$$M = C_f \cdot \rho \cdot a^5 \cdot \omega^2 \quad (1), \quad \text{где } C_f - \text{коэффициент трения, } \rho - \text{плотность среды, } a - \text{радиус диска, } \omega - \text{угловая скорость.}$$
 Коэффициент трения, являющийся функцией от Re , при ламинарном течении определяется выражением:

$$C_f = \frac{\pi}{Re} \cdot \frac{a}{S} + Re \cdot \left(\frac{a}{S} \right)^3 \cdot \left[0,01461 + \left(\frac{S}{a} \right)^2 \cdot 0,1256 \right] \quad (2)$$

где S - расстояние от диска до стенки кожуха.

Для переходного режима C_f :

$$C_f = \frac{1,334}{\sqrt{Re}} \quad (3)$$

Для турбулентного режима C_f :

$$C_f = \frac{0,331}{\sqrt{\text{Re}}} \quad (4)$$

Исходя из уравнения (1), получим мощность дискового трения на обеих сторонах:

$$N_1 = 2 \cdot \frac{M \cdot \omega}{102} = 0,0196 \cdot C_f \cdot \rho \cdot a^5 \cdot \omega^3 \quad (5)$$

Момент трения вращающихся цилиндрических поверхностей о жидкость может быть представлен:

$$M = \tau_0 \cdot l \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \quad (6)$$

где τ_0 - касательное напряжение у стенки; l и r - длина и радиус цилиндрической поверхности соответственно. Касательное напряжение для турбулентного движения:

$$\tau = \frac{\lambda}{8} \cdot \rho \cdot \mathcal{G}_0^2 = \frac{\lambda}{8} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\omega^2}{2} \right)^2, \quad (7)$$

где $\mathcal{G}_0$ - средняя скорость в зазоре между вращающейся поверхностью и стенкой корпуса, равная половине окружной скорости.

Из уравнений (6) и (7) имеем:

$$M = 0,196 \cdot \lambda \cdot l \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot a^4 \quad (8)$$

где λ - коэффициент сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса.

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad (9)$$

$$M = \frac{0,062}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \cdot \rho \cdot l \cdot \omega^2 \cdot r^4 \quad (10)$$

откуда мощность трения цилиндрической поверхности:

$$N = \frac{\omega \cdot M}{102} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{102} \cdot \rho \cdot l \cdot \omega^3 \cdot a^4 \quad (11)$$

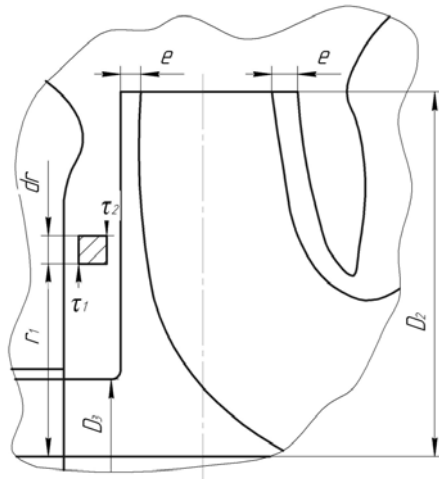


Рис. 1 - Схема моментов трения

К вопросу о расчете мощности в центробежных экстракторах можно подойти по другому. Схематизируем движение жидкости в пазухах, выдержав объем жидкости двумя цилиндрическими поверхностями. Условия равновесия выделяемого объема сводится к равенству моментов сил трения на вращающейся и неподвижных стенках. Момент трения связан с наличием относительных скоростей жидкости на обеих стенках. Допустим, что основная масса жидкости в пазухах движется с постоянной угловой

скоростью $\omega_{ж}$. При этом допущении изменения скорости имеет место в очень узких слоях вблизи стенок. Для вязкой смачиваемой жидкости у твердых стенок скорости жидкости принимают значения, равные окружным скоростям стенок диска и корпуса, т.е. u и u_0

Напряжение трения на стенках можно выразить формулами для неподвижной стенки корпуса:

$$\tau_1 = c_1 \cdot \rho \cdot \mathcal{G}^2 \quad (12)$$

для неподвижной стенки диска:

$$\tau_2 = c_2 \cdot \rho \cdot (u - \mathcal{G})^2 \quad (13)$$

где c_1 - коэффициент трения жидкости по стенке корпуса, c_2 - коэффициент трения жидкости по стенке диска; $\mathcal{G}$ - скорость жидкости.

Значение элементарных моментов сил трения:

$$\begin{cases} dM_1 = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr \cdot \tau_1 \\ dM_2 = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr \cdot \tau_2 \end{cases}$$

По условиям равновесия получаем следующие равенства: $dM_1 = dM_2$ или $\tau_1 = \tau_2$ или $c_1 \cdot \mathcal{G}^2 = c_2 \cdot (u - \mathcal{G})^2$. Разделив на u^2 и преобразовав, получим: $\frac{\mathcal{G}}{u} = \frac{\sqrt{c_2}}{\sqrt{c_1} + \sqrt{c_2}}$

Таким образом, окружная скорость жидкости в пазухе $\mathcal{G}$ зависит от c_1 и c_2

Рассмотрим три случая:

1. $c_1 = c_2$. Это означает, что шероховатость стенок одинакова. Тогда получаем следующее соотношение скоростей: $\frac{\mathcal{G}}{u} = \frac{1}{2}$; $\mathcal{G} = \frac{u}{2}$.

2. $\frac{c_1}{c_2} = 0$. Это предельный случай,

означающий, что стенка корпуса экстрактора значительно более гладкая, чем поверхность диска экстрактора. Для этого случая: $\frac{\mathcal{G}}{u} = 1$;

$\mathcal{G} = u$. В этом случае вся жидкость в пазухе вращается со скоростью диска.

3. $\frac{c_2}{c_1} \approx 0$. Это случай, когда

шероховатость стенки корпуса значительно больше, чем у диска. К этому же случаю приводит увеличение поверхности стенки корпуса. Выполнение пазухи такой конфигурации приводит к отношению $\frac{\mathcal{G}}{u} = 0$;

$\mathcal{G} = 0$

В выполненных конструкциях чаще всего обеспечивается соотношением $\frac{\mathcal{G}}{u} \leq 1$.

Выражение для напряжения трения и момента сил трения можно привести к следующему виду,

приняв: $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ и $\tau = \rho \cdot u^2 \cdot \frac{c_1 \cdot c_2}{(\sqrt{c_1} + \sqrt{c_2})^2}$ имеем

$$M = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \frac{c_1 \cdot c_2}{(\sqrt{c_1} + \sqrt{c_2})^2} \quad (13)$$

Выведем выражение для коэффициентов трения $c_1 \cdot c_2$, исходя из закономерностей течения в трубах для турбулентных режимов. Для потери давления на участке длиной l имеет формулу: $\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot r} \cdot \frac{\rho \cdot g^2}{2}$, где λ -

коэффициент сопротивления. Если выделить участок трубы длиной l и рассмотреть равновесие жидкости в выделенном объеме, учитывая, что жидкость движется без ускорения, получим:

$\Delta p \cdot \pi \cdot r^2 = \tau \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$, где Δp - перепад давления на участке трубы; τ - напряжение трения жидкости о стенку, следовательно, $\tau = \frac{\Delta p}{2} \cdot \frac{r}{l}$

Используя формулу для турбулентного сопротивления в трубе, подставим значение Δp :

$$\tau = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{l}{2 \cdot r} \cdot \rho \cdot \frac{g^2}{2} \cdot \frac{r}{l} = \frac{\lambda}{8} \cdot \rho \cdot g^2 \quad (14)$$

Если сравнить формулу (12) и формулу для напряжения турбулентного трения в трубах и определить c_1 то получится $c_2 = \frac{\lambda}{8}$. Несмотря на то, что

аналогия течения в пазухе насоса и в трубах довольно условно, подсчет коэффициента c_1 по последней формуле дает хорошие результаты. Используя выражение для c_1 получаем аналогичное значение для c_2 .

Подставив значение c_1 и c_2 в формулу (13) получим: $\frac{c_1 \cdot c_2}{(\sqrt{c_1} + \sqrt{c_2})^2} = \frac{\lambda_1 \cdot \lambda_2}{8 \cdot (\sqrt{\lambda_1} + \sqrt{\lambda_2})^2}$ (15)

Обозначим выражение $\frac{\lambda_1 \cdot \lambda_2}{8 \cdot (\sqrt{\lambda_1} + \sqrt{\lambda_2})^2}$ через σ_1 ,

тогда элементарный момент сил трения диска:

$$dM = 2 \cdot \pi \cdot r^4 \cdot dr \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sigma_1$$

Подсчитаем момент сил трения по всему диску, получаем:

$$M = \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \pi \cdot \sigma_1 \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot r^4 \cdot dr$$

$$M = \frac{2 \cdot \pi}{5} \cdot \sigma_1 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^5 + r_1^5) \quad (16)$$

Так как $r_1 < r_2$, то $r_1^5 \ll r_2^5$ и величиной r_1^5 можно пренебречь по сравнению с r_2^5 . Окончательно имеем:

$$M = \frac{2 \cdot \pi}{5} \cdot \sigma_1 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^5 \quad (17)$$

Однако в формуле (16) отчетливее виден физический смысл величин. Она позволяет оценить влияние каждой из стенок как подвижных, так и неподвижных на величину момента сил трения.

Проанализируем выражение: $\sigma_1 \frac{\lambda_1 \cdot \lambda_2}{8 \cdot (\sqrt{\lambda_1} + \sqrt{\lambda_2})^2}$

1. $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$ после подстановки получаем $\sigma_1 = \frac{\lambda}{32}$

2. Для второго и третьего случаев $\lambda_1 = \infty; \lambda_2 = \lambda$ или $\lambda_2 = \infty; \lambda_1 = \lambda$

Рассматривая эти случаи, приходим к выводу, что целесообразно уменьшать трение на обеих стенках. Уменьшение трения на одной из стенок малоцелесообразно.

Для подсчета мощности дискового трения можно воспользоваться формулой для воды:

$$N_{М.Д.} = 0.0012 \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 \quad (18)$$

где $u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$, D_2 в метрах.

Оценим относительную величину потерь на дисковое трение:

$$\varepsilon_{М.Д.} = \frac{N_{М.Д.}}{N_2} = \frac{0.0012 \cdot u_2^3 \cdot D_2^2}{\gamma \cdot \frac{Q \cdot H_T}{75}} \quad (17)$$

Принимаем в первом приближении $u_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$. Учитывая, что

$$D_2 = \frac{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}}{\pi \cdot r}, \text{ получим } H_T = \frac{H}{n_2}$$

Величина относительных потерь на дисковое трение:

$$100 \cdot \varepsilon_{М.Д.} = \frac{0.12 \cdot \varepsilon_{М.Д.} \cdot (2 \cdot g)^{5/2} \cdot H^{5/2} \cdot 60^2 \cdot 75 \cdot n_2}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot 1000 \cdot H}$$

Так как

$$\frac{H^{3/2}}{n^2 \cdot Q} = \left(\frac{H^{3/4}}{n \cdot \sqrt{Q}} \right)^2 = \left(\frac{3.65}{n_3} \right)^2 = \left(\frac{1000}{75 \cdot n_3} \right)^2, \text{ то}$$

окончательно имеем:

$$100 \cdot \varepsilon_{М.Д.} = \frac{0.12 \cdot \varepsilon_{М.Д.} \cdot 3600 \cdot 75 \cdot n_2 \cdot (2 \cdot g)^{3/2}}{\pi^2 \cdot 1000 \cdot 75 \cdot n_3^2}$$

$$\varepsilon_{М.Д.} \approx \frac{6.5}{\left(\frac{n_3}{100} \right)^2}$$

Вывод

Существенной составляющей потребляемой мощности в центробежных экстракторах являются потери на дисковое трение. Так же выявлено, что целесообразно уменьшать трение на обеих стенках – как диска так и на стенках корпуса. Уменьшение трения на одной из стенок малоцелесообразно.

Литература

1. Д.Е. Шкоропад, И.В. Лыскович. Центробежные жидкостные экстракторы. Москва, 1962
2. В.И. Соколов. Современные промышленные центрифуги. М.: Машиностроение, 1966.
3. А.Г. Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. 7-ое изд. - М.:Химиздат, 1961 - 830 с.
4. А.Д. Альтшуль. Гидравлические потери на трение в трубах. М.: Стройиздат, 1963.
5. Калимуллин И.Р., Дмитриев А.В., Николаев А.Н. Трубчатый экстрактор с закрученным движением потоков, *Вестник технол университета*, 11, 153-155 (2012)
6. Камалиев Т.С., Елизаров Д.В., Елизаров В.В. Модель нестационарного массопереноса в процессах жидкостной экстракции при перемешивании фаз, *Вестник технол университета*, 12, 140-145 (2012)

© **И. Д. Закиев** – магистр КНИТУ, TRAPGO@gmail.ru; **Н. С. Гришин** – д-р техн. наук, ст. науч. сотр., проф. каф. машин и аппаратов химических производств КНИТУ.