

ВЛИЯНИЕ ДИФFUЗОРНОСТИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОМАШИН

Пак В.В., проф., докт. техн. наук,
Малеєв В.Б., проф., докт. техн. наук,
Холоша А.С., асс., Малеєв А.В., инж.,
Донецкий национальный технический университет

Установлено значение номинальной диффузорности межлопаточных каналов рабочих колёс шахтного центробежного насоса и угла поворота в них, а также уточнён угол конусности диффузоров струйных насосов.

Проблема и её связь с научными или практическими задачами. Для повышения всасывающей способности шахтных центробежных насосов применяются различного рода подпорные устройства, которые рассчитаны для одного режима работы насосной установки в условиях близких к безударному входу потока на лопасти колеса, т.е. при номинальной подаче. При отклонении подачи насоса от расчётного значения происходит как изменение составляющих скорости потока перед рабочим колесом, так и изменение коэффициентов потерь напора. При этом следует отметить, что известные исследования в области повышения всасывающей способности шахтных центробежных насосов не содержат достаточного анализа и количественной оценки влияния твёрдых частиц в шахтной воде на их работу. Всё выше перечисленное и определяет актуальность проблемы.

Анализ исследований и публикаций. Центробежные насосы играют большую роль в горнодобывающей промышленности и являются одними из наиболее ответственных и мощных подземных потребителей электроэнергии вследствие чего повышение их экономичности и надёжности работы остаётся весьма актуальной проблемой.

Согласно уравнению Эйлера [1] давление, создаваемое насосом:

$$P_T = \frac{\rho}{2} \left[(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) \right], \quad (1)$$

где: ρ – плотность перемещаемой жидкости; C, W, U – абсолютная, относительная и переносная скорости потока. Индексы 1 и 2 соответствуют входному и выходному сечениям межлопаточного канала (МК). Из уравнения (1) видно, что для достижения возможно

большого давления P_T поток жидкости в абсолютном движении должен ускоряться, а в относительном – замедляться. Таким образом межлопаточный канал должен работать как диффузор, т.к. $U = \omega \cdot r$. Здесь ω – угловая скорость канала; r – радиус рассматриваемого сечения межлопаточного канала. Чтобы иметь максимально возможный коэффициент полезного действия насоса η_n и большую вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}$, течение жидкости потока на номинальном режиме машины должно быть безотрывным.

Впервые идея о целесообразности замены реального межлопаточного канала рабочего колеса эквивалентным коническим диффузором высказана проф. Ушаковым К.А. [2], предложившим угол раскрытия α_3 этого диффузора определять по формуле:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_3}{2} = \frac{\sqrt{F_2} - \sqrt{F_1}}{\sqrt{\pi \cdot l}}, \quad (2)$$

где: l – длина лопатки рабочего колеса; F_2, F_1 – соответственно площади поперечного сечения межлопаточного канала на входе и выходе потока из рабочего колеса.

В общем случае на i -том радиусе площадь канала:

$$F_i = \frac{b_i}{z} (2\pi r_i \sin \rho_i - z\delta_i), \quad (3)$$

здесь: b_i – ширина колеса на радиусе r_i ; δ_i, z, ρ_i – соответственно толщина, количество и угол наклона лопатки.

Анализ влияния величины α_3 на экономичность и всасывающую способность центробежных насосов показал, что α_3 характеризует среднюю диффузорность межлопаточного канала [2]. В действительности отрыв потока в межлопаточном канале происходит в конкретном месте в момент, когда степень диффузорности канала превышает допустимую величину.

Постановка задачи. Целью настоящих исследований является определение величины локальной диффузорности межлопаточных каналов рабочего колеса центробежного насоса шахтной водоотливной установки и угла поворота потока в них.

Изложение материала и результаты. Локальную диффузорность $\alpha_{\text{эл}}$ межлопаточного канала в направлении лопатки можно определить так:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{эл}}}{2} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{d(\sqrt{F})}{dl}, \quad (4)$$

Учитывая, что $dr = dl \cdot \sin \beta$, совместное решение уравнений (3) и (4) даёт:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{эл}}{2} = \frac{\sin \beta}{2z\sqrt{F}} \left[(2\pi r \sin \beta - z\delta) \frac{db}{dr} + \left(2\pi \sin \beta + 2\pi r \cos \beta \cdot \frac{d\beta}{dr} - z \frac{d\delta}{dr} \right) \right], \quad (5)$$

Для наиболее часто встречающегося случая, когда средняя линия профиля лопатки рабочего колеса является дугой окружности радиуса R , а ширина b колеса линейно зависит от r , для которого:

$$r \cos \beta = r_i \cos \beta_i + (r^2 - r_i^2) \cdot \frac{1}{2R}, \quad (6)$$

$$b = b_1 - (r - r_1) \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (7)$$

где γ – угол наклона покрывного диска рабочего колеса.

Из уравнений (6) и (7) имеем:

$$\frac{d\beta}{dr} = \frac{\cos \beta - \frac{r}{R}}{r \sin \beta}, \quad (8)$$

$$\frac{db}{dr} = -\operatorname{tg} \gamma, \quad (9)$$

Тогда, с учётом уравнений (6), (8), (9) уравнение (5) примет вид:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{эл}}{2} = \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{bz(2\pi r \sin \beta - z\delta)}} \left\{ \begin{array}{l} b \left[\sin^2 \beta + \left(\cos \beta - \frac{r}{R} \right) \cos \beta - \frac{z}{2\pi} \operatorname{tg} \sigma \right] - \\ - \left(r \sin \beta - \frac{z \cdot \delta}{2\pi} \right) \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \beta \end{array} \right\}, \quad (10)$$

где: $\sigma = \operatorname{arctg} \frac{d \cdot \delta}{dl}$ – угол схода профиля лопатки (на “носике”

$\sigma > 0$, на “хвостике” $\sigma < 0$, а в месте максимальной толщины $\sigma = 0$) [3].

С помощью последнего уравнения можно проследить изменения $\alpha_{эл}$ вдоль всего межлопаточного канала и характер течения потока в нём, а также найти максимальное значение $\alpha_{эл_{max}}$. При максимальном значении локальной диффузорности $\alpha_{эл_{max}}$ менее допустимого значения $\alpha_{эл_{дон}}$ ($\alpha_{эл_{max}} < \alpha_{эл_{дон}}$) отрыв потока от лопаток отсутствует, что ведёт к снижению потерь и гидромашина имеет высокий коэффициент полезного действия η_{mm} . При $\alpha_{эл_{max}} \geq \alpha_{эл_{дон}}$ происходит отрыв

потока и соответственно снижается η_{mm} . При этом следует подчеркнуть, что уравнение (10) имеет универсальный характер, так как если даже средняя линия лопатки рабочего колеса не дуга окружности, то последнюю можно аппроксимировать несколькими сопряжёнными дугами.

Используя материалы исследований отрывных течений жидкости по криволинейным диффузорам [4], каковым можно считать и межлопаточный канал центробежного насоса шахтного водоотлива, допустимое значение локальной диффузорности можно вычислить по формуле:

$$\alpha_{эл\dot{дот}} = 30^\circ \cdot e^{-0,025\theta^\circ}, \quad (11)$$

При этом угол поворота потока жидкости в межлопаточном канале, выраженный в градусах, равен:

$$\theta^\circ = 180^\circ \cdot \frac{l}{\pi R}, \quad (12)$$

Если же средняя линия лопатки является не дугой окружности, или, она составлена (аппроксимирована) несколькими дугами, то:

$$\theta^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{l_i}{R_i}, \quad (13)$$

Уравнения (10), (11) позволяют объективно оценить аэродинамические схемы центробежных машин, а для улучшения их всасывающей способности и повышения коэффициента полезного действия сделать необходимые коррективы аэродинамической схемы. Анализ около 50 аэродинамических схем центробежных вентиляторов, приведенных в [3.5], показал на номинальных рабочих режимах полную сходимость наших результатов с параметрами реальных машин.

При использовании гидроэлеваторов в качестве подпора на входе в центробежный насос, геометрическая форма диффузора струйного насоса в какой-то степени приближается к форме диффузора с криволинейной образующей, обеспечивающей постоянство градиента давления по длине и безотрывность движения потока жидкости [6]. Однако, высокая степень неравномерности поля скорости потока на выходе камеры смешения снижает эффективность такого диффузора [7]. Поэтому разработка специальной формы диффузора струйного насоса с использованием формул (11) и (12) позволяет нам предотвратить отрыв потока жидкости от его стенок и существенно повысить эффективность гидроэлеваторов, особенно малых модулей ($m = 4...16$).

Выводы и направление дальнейших исследований. Локальная диффузорность межлопаточного канала шахтного центробежного и диффузора струйного насосов позволяет нам оценить их аэродинамические схемы, а рассчитанные по этим зависимостям диффузорные схемы существенно повышают эффективность центробежных и струйных насосов.

Дальнейшие исследования следует посвятить экспериментальным исследованиям разработанных струйных и центробежных насосов.

Список источников.

1. Кириллов И.И. Теория турбомашин. М. – Л. Изд. "Машиностроение", 1964. – 512 с.
2. Локшин И.Л. Применение результатов испытаний вращающихся круговых решёток к аэродинамическому расчёту колёс центробежных вентиляторов // Пром. аэродинамика. – 1963. – с. 121 – 183.
3. Ковалевская В.И., Бабак Г.А., Пак В.В. Шахтные центробежные вентиляторы. – М: Недра, 1976. – 320 с.
4. Чжен П. Отрывные течения. Т.1. – М: Мир, 1972. – 300 с.
5. Соломахова Т.С., Чебышёва К.В. Центробежные вентиляторы. – М: Машиностроение, 1980. – 176 с.
6. Яковлев В.М. Разработка гидроэлеваторной проходческой водоотливной установки. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. Донецк, 1987. – 284 с.
7. Малеев В.Б., Холоша А.С. Питание гидроэлеватора шахтной водой из нагнетательного става водоотливной установки. Вісник Криворізького технічного університету. Зб. наукових праць. – Кривий Ріг: КТУ, 20005. – Вин. 8. – с. 85-88.