

## ЛОКАЛЬНАЯ ДИФфуЗОРНОСТЬ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА – ИСТОЧНИК ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

Ковалевская В.И., докт. техн. наук, Донгипроуглемаш,  
Пак В.В., докт. техн. наук, проф.,  
Донецкий национальный технический университет

*Установлен основной фактор, влияющий на экономичность центробежных машин, которым является локальная диффузорность межлопаточных каналов рабочего колеса. Получена зависимость допустимого значения локальной диффузорности от основных параметров колеса, при котором на номинальном режиме обеспечивается безотрывное течение потока, благодаря чему достигается максимально возможный кпд.*

*The major factor influential in profitability of centrifugal computers is placed which is local diffuser between blades of channels of an impellor. The dependence of an acceptable value of local diffusion on fundamental parameters of a sprocket is obtained, at which on the rated mode is provided unseparated current of stream, due to what the greatest possible efficiency is reached.*

Центробежные машины играют большую роль в промышленности и являются одними из наиболее мощных потребителей электроэнергии, вследствие чего повышение их экономичности остается весьма актуальной проблемой.

Согласно уравнению Эйлера

$$P_T = \frac{\rho}{2} \left[ (w_1^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) \right] \quad (1)$$

где  $\rho$  - плотность перемещаемой среды;  $c_i, w_i, u_i = \omega \cdot z_i$  - абсолютная, относительная и переносная скорости потока;  $\omega$  - угловая скорость колеса;  $z_i$  - радиус рассматриваемого сечения межлопаточного канала (МК); индексы 1 и 2 соответствуют входному и выходному сечению МК.

Видно, что для достижения возможно большего давления  $P_T$  поток в абсолютном движении должен ускоряться, а в относительном – замедляться, т.е. МК должны работать как диффузор. Чтобы иметь

максимально возможный КПД, течение на номинальном режиме работы должно быть безотрывным.

Впервые идея о целесообразности замены МК эквивалентным коническим диффузором была высказана в ЦАГИ проф. К.А.Ушаковым, предложившим для угла его раскрытия  $\alpha_3$  следующую формулу

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

где  $l$  – длина лопатки;  $F_i$  – площадь поперечного сечения МК на радиусе  $z_i$ , для центробежной машины равная

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

Здесь:  $b_i$  – ширина колеса;  $\delta_i, z, \beta_i$  – толщина, количество и угол наклона лопатки.

Подробный и объективный анализ, проведенный И.Л.Локшиным [1], показал, что, хотя величина  $\alpha_3$  действительно влияет на уровень экономичности центробежных машин, ее дисперсия слишком велика, из-за чего эта идея не получила дальнейшего развития. Между тем, она несомненно содержит рациональное зерно. Беда лишь в том, что величина  $\alpha_3$ , определяемая (2), является аналогом «средней температуры по госпиталю», не позволяющей судить о состоянии конкретного пациента. То же и с МК: отрыв потока происходит в конкретном месте, где степень его диффузорности превышает допустимую величину (при этом средняя диффузорность может быть вполне приемлемой).

Поэтому от средней диффузорности нужно перейти к локальной, которую можно определить так

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{лэ}}{2} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{d\sqrt{F}}{dl} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{d\sqrt{F}}{dr} \sin \beta \quad (4)$$

где  $l$  – направление вдоль МК, причем  $dr = dl \cdot \sin \beta$

Используя (3) и (4), получим

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

Ограничимся наиболее часто встречающимся случаем, когда средняя линия профиля лопатки является дугой окружности радиуса  $R$ , а ширина колеса  $b$  линейно зависит от  $r$ , для которого имеем

$$r \cos \beta = r_i \cos \beta_i + (r^2 - r_i^2) / 2R, \quad (6)$$

$$b = b_i - (r - r_i) \operatorname{tg} \gamma, \quad (7)$$

где  $\gamma$  - угол наклона покрывного диска колеса.

С помощью (6) и (7) находим

$$\frac{d\beta}{dr} = \frac{\cos \beta - r/R}{2 \sin \beta}, \quad (8)$$

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

Используя (6), (8) и (9), вместо (5) будем иметь

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

где  $\sigma = \operatorname{arctg} d\delta/dl$  - угол схода профиля (на «носике»  $\sigma > 0$ , на «хвостике»  $\sigma < 0$ ), а вместе максимальной толщины  $\sigma = 0$ ).

С помощью (10) можно проанализировать изменение  $\alpha_{\text{лэ}}$  вдоль всего МК и найти  $\alpha_{\text{мах}}$ , которое и определяет характер рабочего процесса в МК: при  $\alpha_{\text{мах}} < \alpha_{\text{д}}$ , где  $\alpha_{\text{д}}$  - допустимое значение локальной

диффузности, отрыва нет и машина имеет высокий КПД. При  $\alpha_{\max} \geq \alpha_d$  происходит отрыв потока и ее экономичность снижается.

Если средняя линия лопатки – не дуга окружности, то ее всегда можно аппроксимировать несколькими сопряженными дугами окружностей, вследствие чего (10) имеет универсальный характер.

Для определения величины  $\alpha_d$  воспользуемся фундаментальной монографией П.Чжена [2], обобщившей мировой опыт исследования отрывных течений. Используя данные по криволинейным диффузорам (каковым и является МК), можно предложить следующую формулу

$$\alpha_d^{\circ} = 30^{\circ} e^{-0,025 \cdot \Theta^{\circ}} \quad (11)$$

где  $\Theta^{\circ}$  - угол поворота (в градусах) потока в МК, равный

$$\Theta^{\circ} = 180^{\circ} \cdot l / \pi R \quad (12)$$

Если средняя линия лопатки – дуга окружности, или, если она составлена (аппроксимирована) несколькими дугами, то

$$\Theta^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \sum_{i=1}^n l_i / R_i \quad (13)$$

Проведенный анализ около 50 аэродинамических схем центробежных вентиляторов, содержащихся в [3, 4] показал, что формулы (10) и (11) позволяют объективно оценить качество работы МК и в неблагоприятном случае сделать необходимые коррективы аэродинамической схемы.

#### Список источников.

1. Локшин И.Л. Применение результатов испытаний вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов – Пром. аэродинамика. – 1963. – с.121 – 183
2. Чжен П. Отрывные течения. т.1. – М.: Мир, 1972. – 300 с.
3. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
4. Ковалевская В.И., Бабак Г.А., Пак В.В. Шахтные центробежные вентиляторы. – М.: Недра, 1976. – 320 с.