

МАЛЫЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ. ГИДРОТУРБОАГРЕГАТЫ

Турбиной называется устройство, служащее для преобразования энергии падающей жидкости в механическую энергию. Они бывают двух типов:

- активные, рабочее колесо которых вращается в воздухе под воздействием натекающего на лопасти колеса потока воды, т. е. турбина преобразует только кинетическую энергию потока;
- реактивные, рабочее колесо которых полностью погружено в воду и вращается в основном за счет разности давления до и после колеса, т. е. турбина преобразует кинетическую и потенциальную энергию потока.

Основными параметрами, характеризующими работу турбин в установившемся режиме, являются: расход, напор, потребляемая и полезная мощность, коэффициент полезного действия.

Расход турбины – это количество жидкости, проходящее через турбину в единицу времени. Различают расход объемный – Q ($\text{м}^3/\text{с}$), массовый – Q_m ($\text{кг}/\text{с}$), весовой – Q_g ($\text{Н}/\text{с}$).

Напор турбины – это разность полных удельных энергий потока жидкости на входном и выходном сечении турбины. Если энергия отнесена к единице силы тяжести ($\text{Дж}/\text{Н} = \text{м}$), то это напор H , если к единице объема ($\text{Дж}/\text{м}^3 = \text{Па}$), то это давление p . Следовательно, напором турбины называется удельная (приходящаяся на единицу веса) энергия жидкости, отданная турбине:

$$H = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right),$$

где z – геометрическая высота; p – давление; v – скорость потока, индекс «1» относится к напорному патрубку, а индекс «2» к отсасывающему патрубку.

Для реактивной турбины (пренебрегая разностью скоростных напоров $v_1 \approx v_2$) напор можно определить по формуле

$$H = H_{\text{расп}} - h_{\text{пот}},$$

где $H_{\text{расп}}$ – перепад уровней жидкости верхнего и нижнего канала (верхнего и нижнего бьефа); $h_{\text{пот}}$ – потери напора в водоводах (рис. 11.1).

Для активной турбины напор можно определить по формуле

$$H = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}.$$

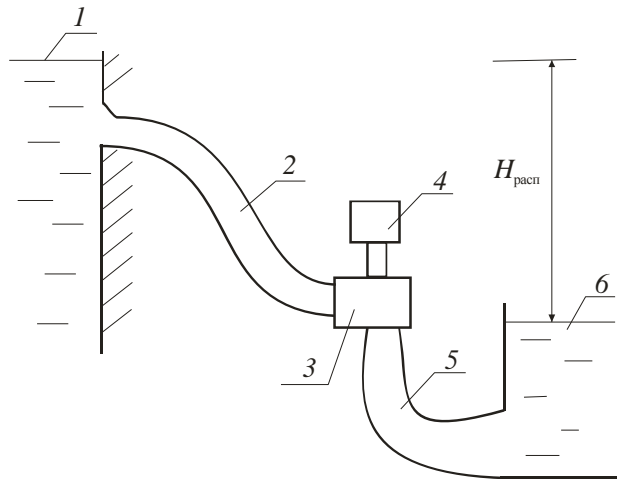


Рис. 11.1. Принципиальная схема ГЭС

Потребляемая мощность – это мощность жидкости, протекающей через турбину.

$$N = \rho g Q H .$$

Полезная мощность – это мощность, передаваемая на вал генератора.

$$N_{\text{п}} = M_{\text{кр}} \omega = M_{\text{кр}} 2\pi n ,$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент; ω – угловая скорость вращения; n – частота вращения.

Потребляемая мощность больше полезной мощности на величину потерь, которые возникают в турбине, и может быть определена через общий (полный) КПД $N = N_{\text{п}} / \eta$.

Потери мощности характеризуются объемным, гидравлическим и механическим КПД. Таким образом, общий КПД турбины η равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД $\eta = \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}$.

К активным турбинам относится ковшовая (турбина Пельтона). Принцип работы ковшовой турбины основан на том, что струя воды, обладающая значительной кинетической энергией, поступает из водовода и воздействует последовательно на ковши рабочего колеса турбины (рис. 11.2). Ковш турбины имеет выступ в виде ножа, который разделяет струю и обеспечивает ее разворот на 180° . При этом создается давление на ковш, приводящее к вращению рабочего колеса.

Скорость струи до воздействия с ковшом обусловлена напором воды H и определяется по формуле

$$v = \sqrt{2gH_{\text{расп}}} ,$$

где $H_{\text{расп}}$ – располагаемый напор, высота от свободной поверхности жидкости до оси погружения сопла (рис. 11.2).

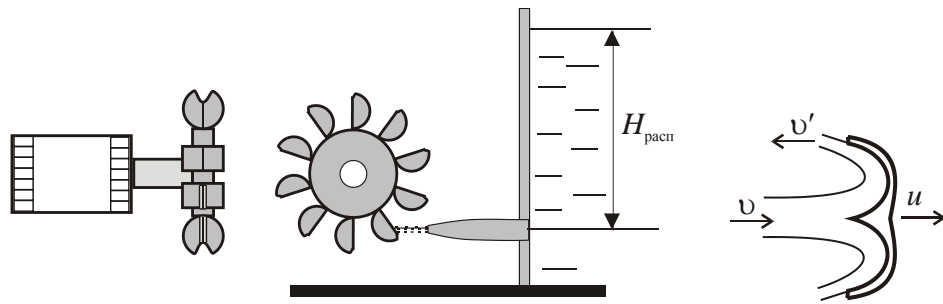


Рис. 11.2. Горизонтальный моноблочный агрегат с односопловой ковшовой турбиной

Установлено, что при скорости движения ковша $u = v/2$ мощность турбины будет максимальной.

$$N_{\max} = \frac{1}{2} G v^2 = \frac{1}{2} \eta m S \rho (2gH)^{3/2},$$

где G – расход жидкости через сопла, кг/с; η – КПД турбины, m – количество сопел; S – площадь сечения сопла, м²; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Наиболее часто гидравлическую турбину применяют для выработки электроэнергии и присоединяют ее к генератору. Экономичнее не использовать редукторов, поэтому выбирают частоту вращения турбины $n = \omega/(2\pi)$, равную стандартной частоте вращения генератора. Тогда радиус размещения центра ковша рабочего колеса определяется через его линейную скорость вращения:

$$R = \frac{u}{\omega} = \frac{v}{2\omega} = \frac{\sqrt{2gH_{\text{расп}}}}{4\pi n}.$$

Сопло водовода имеет круглое сечение радиусом $r = \sqrt{S/\pi}$, тогда

$$r = \sqrt{\frac{2N_{\max}^{\text{пол}}}{\eta m \pi (2gH)^{3/2}}}.$$

Определяющим параметром ковшовой турбины является отношение радиуса сопла к радиусу турбины. На практике используются колеса с размерами лопасти $r/R = 1/12$, так как при больших размерах лопасти ухудшаются условия их обтекания.

В отличие от активной турбины, где струя воздействует на лопасти периодически, в реактивной турбине жидкость воздействует на лопасти постоянно. 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).

Основными элементами реактивной турбины являются рабочее колесо 1, статор турбины 2, направляющий аппарат 3, отсасывающая труба 4 (рис. 11.3).

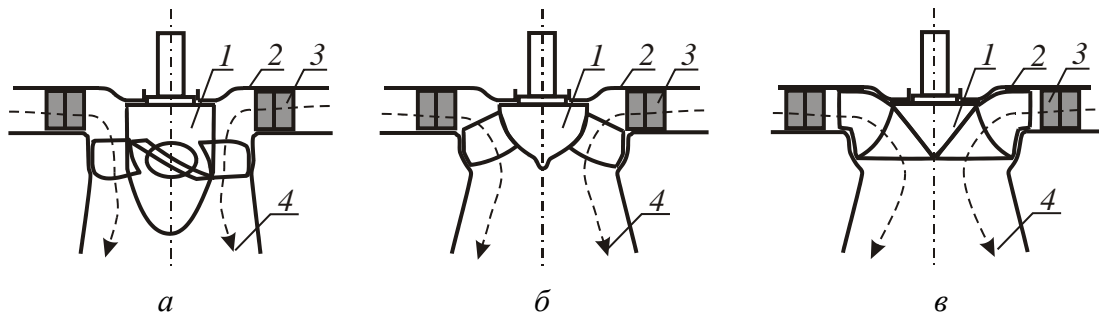


Рис. 11.3. Различные виды реактивных турбин:
а – осевая; *б* – диагональная; *в* – радиально-осевая

Рабочее колесо предназначено для восприятия силового воздействия притекающего потока жидкости. Основным элементом рабочего колеса являются лопасти и втулка, на которой крепятся лопасти. Особенностью рабочих колес некоторых турбин является возможность на рабочем ходу поворачивать лопасти рабочего колеса (изменять угол установки лопастей). Угол установки лопастей изменяется в зависимости от открытия направляющего аппарата и от действующего напора таким образом, чтоб достичь максимального значения КПД турбины. Это дает большие энергетические преимущества, но в то же время приводит к значительному усложнению конструкции.

Отсасывающая труба (рис. 11.4) представляет собой расширяющийся диффузорный водовод, по которому вода от рабочего колеса отводится в нижний канал. Отсасывающие трубы делятся на прямоосные (конические, раструбные, с переходом) и изогнутые. Уменьшение скорости воды по длине

отсасывающей трубы позволяет повысить КПД и мощность турбины.

Коэффициент полезного действия, или коэффициент восстановления отсасывающей трубы, определяется отношением

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{v_2^2 - v_3^2 - 2g \sum h_{\text{отс}}}{v_2^2},$$

где v_2 – скорость потока после турбинного колеса; v_3 – скорость потока в выходном сечении отсасывающей трубы; $\sum h_{\text{отс}}$ – суммарные потери напора в отсасывающей трубе.

Потери в отсасывающей трубе определяются двумя факторами:

–трением о стенки:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda v_2^2}{16 g \operatorname{tg}(\varphi)} \left(1 - v_3^2 / v_2^2\right),$$

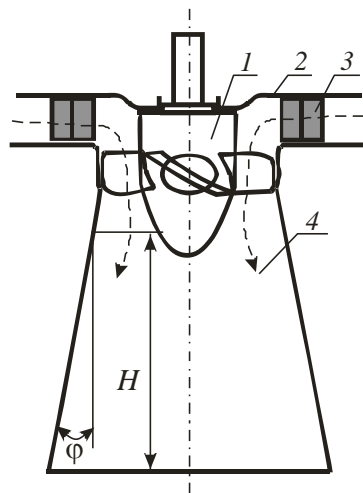


Рис. 11.4. Отсасывающая труба

где λ – коэффициент гидравлического трения; φ – угол конусности отсасывающей трубы (рис. 11.4);

– вихревыми потерями, вызываемыми диффузорностью отсасывающей трубы:

$$h_{\text{рас}} = \frac{\sin(2\varphi)v_2^2}{2g}(1 - v_3/v_2)^2.$$

Задачи для практических занятий

Задача 11.1

Определить расход турбины ГЭС, имеющей при напоре $90 + N$ м мощность $500 + 2 \cdot N$ МВт. КПД турбины 92%.

Задача 11.2

Подаваемый на ковшовую турбину поток имеет параметры: высота $20 + N$ м, расход $0,05 + 0,001 \cdot N$ м³/с. Определить скорость потока и максимальную мощность турбины.

Задача 11.3

Осевая турбина с коэффициентом быстроходности $n_s = 4$ об/с имеет мощность на валу $N_t = 400 + 10 \cdot N$ кВт при напоре $H = 6 + N$ м, КПД = 0,7. Найти расход воды и угловую скорость турбины.

Задача 11.4

Определить диаметр колеса ковшовой турбины $D = 2R$ с одним соплом радиусом r , мощностью $60 + 10 \cdot N$ кВт при значениях напора $H = 70 + N$ м и оптимальную угловую скорость, при которой достигается максимальный КПД = 90%. На практике используется соотношение размеров сопла и колеса $R/r = 12$, т. к. при больших размерах ковша ухудшаются условия их обтекания.

Задача 11.5

Уровень в верхнем водохранилище ГЭС равен нормальному подпорному уровню (НПУ), полезный объем водохранилища $V_{\text{п}} = 2000$ м³, средний приток воды в верхнее водохранилище $0,2$ м³/с. Определить, сколько времени будет работать ГЭС и какую мощность сможет выдать до срабатывания полезного объема верхнего водохранилища, если рабочие параметры гидроэлектростанции: средний напор $H = 6 + N$ м, расход $Q = 0,4 + 0,02 \cdot N$ м³/с, КПД = 0,7.

Задача 11.6

Определить КПД конической отсасывающей трубы, а также мощность турбины после присоединения к ней отсасывающей трубы, если без

отсасывающей трубы мощность турбины составляла 30 кВт. Высота отсасывающей трубы $H = 1 + 0,1 \cdot N$ м. Угол конусности трубы составляет 13° . Верхний диаметр 0,8 м. КПД турбины 0,8. Расход турбины $0,5 + 0,01 \cdot N$ м³/с. Потери напора в трубе не учитывать. Высота турбины над нижним бьефом $H_s = H$.

Задача 11.7

Определить КПД конической отсасывающей трубы. Угол конусности трубы составляет $\varphi = 2 + N^\circ$, верхний диаметр – 0,8 м, высота – $H = 1 + 0,1 \cdot N$ м. Расход турбины $0,5 + 0,01 \cdot N$ м³/с. Коэффициент гидравлического трения отсасывающей трубы $\lambda = 0,02$.