

ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ. ПОДОБНЫЕ ТУРБИНЫ. КАВИТАЦИОННЫЙ ИЗНОС. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

Основным энергетическим уравнением турбины (уравнением Эйлера) является уравнение, которое определяет связь между теоретическим напором и кинематическими показателями потока жидкости, протекающим через рабочее колесо:

$$H_{\text{т.о.}} = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где v – абсолютная скорость движения частиц жидкости между лопатками (рис. 12.1), которую можно определить как векторную сумму ее составляющих $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$; \vec{u} – окружная скорость, или скорость переносного движения, т. е. скорость с которой жидкость вращается вместе с рабочим колесом (направлена по касательной к окружности в сторону вращения $u = \omega r$); \vec{w} – относительная скорость, т. е. скорость движения частиц жидкости относительно лопаток рабочего колеса (направлена по касательной к лопатке рабочего колеса от центра к окружности).

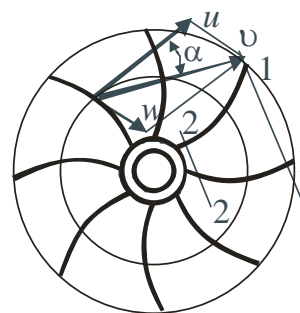


Рис. 12.1.
Схема

Действительный напор всегда больше теоретического из-за конечного числа лопаток и потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости в самой турбине:

$$H = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g \eta_r K},$$

где η_r – гидравлический КПД; $K = \left(1 + \frac{2\psi}{z} / \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right)^{-1}$ – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток; ψ – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочей части турбины; z – количество лопастей рабочего колеса; r_1 и r_2 – радиус лопастей на входе и выходе в рабочее колесо турбины.

У осевых турбин поверхность тока в рабочем колесе близка к цилиндрической и, следовательно, $u_1 = u_2 = u$. Тогда действительный напор рабочего колеса

$$H = \frac{u(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2)}{g \eta_r K}.$$

Расход жидкости через турбину равен расходу через направляющий

аппарат

$$Q_K = v\pi D_0 b_0,$$

где D_0 – внешний диаметр направляющего аппарата; b_0 – высота лопаток направляющего аппарата.

Это выражение приближенное, так как не учитывает количество лопаток z направляющего аппарата и их толщину δ , а также утечки жидкости. С учетом этих факторов

$$Q = (\pi D_0 - \delta z) b_0 v_0 \eta_0 = \psi \pi D_0 b_0 v_0 \eta_0,$$

где $\psi = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_0}$; η_0 – объемный КПД.

Различные группы турбин могут быть объединены по принципу их подобия. Для подобных турбин применяют следующее соотношение расходов, напоров и мощностей:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H D_M^3}{n_M D_H^3}; \quad \frac{H_H}{H_M} = \frac{n_H^2 D_H^2}{n_M^2 D_M^2}; \quad \frac{N_H}{N_M} = \frac{n_H^3 D_H^5}{n_M^3 D_M^5}.$$

Здесь и далее индекс «н» относится к натурному колесу, а «м» – к модельному.

Если рассматривать режимы одной и той же турбины, то при разных частотах вращения n_1 и n_2 законы подобия запишутся в следующем виде:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

Имея параметры при частоте n_1 , можно рассчитать характеристики турбины для любой частоты вращения.

Для сравнительной оценки различных типов турбины объединяют в серии по типу геометрического подобия рабочих колес. В качестве эталонной выбрана турбина, которая развивает напор $H_s = 1$ м и дает производительность $Q_s = 0,075$ м³/с. Частота вращения эталонной турбины n_s при данных условиях называется **коэффициентом быстроходности**.

Используя уравнение подобия, получим формулу для расчета коэффициента 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 определяется для режима максимальной мощности.

Гидравлические турбины являются простыми в эксплуатации и весьма надежными машинами. Однако в некоторых случаях может возникать износ турбины, приводящий к снижению ее КПД, к усилению вибрации и шума. Износ турбины делится на кавитационный и абразивный.

Кавитационный износ вызван возникновением кавитации у осевых и радиально-осевых турбин на тыльной («вакуумной») стороне лопастей рабочего колеса. Условие безкавитационной работы турбины ограничивает допустимую высоту отсасывания:

$$H_s^{\text{доп}} \leq \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\rho g} - \sigma_T H,$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление на поверхности нижнего бьефа; $p_{\text{н.п}}$ – абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, принимаемое в зависимости от температуры жидкости по справочникам; σ_T – коэффициент кавитации турбинной установки, который определяется экспериментально, но приближенно его можно определить по формуле

$$\sigma_T = \frac{(n_s + 30)^{1,8}}{200000}.$$

Если значение допустимой высоты отсасывания получилось отрицательным, то следовательно, для исключения кавитационного износа турбину придется установить так, чтобы она была заглублена под уровень нижнего бьефа.

Гидравлический таран – это механизм, преобразующий энергию потока в потенциальную энергию давления, которую используют для поднятия жидкости на высоту нескольких десятков метров.

Гидравлический таран работает следующим образом (рис. 12.2). Из питательного резервуара 1 вода по питательной трубе 2 поступает внутрь гидравлического тарана 3 и вытекает через ударный клапан 4. Скорость потока за клапаном нарастает, возникает перепад напора на клапане, который в некоторый момент превышает вес клапана. Клапан мгновенно перекрывает поток, и давление в трубопроводе резко повышается – возникает гидравлический удар. Возросшее давление открывает напорный клапан 5, через который вода поступает в напорный колпак 6, сжимая в нем воздух. Давление в трубопроводе падает, напорный клапан закрывается, а ударный – открывается, и цикл повторяется снова. Сжатый в колпаке воздух гонит воду по нагнетательной трубе 7 в нагнетательный резервуар 8.

Полный цикл работы тарана можно представить в виде трех периодов:

1) период разгона – период времени от начала открытия ударного клапана до момента, при котором скорость v в трубе станет наибольшей и клапан закроется:

$$t_{\text{разг}} = \tau \ln \frac{1+k}{1-k},$$

где $\tau = l / \sqrt{2gH(1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}})}$; l – длина питательной трубы; H – напор перед клапаном (питательный напор); $\zeta_{\text{пит}}$ и $\zeta_{\text{кл}}$ – коэффициенты сопротивления при движении жидкости питательного трубопровода и ударного клапана;

$$k = v / \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}}} \text{ – коэффициент разгона.}$$

Наибольшая скорость в трубе для весового клапана определяется по формуле

$$v = \sqrt{\frac{2G}{\rho S_{\text{кл}} \zeta_{\text{кл}}}},$$

где G – вес клапана; $S_{\text{кл}}$ – площадь выходного отверстия ударного клапана.

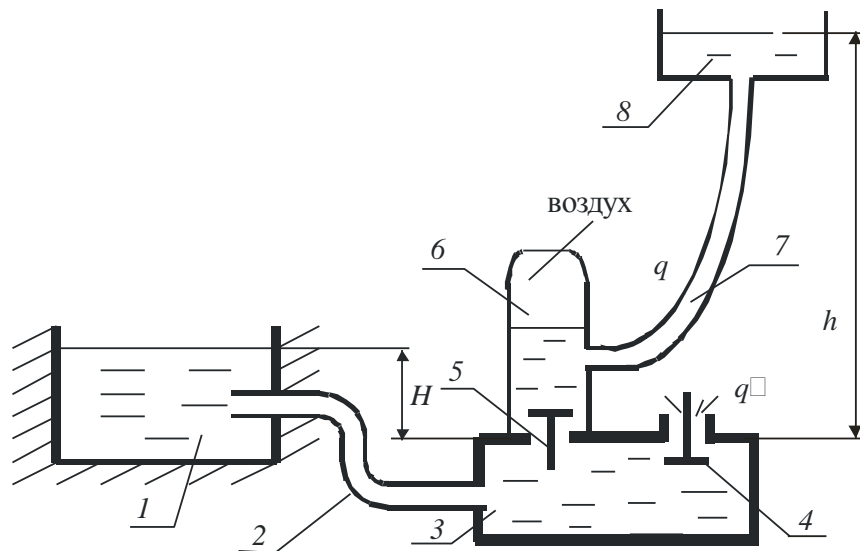


Рис. 12.2. Схема гидравлического тарана

2) период нагнетания – период от момента открытия нагнетательного клапана до момента его закрытия, при котором происходит нагнетание жидкости в воздушный колпак:

$$t_{\text{наг}} = (v / (gh_{\text{д}}) + 1/c)l,$$

где $h_{\text{д}} = h + \sum h_{\text{наг}} - (H - \sum h_{\text{пит}})$ – динамическая высота нагнетания; $\sum h_{\text{наг}}$ и $\sum h_{\text{пит}}$ – потери напора в нагнетательном и питающем трубопроводах.

3) период отражения – период от момента закрытия нагнетательного клапана до открытия ударного клапана, при котором не происходит ни нагнетания, ни разгона

$$0 < t_{\text{отр}} < 2l/c.$$

Технические параметры гидротаранной установки следующие.

1. Продолжительность полного цикла

$$T = t_{\text{разг}} + t_{\text{наг}} + t_{\text{отр}}.$$

2. Расход жидкости, сброшенной тараном,

$$q' = \left(\frac{Sl}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}} \ln \left(\frac{1}{1 - k^2} \right) \right) / T,$$

где S – площадь сечения питательной трубы.

3. Производительность таранной установки

$$q = \frac{Sl}{2gh_d T} \left(k^2 \frac{2gH}{1 + \zeta_{\text{пит}} + \zeta_{\text{кл}}} - \left(\frac{gh_d}{c} \right)^2 \right).$$

4. КПД таранной установки

$$\eta = \frac{qh}{QH},$$

где $Q = q' + q$ – общий расход таранной установки.

Задачи для практических занятий

Задача 12.1

Исследование модели осевой турбины диаметром 0,3 м при напоре 3,5 м показали, что оптимальному режиму с наибольшим КПД соответствует частота вращения $300 + 5 \cdot N$ об/мин и расход $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$. Требуется найти оптимальную частоту вращения, расход и мощность натурной турбины того же типа, имеющей диаметр 2 м и напор $9 + N$ м. КПД турбины 93%.

Задача 12.2

Осевая турбина имеет расход $3,0 \text{ м}^3/\text{с}$, число оборотов турбины $200 + 5 \cdot N$ об/мин, диаметр рабочего колеса 1 м, скорость подвода жидкости $5 + 0,5 \cdot N$ м/с, угол подвода $\alpha_1 = 20^\circ$, угол отвода $\alpha_2 = 90^\circ$. Определить полезную мощность турбины. КПД турбины 0,85.

Задача 12.3

Определить допустимую высоту отсасывания для турбины с напором $20 + 2 \cdot N$ м и коэффициентом быстроходности $200 + 5 \cdot N$ об/мин.

Задача 12.4

Определить КПД гидравлического тарана и время, за которое гидравлический таран наполнит питательный бак объемом 100 л. Напор перед клапаном (питательный напор) $H = 1 + 0,2N$ м, нагнетательный напор $3 \cdot H$ м, коэффициенты сопротивления в питательном трубопроводе и ударного клапана $\zeta_{\text{пит}} = \zeta_{\text{кл}} = 1$, коэффициент разгона $k = 0,8$. Суммарные потери напора в питательном и нагнетательном трубопроводе $0,1 + 0,3 \cdot N$ м. Скорость распространения ударной волны 160 м/с. Длина питательного трубопровода 4 м, внутренний диаметр 38 мм.