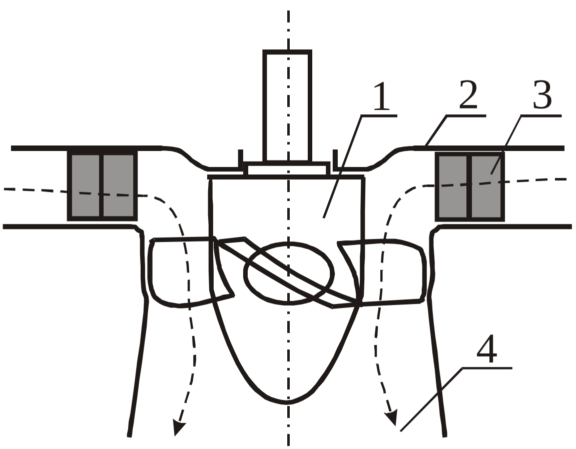
НЕТРАДИЦИОННЫЕ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

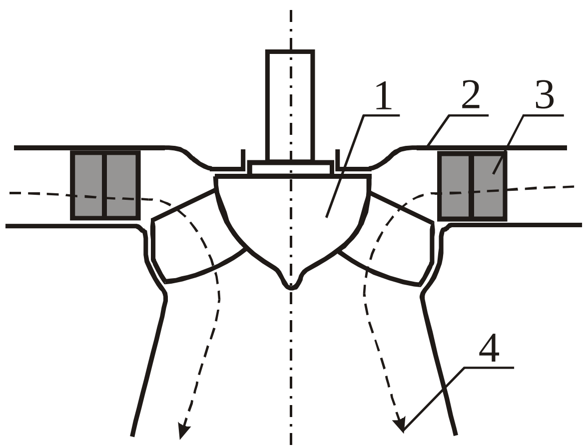
Сухоцкий Альберт Борисович

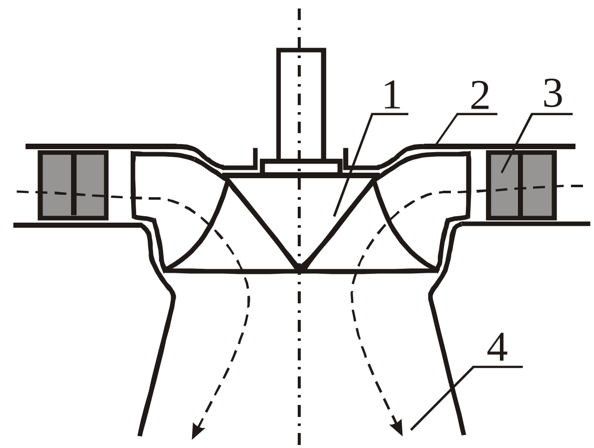
1. Типы реактивных турбин.
2. Конструкция реактивных и способы регулирования их мощности.
3. Основное энергетическое уравнение турбины.
4. Основы теории подобия турбин.
5. Коэффициент быстроходности.

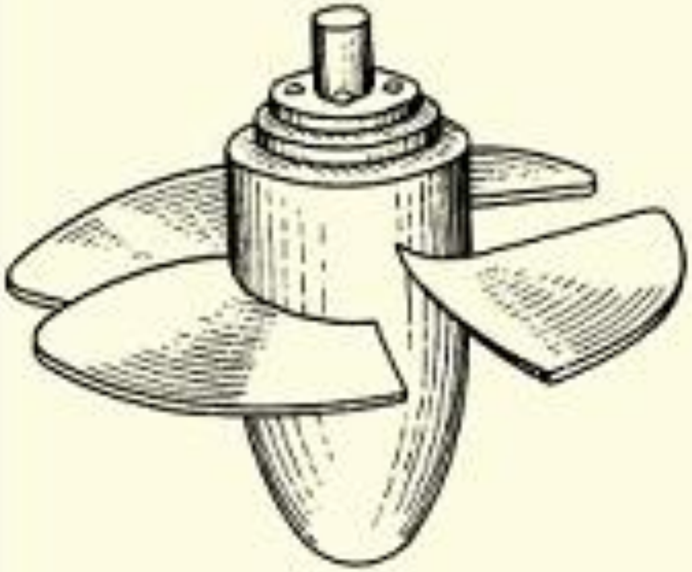
Реактивные гидротурбины

По виду рабочего колеса реактивные турбины делятся на осевые (напор до 30 м), диагональные (напор от 40 до 200 м), радиально-осевые (напор от 80 до 700 м).









б)

в)

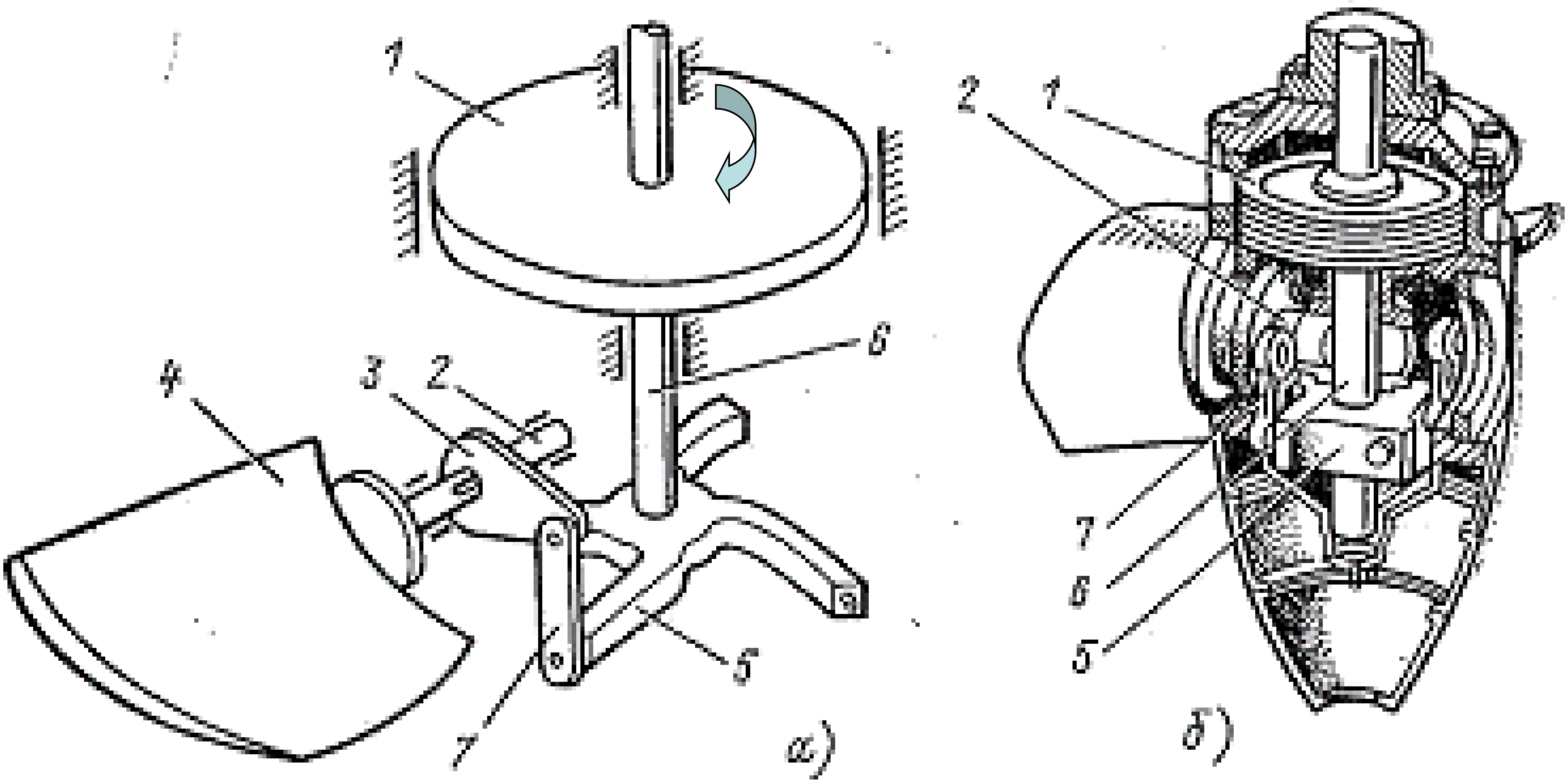
г)

д)

Радиально-осевая турбина

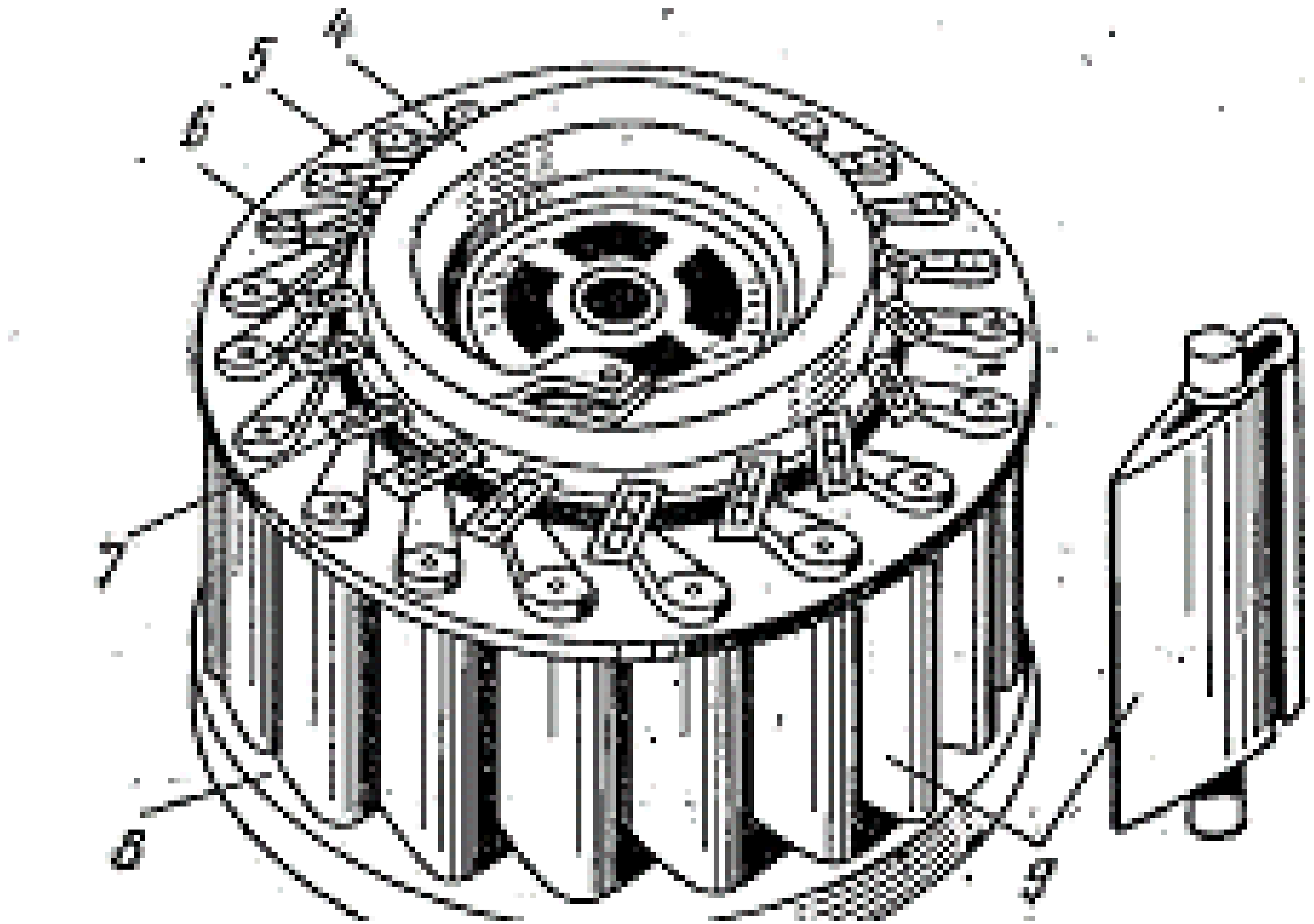
Осевая пропеллерная турбина

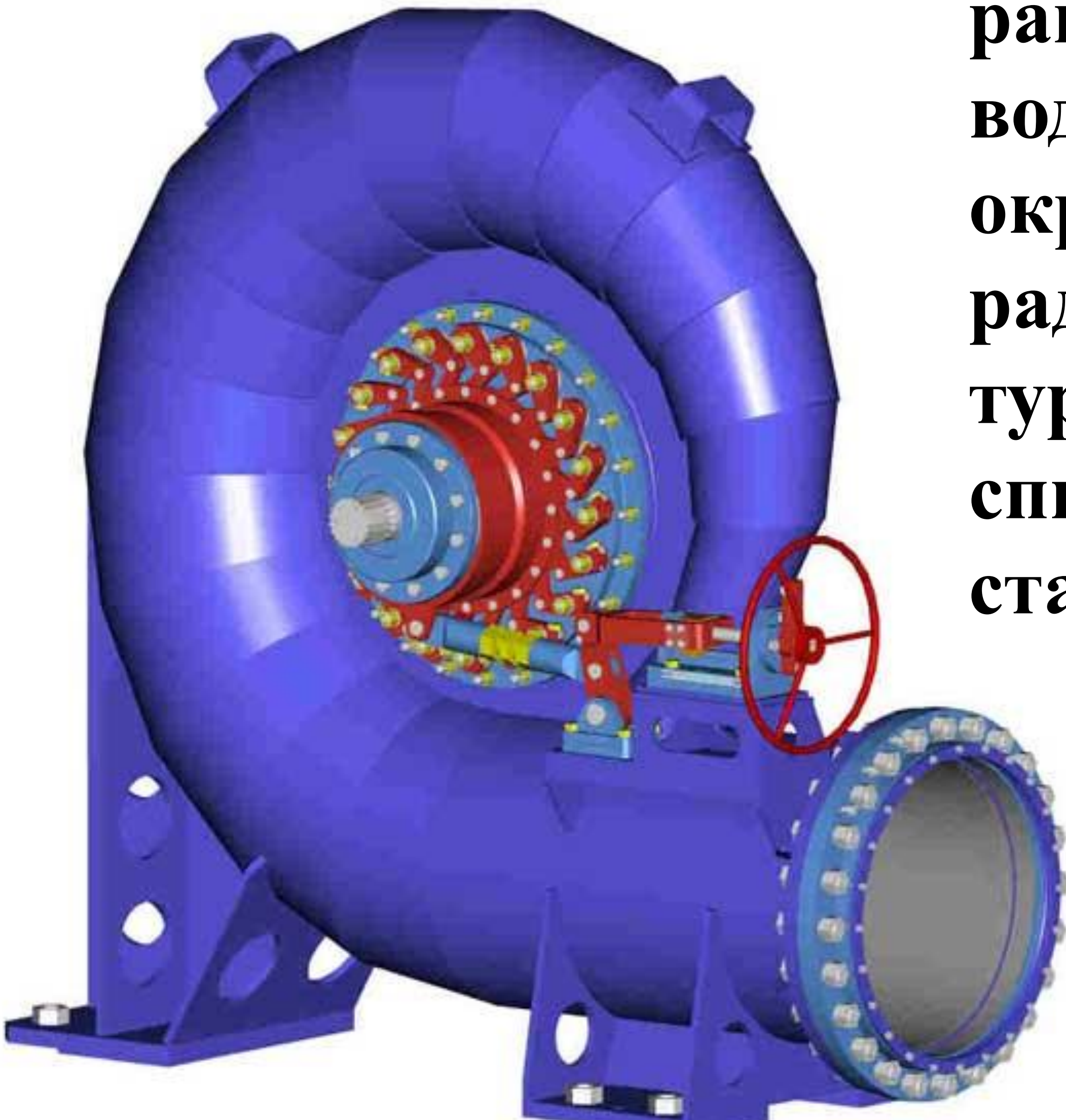
Механизм поворота лопастей рабочего колеса



Ротор пропеллерной турбины в сборе

Направляющий аппарат радиально-осевой турбины

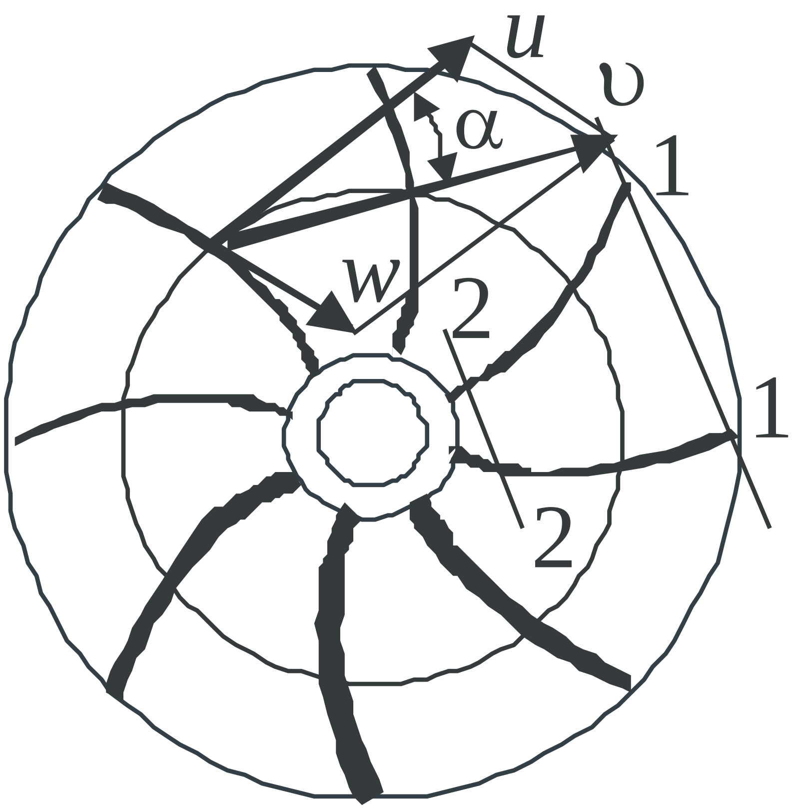


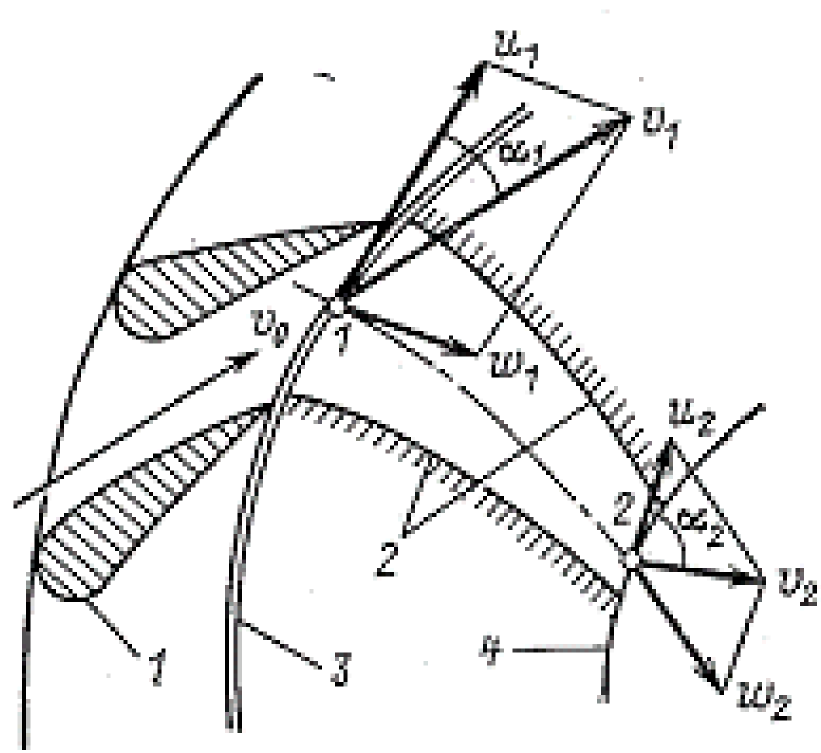


Для правильной и равномерной подачи воды по всей окружности, ротор радиально-осевой турбины окружен спиральной камерой статора.

Направляющий аппарат осевой турбины

Основное энергетическое уравнение турбины





$$\vec{\upsilon} = \vec{u} + \vec{w}$$

$$w^2 = \upsilon^2 + u^2 - 2\upsilon u \cos\alpha.$$

Согласно уравнению Бернулли

$$H_{\text{т}\infty} = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\upsilon_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\upsilon_2^2}{2g}\right)$$

Изменение энергий сил давления и кинетических энергий от сечения 1-1 к сечению 2-2 равно удельной энергии центробежных сил колеса

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}\right) + \left(\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g}\right) = \frac{E_{\text{ц.с}}}{mg}$$

$$H_{\text{т}\infty} = \left(\frac{\upsilon_1^2}{2g} - \frac{\upsilon_2^2}{2g}\right) + \left(\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\right) + \frac{E_{\text{ц.с}}}{mg}$$

$$dE_{\text{ц.с.}} = F_{\text{ц}} dr = m\omega^2 r dr.$$

$$E_{\text{ц.с.}} = \int_{r_2}^{r_1} dE_{\text{ц.с.}} = m\int_{r_2}^{r_1} \omega^2 r dr = m\frac{\omega^2\left(r_1^2 - r_2^2\right)}{2} = m\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

$$H_{\text{т}\infty} = \frac{\upsilon_1^2 - \upsilon_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

$$w^2 = \upsilon^2 + u^2 - 2\upsilon u \cos\alpha.$$

Основное энергетическое уравнение турбины (уравнение Эйлера)

$$H_{\text{т}\infty} = \frac{\upsilon_1 u_1 \cos\alpha_1 - \upsilon_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}$$

$$H = \frac{\upsilon_1 u_1 \cos\alpha_1 - \upsilon_2 u_2 \cos\alpha_2}{g\eta_{\text{г}} K}$$

Расход жидкости через каналы рабочего колеса можно определить по формуле

$$Q_K = w_2 S_2 = \upsilon_2 \sin\alpha_2 \pi D_2 b_2.$$

Теория подобия лопастных турбин

Геометрическое подобие рабочих колес предполагает пропорциональность всех сходственных размеров их проточной части (b, D, r), равенство углов, определяющих форму лопаток и одинаковое число всех лопаток z:

$$\frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{м}}} = \frac{b_{\text{н}}}{b_{\text{м}}} = \frac{\delta_{\text{н}}}{\delta_{\text{м}}} = \text{const}, \qquad \alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{м}}, \qquad \beta_{\text{н}} = \beta_{\text{м}}.$$

Кинематическое подобие заключается в подобии параллелограммов скоростей, построенных для сходственных точек натурного и модельного колес

$$\frac{u_{\text{н}}}{u_{\text{м}}} = \frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{м}}} = \frac{\upsilon_{\text{н}}}{\upsilon_{\text{м}}} = \text{const}$$

$$\frac{u_{\text{í}}}{u_{\text{ì}}} = \frac{2\pi n_{\text{í}} D_{\text{í}}}{2\pi n_{\text{ì}} D_{\text{ì}}} = \frac{n_{\text{í}} D_{\text{í}}}{n_{\text{ì}} D_{\text{ì}}}$$

$$\frac{u_{\text{í}}}{u_{\text{ì}}} = \frac{w_{\text{í}}}{w_{\text{ì}}} = \frac{\upsilon_{\text{í}}}{\upsilon_{\text{ì}}} = \frac{n_{\text{í}} D_{\text{í}}}{n_{\text{ì}} D_{\text{ì}}}$$

Соотношение расходов подобных турбин получим из уравнения расхода жидкости через каналы рабочего колеса и условия геометрического подобия

$$\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{м}}} = \frac{\pi D_{\text{н}} b_{\text{н}} \upsilon_{\text{н}} \sin\alpha_{\text{н}}}{\pi D_{\text{м}} b_{\text{м}} \upsilon_{\text{м}} \sin\alpha_{\text{м}}} = \frac{D_{\text{н}}^2 \upsilon_{\text{н}}}{D_{\text{м}}^2 \upsilon_{\text{м}}} = \frac{n_{\text{н}} D_{\text{н}}^3}{n_{\text{м}} D_{\text{м}}^3}$$

Соотношение напоров получим из уравнения Эйлера

$$\frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{м}}} = \left(\frac{\upsilon_{\text{н}} u_{\text{н}} \cos\alpha_{\text{н}}}{g}\right) / \left(\frac{\upsilon_{\text{м}} u_{\text{м}} \cos\alpha_{\text{м}}}{g}\right) = \frac{u_{\text{н}}^2}{u_{\text{м}}^2} = \frac{n_{\text{н}}^2 D_{\text{н}}^2}{n_{\text{м}}^2 D_{\text{м}}^2}$$

Соотношение мощностей подобных турбин имеет вид

$$\frac{N_{\text{н}}}{N_{\text{м}}} = \frac{\rho g Q_{\text{н}} H_{\text{н}}}{\rho g Q_{\text{м}} H_{\text{м}}} = \frac{Q_{\text{н}} H_{\text{н}}}{Q_{\text{м}} H_{\text{м}}} = \frac{n_{\text{н}}^3 D_{\text{н}}^5}{n_{\text{м}}^3 D_{\text{м}}^5}$$

Если рассматривать режимы одной и той же турбины, то при разных частотах вращения и законы подобия запишутся в следующем виде:

$$\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{м}}} = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}}, \quad \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{м}}} = \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}}\right)^2, \quad \frac{N_{\text{н}}}{N_{\text{м}}} = \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}}\right)^3$$

Частота вращения данной турбины n_s при которой напор H_s = 1 м, а производительность Q_s = 0,075 м^3/с называется **коэффициентом быстроходности**

$$n_s = n\left(\frac{Q}{Q_s}\right)^{1/2}\left(\frac{H_s}{H}\right)^{3/4} = \frac{3{,}65\, n\, Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Коэффициент быстроходности имеет следующие значения для различных типов турбин: осевых – 450-1000 об/мин, диагональные – 250-500 об/мин, радиально-осевые 80-300 об/мин, ковшовые – 10-50 об/мин.