

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство,
водный транспорт и гидравлика»

ЗДАНИЕ ГЭС

Пособие
для студентов специальности
1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
в сфере высшего образования Республики Беларусь
в области строительства и архитектуры*

Минск
БНТУ
2022

УДК [621.311.21:556.048]:37.091.313 (075.8)

ББК 31.57я7

Г23

С о с т а в и т е л и :

С. П. Гатилло, В. А. Евдокимов, О. Б. Корбут

Р е ц е н з е н т ы :

К. П. Моргунов, А. И. Смирнов

Здание ГЭС : пособие для студентов специальности 1-70 04 01
Г23 «Водохозяйственное строительство» / сост. : С. П. Гатилло, В. А. Евдокимов, О. Б. Корбут. – Минск : БНТУ, 2022. – 48 с.
ISBN 978-985-583-422-0.

Пособие содержит методику обоснования энергетических параметров ГЭС, работающих в составе электроэнергосистемы. Его цель – обучить студентов основным методам проектирования современных зданий гидроэлектростанций. Предназначено для выполнения курсового проекта, а также может быть полезно студентам при выполнении дипломных проектов по гидроэлектростанциям.

УДК [621.311.21:556.048]:37.091.313 (075.8)

ББК 31.57я7

ISBN 978-985-583-422-0

© Белорусский национальный
технический университет, 2022

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Гидроэлектростанции (ГЭС) являются высокоэффективными источниками электроэнергии и в большинстве случаев проектируются и строятся в виде объектов комплексного назначения, обеспечивающих нужды не только электроэнергетики, но и других отраслей народного хозяйства: мелиорации, водного транспорта, водоснабжения, рыбного хозяйства и др. Их параметры, компоновки, типы сооружений и оборудования в значительной степени обусловлены топографическими, геологическими, гидрогеологическими и другими природными условиями местности.

При проектировании здания ГЭС необходимо:

– произвести выбор схемы ГЭС по способу создания напора на основании изучения природных условий (если схема не задана);

– на основании результатов выполненных ранее водноэнергетических расчетов установить параметры ГЭС (установленную мощность, выработку электроэнергии, значения расходов, колебаний уровней воды в водохранилище и в нижнем бьефе и др.), число гидроагрегатов, тип и марку турбины, а также определить ее параметры;

– произвести выбор типов турбинной камеры и отсасывающей трубы, определить их основные размеры;

– установить мощность и тип гидрогенератора, определить основные его размеры;

– подобрать крановое оборудование здания ГЭС;

– запроектировать здание ГЭС, т. е. определить основные его размеры, разработать конструктивные чертежи и обосновать принятые конструктивные и компоновочные решения по нему.

Исходными данными для расчетов являются:

– максимальный и минимальный уровни в верхнем бьефе, соответственно $Z_{ВБ\max}$ (НПУ) и $Z_{ВБ\min}$ (УМО);

– максимальный и минимальный уровни нижнего бьефа, соответственно $Z_{НБ\max}$ и $Z_{НБ\min}$;

- максимальный, минимальный и средневзвешенный напоры, соответственно H_{\max} , H_{\min} и $H_{\text{ср}}$;
 - ориентировочное значение КПД турбины η_t и гидрогенератора $\eta_{\text{ген}}$;
 - график суточной нагрузки электроэнергосистемы для зимнего периода времени;
 - топографический план местности и геологический разрез по створу или по оси напорных водоводов ГЭС.
- Дополнительно в задании указаны:
- район строительства;
 - режим регулирования стока;
 - схема проектируемой ГЭС;
 - расчетная обеспеченность среднесуточных мощностей ГЭС по водотоку.

2. ВЫБОР УСТАНОВЛЕННОЙ МОЩНОСТИ ГЭС

Величина установленной мощности ГЭС, т. е. суммы номинальных активных мощностей всех гидроагрегатов при известных отметках подпорного уровня, глубине сработки водохранилища, его полезной емкости и ряде других показателей, зависит как от мощности зарегулированного водотока, так и от условий работы (роли) ГЭС в электроэнергосистеме. В общем случае установленная мощность ГЭС складывается из трех составляющих [1–4]:

$$N_{\text{уст}}^{\text{ГЭС}} = N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}} + N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}} + N_{\text{рез}}^{\text{ГЭС}},$$

где $N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}}$, $N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}}$ и $N_{\text{рез}}^{\text{ГЭС}}$ – соответственно гарантированная, дополнительная (дублирующая) и резервная мощности ГЭС.

Гарантированная мощность ГЭС определяется исходя из обеспеченного по воде ее участия в покрытии определенной части расчетного суточного графика нагрузки электроэнерго-

системы, составленного на перспективу. Величина обеспеченной мощности ГЭС $N_{об}^{ГЭС}$ устанавливается с помощью графика $N_{вод}^{ГЭС}(p)$ по значению заданной расчетной обеспеченности $p_{об}$. По этой мощности определяется обеспеченная суточная выработка электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{об}^{ГЭС} = 24 \cdot N_{об}^{ГЭС}.$$

С целью учета развития электроэнергосистемы на перспективу почасовые ординаты заданного суточного графика нагрузки можно умножать на некоторый постоянный коэффициент k (ориентировочно $k \geq 1,3$).

Размещение обеспеченной выработки электроэнергии $\mathcal{E}_{об}^{ГЭС}$ в суточном графике нагрузки электроэнергосистемы и определение гарантированных мощностей ГЭС удобно производить с помощью так называемой анализирующей (интегральной) кривой $\mathcal{E}(P)$, выражающей зависимость потребляемой электроэнергии от мощности (нагрузки). Анализирующую кривую строят рядом с графиком суточной нагрузки $P(t)$, соблюдая одинаковые масштабы для мощностей (рис. 2.1). С этой целью суточный график нагрузки разбивается на ряд горизонтальных полос высотой $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3$ и т. д. В принятых для построения графика нагрузки масштабах площади этих полос определяют соответствующее им количество электроэнергии $\Delta \mathcal{E}_1, \Delta \mathcal{E}_2, \Delta \mathcal{E}_3$ и т. д. Откладывая затем последовательно по оси ординат графика $\mathcal{E}(P)$ приращения мощностей ΔP , а по оси абсцисс – соответствующее им количество электроэнергии $\Delta \mathcal{E}$, можно получить координатные точки анализирующей кривой и построить ее.

При обосновании режима работы ГЭС в электроэнергосистеме в общем случае его следует находить из условия обеспечения максимального участия проектируемой ГЭС в покрытии графика нагрузки. При этом предполагается, что на ГЭС

имеется возможность вести неограниченное суточное регулирование стока ($\mathcal{E}_{об}^{\GammaЭС}$ может быть размещена в любой части суточного графика нагрузки).

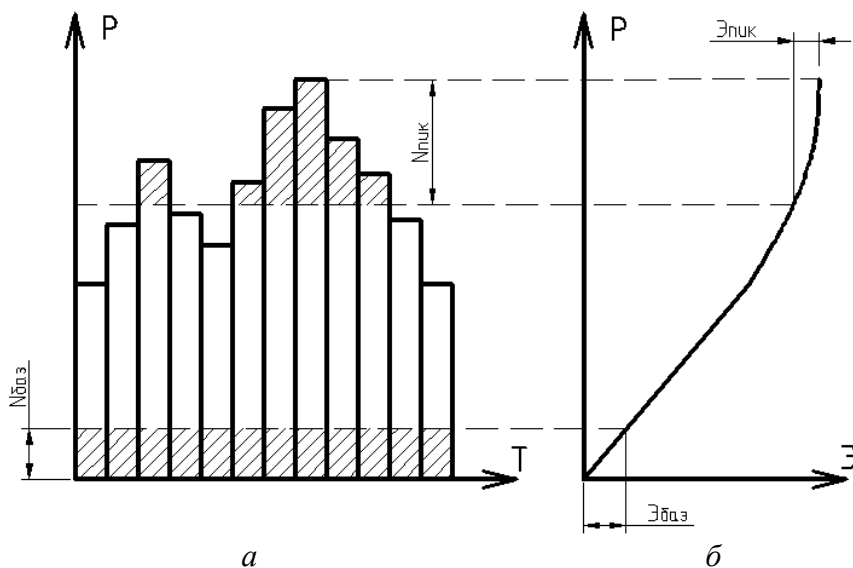


Рис. 2.1. График суточной нагрузки электроэнергосистемы (а) и анализирующая кривая суточной выработки электроэнергии (б)

Так, если в нижнем бьефе допускаются неограниченные колебания уровней и расходов (ГЭС подперта нижерасположенным гидроузлом), а емкость верхнего бьефа позволяет перераспределить естественный суточный сток в соответствии с изменением турбинных расходов, то наиболее целесообразный для электроэнергосистемы режим работы ГЭС будет тогда, когда ее обеспеченная суточная выработка электроэнергии $\mathcal{E}_{об}^{\GammaЭС}$ размещается в пике графика нагрузки. Полученную при этом величину гарантированной мощности можно рассматривать как состоящую из мощности $N_{об}^{\GammaЭС}$, обеспечивае-

мой зарегулированным среднесуточным притоком воды в водохранилище, и пиковой мощности $N_{\text{пик}}^{\text{ГЭС}} = N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}} - N_{\text{об}}^{\text{ГЭС}}$, т. е. добавочной мощности, которую обеспечивает сработка ранее накопленного в течение суток объема воды в водохранилище. Пиковая зона графика нагрузки электроэнергосистемы будет в этом случае характеризовать мощностной режим ГЭС и ее расходы в течение суток. По ординатам зоны работы ГЭС в пиковой части графика нагрузки строится суточный график мощностей ГЭС (режимный график работы ГЭС).

Если проектируемая ГЭС не является подпертой, то размещение ее суточной выработки в графике нагрузки обуславливается необходимостью обеспечения в нижнем бьефе в течение суток гарантированного или санитарного расхода $Q_{\text{гар}}$, определяемого или потребностью водопользователей, расположенных на нижнем участке реки, или санитарными условиями. Отвечающие этому расходу величины базисной мощности $N_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}}$ и соответствующей ей выработки электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}}$ будут равны

$$N_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}} = 9,81 Q_{\text{гар}} H \cdot \eta_a,$$

где H – полезный напор ГЭС;

η_a – коэффициент полезного действия гидроагрегата ($\eta_a = \eta_t \cdot \eta_{\text{ген}}$).

$$\mathcal{E}_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}} = 24 \cdot N_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}}.$$

Остальную часть обеспеченной среднесуточной выработки электроэнергии ГЭС целесообразно разместить в пике графика нагрузки электроэнергосистемы, при этом ее величина определится как разность между обеспеченной суточной и базисной энергиями:

$$\mathcal{E}_{\text{пик}}^{\text{ГЭС}} = \mathcal{E}_{\text{об}}^{\text{ГЭС}} - \mathcal{E}_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}}.$$

Суточный график мощностей ГЭС при таком режиме ее работы может быть получен совмещением базисной и пиковой зон в графике нагрузки, а величина гарантированной мощности – суммированием базисной и пиковой составляющих:

$$N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}} = N_{\text{баз}}^{\text{ГЭС}} + N_{\text{пик}}^{\text{ГЭС}}.$$

Дополнительная мощность, как правило, имеет место на ГЭС с ограниченным длительным регулированием речного стока, когда возможные среднесуточные мощности по водотоку значительно превосходят гарантированную мощность. Именно для более полного использования энергии водотока часто оказывается целесообразным увеличивать гарантированную мощность ГЭС $N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}}$ на некоторую величину дополнительной мощности $N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}}$, позволяющей получить дополнительную энергию. Эту мощность еще называют дублирующей или сезонной, поскольку сумма $N_{\text{об}}^{\text{ГЭС}} + N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}}$ не гарантирована в пределах расчетной обеспеченности, а дополнительная мощность ГЭС используется главным образом в периоды паводков или высокой межени и, обеспечивая экономию топлива на тепловых электростанциях, не снижает их установленной мощности. Определение величины дополнительной мощности $N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}}$ требует специальных энергоэкономических расчетов. В первом приближении можно принимать обеспеченность по водотоку суммы мощностей $N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}} + N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}}$ в пределах 13–23 %. Следовательно, значение дополнительной мощности ГЭС может быть определено из выражения

$$N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}} = N_{\text{вод}(13-23\%)}^{\text{ГЭС}} - N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}},$$

где $N_{\text{вод}(13-23\%)}^{\text{ГЭС}}$ – среднесуточная мощность ГЭС по зарегулированному водотоку, обеспеченная за расчетный период на 13–23 %.

Если же гарантированная мощность $N_{\text{гар}}^{\text{ГЭС}}$ окажется равной или выше мощности ГЭС по водотоку данной обеспеченности, то располагать на ГЭС дополнительную мощность нет необходимости, т. е. $N_{\text{доп}}^{\text{ГЭС}} = 0$.

Резервная мощность должна обеспечивать бесперебойную работу электроэнергосистемы в целом, поэтому не обязательно все ее составляющие (аварийный, нагрузочный, ремонтный и народнохозяйственный резервы) назначать на данной проектируемой ГЭС без учета работы других электростанций электроэнергосистемы. На предварительной стадии проектирования ее величина может быть принята равной 10 % от гарантированной мощности ГЭС при отсутствии дополнительной мощности.

3. РАСЧЕТ ЕМКОСТИ СУТОЧНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГЭС

В связи с тем, что бытовой или зарегулированный расход воды в течение суток практически не изменяется, а от ГЭС при ее работе в пиковой части суточного графика нагрузки электроэнергосистемы требуется в основном резкопеременный мощностной режим, обеспечиваемый пропуском через нее переменных расходов воды, возникает необходимость в определении величины некоторого объема $V_{\text{сут}}$ для перераспределения суточного притока. Этот объем размещается или в водохранилище, или в отдельном бассейне суточного регулиро-

вания. Расчет емкости суточного регулирования ГЭС может быть произведен графоаналитическим способом с помощью интегральной кривой турбинного суточного стока. Для этого, в соответствии с суточным мощностным режимом ГЭС, ходом уровней в бьефах и, следовательно, изменением напоров, подсчитываются расходы воды через гидротурбины по формуле

$$Q_i^{\text{ГЭС}} = \frac{N_i^{\text{ГЭС}}}{9,81H_i\eta_a}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $N_i^{\text{ГЭС}}$ – значение мощности ГЭС (ордината ее суточного мощностного графика i -го часа, кВт);

H_i – напор на гидроэлектростанции, м.

Значение напора в течение суток с некоторым допущением может быть принято постоянным и равным среднему значению напоров за декабрь месяц (рассматривается покрытие зимнего декабрьского графика нагрузки). Можно также считать постоянным и значение КПД гидроагрегата. При этих условиях знаменатель в формуле постоянен и график турбинных расходов, построенный по вычисленным значениям $Q^{\text{ГЭС}}$, повторит в некотором масштабе суточный график мощностей ГЭС.

По полученному гидрографу расходов через ГЭС $Q^{\text{ГЭС}}$ строится интегральный график суточного турбинного стока $W^{\text{ГЭС}}(t)$ (рис. 3.1). Это построение удобно вести в прямоугольной системе координат с использованием лучевого масштаба.

Регулирующая суточная емкость или полезный объем бассейна суточного регулирования $V_{\text{сут}}$ определяется в масштабе объемов расстоянием по вертикали между двумя касательными (верхней и нижней) к интегральной кривой турбинного стока, проведенными параллельно направлению луча, отвечающего среднесуточному расходу ГЭС $Q_{\text{ср}}^{\text{ГЭС}}$.

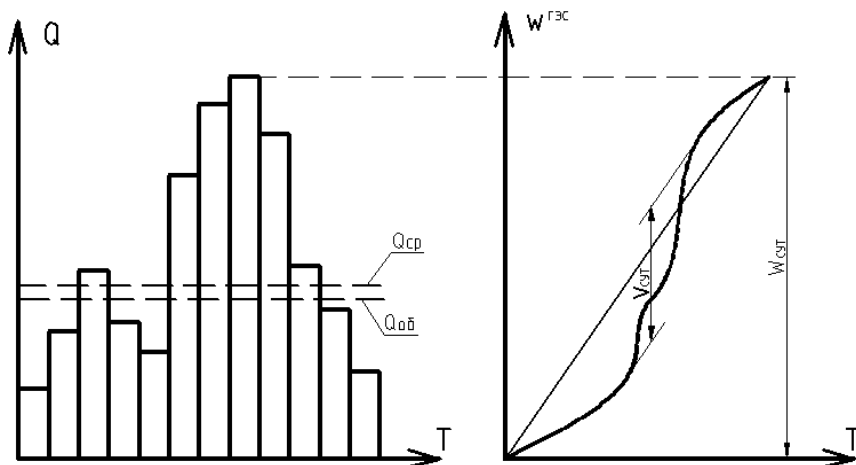


Рис. 3.1. Построение интегрального графика суточного турбинного стока

Отношение объема $V_{\text{сут}}$ к обеспеченному среднесуточному притоку $W_{\text{сут}}$ определяет значение относительной регулирующей емкости:

$$\beta_{\text{сут}} = \frac{V_{\text{сут}}}{W_{\text{сут}}} \cdot 100 \%,$$

где $W_{\text{сут}} = 86,4 \cdot 10^3 Q_{\text{об}}$;

$$Q_{\text{об}} = \frac{N_{\text{об}}^{\text{ГЭС}}}{9,81 H_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{а}}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $H_{\text{ср}}$ – средний декабрьский напор, м.

Если определение зоны работы ГЭС в графике нагрузки электроэнергосистемы выполнено правильно, а также правильно подсчитаны расходы воды через гидротурбины по значениям мощностей ГЭС, то величины среднесуточного расхода ГЭС $Q_{\text{ср}}^{\text{ГЭС}}$ и обеспеченного приточного расхода (зарегулиро-

ванного или бытового) $Q_{об}$ должны совпадать (целесообразно эти расходы нанести на гидрограф турбинных расходов для графического сопоставления).

4. ВЫБОР ЧИСЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ, ТИПА И ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИНЫ

4.1. Определение числа агрегатов и выбор типа турбины

Выбор числа гидроагрегатов производится по величине установленной мощности ГЭС и режиму ее работы в электроэнергетической системе. Обычно минимальным числом считается два. Установку одного агрегата можно допустить только на ГЭС относительно небольшой мощности, работающей в крупной электроэнергосистеме. Два агрегата обеспечивают высокие значения КПД в случае применения турбин с пологой рабочей характеристикой (поворотно-лопастных и диагональных). Три или четыре агрегата обычно дают удовлетворительное решение и обеспечивают хорошие значения КПД с любыми турбинами. Увеличивать число агрегатов сверх четырех необходимо только в тех случаях, когда габариты колеса трудновыполнимы или неудобны для транспортировки, а также при превышении единичной мощности турбины максимального значения для данного типа, вошедшего в номенклатуру.

При выборе числа гидротурбин необходимо учитывать минимальную нагрузку ГЭС и ее продолжительность, так как считается опасной длительная работа турбин с нагрузкой менее 40 % их мощности, а также режим работы ГЭС в пусковой период при пониженных напорах, т. е.

$$\frac{N_{\min}}{N_T} \geq 40 \%,$$

где N_{\min} – минимальное суточное значение мощности в режимном графике работы ГЭС; чаще всего это базисная мощность.

Ориентировочное число агрегатов:

$$z_a \approx \frac{N_{\text{уст}}}{N_T \eta_{\text{ГЕН}}},$$

где $\eta_{\text{ГЕН}}$ – значение КПД гидрогенератора.

Окончательный выбор количества агрегатов производится после сравнения загрузки турбин для каждого из возможных вариантов их установки при уточненной единичной мощности турбины

$$N_T = \frac{N_{\text{уст}}^{\text{ГЭС}}}{z_a \cdot \eta_{\text{ГЕН}}}, \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

Требуемый тип турбины определяется по сводным графикам областей применения гидротурбин в зависимости от расчетного напора H_p и мощности турбины N_T . В качестве расчетного на предварительном этапе рекомендуется принимать средневзвешенный напор $H_{\text{ср}}$ или величину несколько меньше его. На основании статистических данных по построенным и запроектированным ГЭС [5] для русловых ГЭС можно принимать $H_p = 0,90H_{\text{ср}}$, для приплотинных – $H_p = 0,95H_{\text{ср}}$, для деривационных – $H_p = (0,95-1,00)H_{\text{ср}}$. По кривой продолжительности напоров расчетный напор должен иметь обеспеченность не менее 75 %.

Выбор гидротурбины по сводным графикам областей применения производится нахождением на них точки, соответствующей расчетному напору H_p и мощности турбины N_T . Положение этой расчетной режимной точки в пределах одного из полей сводного графика указывает на подходящую типоконструкцию турбины. Если расчетная режимная точка попа-

дает в зону двух взаимно перекрывающихся полей, то для каждого из возможных вариантов необходимо установить основные параметры турбины, сопоставить их и выбрать наиболее выгодный вариант.

Основные гидравлические и конструктивные параметры их рабочих колес поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин приведены в табл. 4.1 и 4.2.

При выборе системы и типа гидротурбины должны учитываться последние достижения в гидротурбостроении. В надлежащих случаях следует рассматривать варианты применения гидротурбин новых конструкций (диагональных, поворотно-лопастных для капсульных агрегатов и др.), сопоставляя их с номенклатурными поворотно-лопастными и радиально-осевыми системами (основные показатели новых систем гидротурбин приводятся в табл. 4.3).

Таблица 4.1

Основные параметры рабочих колес поворотно-лопастных турбин

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров, Н, м	Число лопастей рабочего колеса, Z_1	Втулочное отношение $\overline{d}_{вт} = \frac{d_{вт}}{D_1}$	Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	Приведенная частота вращения, об/мин		Приведенный расход по условию обеспечения безкавитационной работы Q'_1 , л/с	Коэффициент кавитации, σ
					$n'_{1опг}$	$n'_{1расч}$		
ПЛ10	2–10	4	0,33	0,45	165	200	2250–1900	1,4–1,275
ПЛ15	5–15	4	0,35	0,45	150	180	2130–1850	1,0–0,84
ПЛ20	10–20	4	0,37	0,4	136	160	2040–1710	0,832–0,68
ПЛ30	15–30	5	0,41	0,4	125	140	1940–1430	0,745–0,505
ПЛ40	20–40	6	0,43–0,45	0,375	116	130	1770–1240	0,68–0,4
ПЛ50	30–50	7	0,47–0,49	0,375	118	120	1400–1110	0,505–0,325
ПЛ60	40–60	8	0,51–0,54	0,35	100	110	1240–1040	0,4–0,27
ПЛ70	45–70	8	0,57	0,35	100	110	1150–940	0,35–0,23
ПЛ80	50–80	8	0,60	0,35	100	110	1075–830	0,325–0,205

Основные параметры рабочих колес радиально-осевых турбин

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров, Н, м	Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b_0} = \frac{b_0}{D_1}$	Приведенная частота вращения, об/мин		Приведенный расход, Q'_1 , л/с	Коэффициент кавитации, σ
			$n'_{\text{полт}}$	$n'_{\text{расч}}$		
PO 45	30–45	0,35	78	78	1400–1370	0,27–0,23
PO 75	40–75	0,30	72	77	1370–1250	0,243–0,16
PO 115	70–115	0,25	70	74	1250–1090	0,168–0,097
PO 170	110–170	0,20	68	71	1050–650	0,1–0,06
PO 230	160–230	0,16	65	68	650–420	0,065–0,047
PO 310	220–310	0,12	60	65	420–280	0,048–0,04
PO 400	290–400	0,10	58	62	280–200	0,042–0,035
PO 500	380–500	0,08	58	59,5	200–150	0,036–0,03

Таблица 4.3

**Основные параметры поворотного-лопастных турбин
для капсульных агрегатов**

Показатели	Тип турбины	
	ПЛК 10	ПЛК 16
Диапазон напоров, м	1–12	3–16
Приведенная частота вращения, об/мин:		
оптимальная, $n'_{\text{опт}}$	170	155
расчетная, $n'_{\text{расч}}$	210	175
Приведенный расход (расчетный), $Q'_{1р}$, л/с	4200–3800	3000–2800
Коэффициент кавитации, σ	2,8–2,2	2,0–1,6
Относительный диаметр капсулы, $\overline{D}_к = \frac{D_к}{D_1}$	0,9–0,85	1,0–1,25

**4.2. Выбор основных параметров турбины
по универсальным характеристикам
(приведенным показателям)**

Параметры турбины (номинальный диаметр D_1 , частота вращения n и высота отсасывания H_s) могут быть определены наиболее надежно по главным универсальным характеристикам (ГУХ), приводимым в литературе для каждого типа турбины.

Определение размеров гидротурбин по ним ведется с использованием формул приведения:

$$n'_1 = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}}; \quad (4.2)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad (4.3)$$

$$N'_1 = \frac{N_{\tau}}{D_1^2 H \sqrt{H}}, \quad (4.4)$$

где n'_1 , Q'_1 , N'_1 – приведенные соответственно частота вращения, расход и мощность условной турбины данной серии диаметром $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м;

H , Q , N и η – напор, расход, мощность и КПД турбины.

Диаметр рабочего колеса может быть определен по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_{\tau}}{9,81 \eta Q'_1 H_p \sqrt{H_p}}}, \text{ м}, \quad (4.5)$$

с округлением до ближайшего номенклатурного [11]:

ПЛ 10 и ПЛ 15 – 280, 320, 360 и 400–1050 через 50 см;

ПЛ 20 – 280, 320, 360 и 400–1000 через 50 см;

ПЛ 30 и ПЛ 40 – 280, 320, 360 и 400–950 через 50 см;

ПЛ 50 – 280, 320, 360 и 400–900 через 50 см;

ПЛ 60, ПЛ 70 и ПЛ 80 – 250, 280, 320, 360 и 400–850 через 50 см;

РО 45, РО 75, РО 115 и РО 170-200, 225, 250, 280, 320, 360 и 400–850 через 50 см;

РО 230 – 180, 200, 225, 250, 320, 360 и 400–850 через 50 см;

РО 310 – 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360 и 400–600 через 50 см;

РО 400 – 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400 и 450 см;

РО 500 – 180, 200, 225, 250, 320 и 360 см.

При расчетах в формуле (4.5) значение КПД турбины принимается равным 0,86–0,89 для поворотных-лопастных турбин и 0,88–0,91 для радиально-осевых турбин (большие значения η соответствуют большим значениям D_1). Величина Q_1' , м³/с, для радиально-осевых турбин выбирается по главной универсальной характеристике на линии 5 %-го запаса мощности при $n = n_{1\text{опт}}'$ ($n_{1\text{опт}}'$ – приведенная частота вращения, соответствующая на универсальной характеристике точке с максимальным КПД, т. е. оптимальной точке). Для поворотных-лопастных турбин Q_1' принимается из условия обеспечения бескавитационной работы по табл. 4.1.

Частота вращения определяется по средневзвешенному напору из формулы приведения:

$$n = \frac{n_1' \cdot \sqrt{H_{\text{ср}}}}{D_1}, \text{ об/мин.} \quad (4.6)$$

При выборе расчетного значения n_1' необходимо учитывать возрастание приведенной частоты вращения с увеличением диаметра рабочего колеса турбины в отношении $(\eta / \eta_m)^{0,5}$, где η – КПД турбины, η_m – КПД модели. Это увеличение приведенной частоты вращения $\Delta n_1'$ подсчитывают для оптимальной точки:

$$\Delta n_1' = n_{1\text{опт}}' \left(\sqrt{\frac{\eta_{\text{опт}}}{\eta_{m\text{опт}}}} - 1 \right), \text{ об/мин,} \quad (4.7)$$

где $\eta_{m\text{опт}}$ берется по главной универсальной характеристике, а $\eta_{\text{опт}}$ определяется по номограмме или вычисляется по фор-

мулам (4.8) или (4.9) в зависимости от отношения диаметров и напоров модели и турбины, соответственно D_{1M} и H_M , D_1 и H :
при $H < 150$ м

$$\eta = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_{1M}}{D_1}}, \quad (4.8)$$

при $H > 150$ м

$$\eta = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_{1M}}{D_1}} \cdot \sqrt[20]{\frac{H_M}{H}}. \quad (4.9)$$

Тогда

$$n'_1 = n'_{1\text{опт}} + \Delta n'_1. \quad (4.10)$$

Найденная по формуле (4.6) частота вращения турбины округляется до ближайшей синхронной, значения которой в зависимости от числа полюсов ротора генератора при частоте тока в сети 60 Гц приведены в табл. 4.4 [11].

Для оценки правильности выбора номинального диаметра рабочего колеса турбины D_1 и его частоты вращения n для заданного режимного графика работы ГЭС в электроэнергосистеме на главную универсальную характеристику наносится зона работы турбины – четырехугольник со сторонами $n'_1 = \text{const}$ при H_{\min} и $n'_1 = \text{const}$ при H_{\max} , подсчитанными по формуле (4.2), и вершинами в точках с координатами Q'_1 , соответствующими максимальной и минимальной мощностям при указанных двух крайних напорах, подсчитанными по формуле (4.3).

Значения турбинных напоров Q подсчитываются:

$$Q_{\max} = \frac{N_T}{9,81 H_{\min} \cdot \eta};$$

$$Q_{\min} = \frac{N_{\min}}{9,81 H_p \cdot \eta}.$$

Выбор параметров турбины считается правильным, если зона ее работы хорошо охватывает область высоких КПД. Если зона работы турбины окажется смещенной относительно центра универсальной характеристики, следует произвести повторный выбор параметров турбины, соответственно изменив D_1 и n .

Таблица 4.4

Ряд синхронных частот вращения гидроагрегатов

Число полюсов $2p$		Число полюсов $2p$		Число полюсов $2p$	
l	n , об/мин	l	n , об/мин	l	n , об/мин
6	1000	46	130,4	92	65,2
8	750	48	125	96	62,5
10	600	50	120	100	60
12	500	52	115,4	102	58,8
14	428,6	56	107,1	104	57,7
16	375	60	100	108	55,6
18	333,3	64	93,8	110	54,6
20	300	66	90,9	112	53,6
22	272,6	68	88,2	114	52,6
24	250	70	85,7	116	51,8
26	230,8	72	83,3	120	50
28	214,3	74	81	124	48,4
30	200	76	78,9	128	46,9
32	187,5	78	76,9	132	45,5
36	166,7	80	75	136	44,2
38	157,8	84	71,4	140	42,9
40	150	88	68,2	144	41,7

Для принятого диаметра рабочего колеса уточняется мощность турбины:

$$N_T = 9,81 \eta_p Q_1 H_p \sqrt{H_p} D_1^2, \text{ кВт.}$$

Расчетное значение КПД η получают по зависимостям (4.8) и (4.9), принимая η_m для режимной точки на ГУХ.

Высоту отсасывания турбины, соответствующую N_p и N_T , определяют с учетом поправки на барометрическое давление и поправки к кавитационному коэффициенту, т. е.

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - k\sigma N_p, \text{ м}, \quad (4.11)$$

где ∇ – отметка расположения ГЭС (абсолютная отметка расчетного уровня в нижнем бьефе, м);

k – коэффициент запаса ($k = 1,05-1,1$);

σ – кавитационный коэффициент (берется из главной универсальной характеристики для режимной точки).

5. ВЫБОР И РАСЧЕТ ТУРБИННОЙ КАМЕРЫ

Тип турбинной камеры, служащей для подвода воды к рабочим органам гидротурбины, зависит, главным образом, от ее мощности и расчетного напора. Крупные и средние реактивные гидротурбины, за исключением прямоточных, оборудуются преимущественно спиральными камерами: бетонными (железобетонными) при напорах до 70–80 м и металлическими при напорах 40–700 м.

Бетонная спиральная камера выполняется с тавровым поперечным сечением, характеризуемым углами наклона боковых стенок к вертикали δ (выше направляющего аппарата) и γ (ниже его). Рекомендуются следующие величины этих углов: $\delta = 20-35^\circ$; $\gamma = 20-35^\circ$ при $m < n$, $\gamma = 10-20^\circ$ при $m > n$ и $\gamma = 10-15^\circ$ при $n = 0$.

Форму сечений камеры рекомендуется принимать близкой к симметричной относительно оси направляющего аппарата (рис. 5.1). В отдельных случаях могут применяться камеры

с горизонтальным потолком ($n = 0$) или с горизонтальным полом ($m = 0$). Отношение сторон входного сечения $\frac{b_{\text{вх}}}{a_{\text{вх}}}$ не должно превышать 1,8–2,0 и рекомендуется 1,5–1,8 для $m = 0$ или $n = 0$ и 1,5–2,0 при $m > 0$ и $n > 0$.

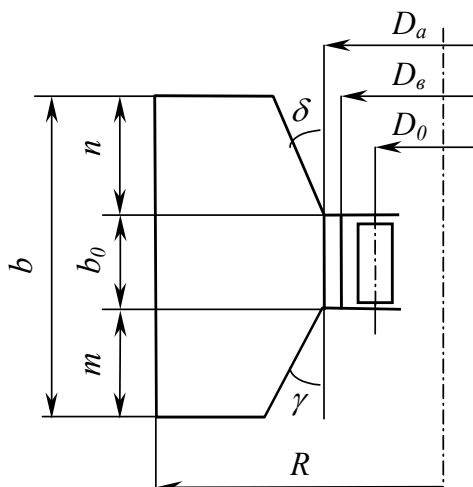


Рис. 5.1. Тавровое сечение спиральной камеры

Величины указанных на схеме диаметров расположения входных и выходных кромок колонн (ребер) статора D_a и D_e , а также диаметра расположения осей лопаток направляющего аппарата D_0 и их числа Z_0 в зависимости от нормализованных диаметров гидротурбины D_1 приводятся для бетонных спиральных камер в табл. 5.1 [10].

Высота направляющего аппарата в зависимости от диаметра рабочего колеса D_1 приводится в табл. 4.1 и 4.2.

Угол охвата бетонных спиральных камер φ_{max} рекомендуется принимать следующим:

$$\varphi_{\text{max}} = 180\text{--}200^\circ \text{ при напорах до } 30 \text{ м;}$$

$$\varphi_{\text{max}} = 200\text{--}225^\circ \text{ при напорах } 30\text{--}50 \text{ м;}$$

$$\varphi_{\text{max}} = 225\text{--}270^\circ \text{ при напорах } 50\text{--}75 \text{ м.}$$

Размеры диаметров расположения входных D_a и выходных D_b кромок колонн (ребер) стагара, осей лопаток направляющего аппарата D_0 и их количество Z_0 для **бетонных** спиральных камер

D_{1b} см	250	280	320	360	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
D_{2b} см	390	438	500	560	620	700	770	855	935	1010	1055	1130	1195	1270	1350	1425	1500	1575
D_{3b} см	340	382	437	485	542	610	675	745	815	885	920	985	1045	1115	1180	1245	1310	1375
D_{0b} см	290	325	375	420	465	525	580	640	700	750	810	875	930	985	1050	1100	1150	1200
Z_0	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	32	32	32	32

Площадь входного сечения спиральной камеры составляет:

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{т}} \cdot \varphi_{\text{max}}}{V_{\text{вх}} \cdot 360},$$

где $Q_{\text{т}}$ – расход через турбину при номинальной мощности, соответствующий расчетному напору, т. е.

$$Q_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{9,81\eta_{\text{п}}H_{\text{п}}},$$

где $V_{\text{вх}}$ – средняя скорость потока во входном сечении спиральной камеры, зависящая от расчетного напора и принимаемая для бетонных камер принимается по табл. 5.2.

Таблица 5.2

$H_{\text{п}}, \text{ м}$	5	10	20	30	40	50	60	70	80
$V_{\text{вх}}, \text{ м/с}$	2,3	3,0	3,8	4,6	5,3	5,9	6,4	7,0	7,5

Определение размеров остальных сечений спиральной камеры и построение очертания ее канала производится графоаналитическим способом по условию постоянства средних окружных скоростей ($V_{u \text{ ср}} = \text{const}$).

Задаваясь формой поперечного сечения, рядом параметров и их соотношением во входном сечении, можно из уравнения площади при известном его значении получить основные его размеры ($a_{\text{вх}}, b_{\text{вх}}$ и $R_{\text{вх}} = r_a + a_{\text{вх}}$) и вычертить в определенном масштабе. Для определения размеров и положения в плане других сечений спирального канала на поле входного сечения в интервале между радиусами $R_{\text{вх}}$ и r_a намечают сечения спирали с расположением их наружных углов на прямых или

кривых (параболах) и определяют их площади, а также радиусы $R_i = r_a + a_i$ (рис. 5.2). По полученным данным под входным сечением спирали строят график $F = f(R)$. На продолжении оси абсцисс откладывают координатные углы промежуточных сечений спирали так, чтобы максимальной ординате соответствовал на оси абсцисс угол охвата φ_{\max} , и проводят прямую линию функции $\varphi = f(F)$, что отвечает условию $V_{u\text{ ср}} = \text{const}$.

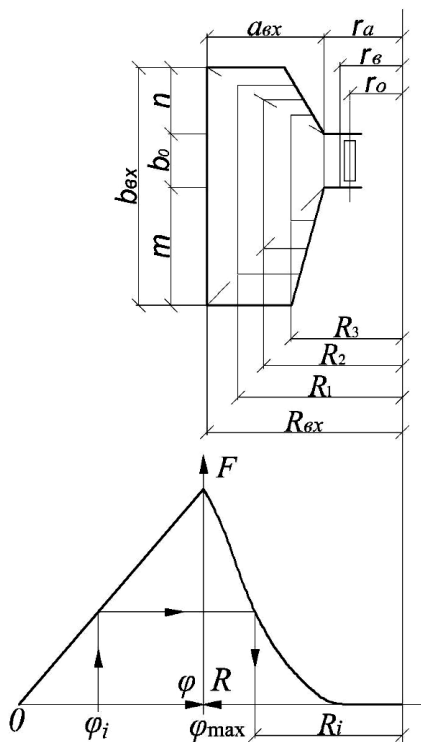


Рис. 5.2. К графоаналитическому расчету спиральной камеры таврового сечения

С помощью построенных графиков $F = f(R)$ и $\varphi = f(F)$, задаваясь различными значениями φ (обычно через 30 или 45°), находят соответствующие им радиусы R и строят очертание спирали в плане. Ширина открытой (входной) части турбинной

камеры B по поперечной оси блока выбирается в зависимости от угла охвата спирального канала в следующих пределах:

$$\text{при } \varphi_{\max} = 180^\circ - B = B_1 + B_2 \geq R_{\text{вх}} + 0,95D_1;$$

$$\text{при } \varphi_{\max} = 200^\circ - 225^\circ - B = B_1 + B_2 \geq R_{\text{вх}} + 1,1D_1;$$

$$\text{при } \varphi_{\max} > 225^\circ - B = B_1 + B_2 = R_{\text{вх}} + B_2,$$

где B_2 устанавливается конструктивно.

Металлические спиральные камеры, как правило, выполняются с круглыми сечениями с углом охвата до 345° при напорах до 80 м и $345-360^\circ$ при напорах свыше 80 м. Гидромеханический расчет таких камер рекомендуется выполнять по условию постоянного момента окружных скоростей $V_u \cdot r = \text{const}$ аналитическим способом, при этом в качестве исходного используется уравнение

$$\varphi = c \left[r_a + \rho - \sqrt{r_a (r_a + 2\rho)} \right],$$

где φ – координатный угол сечения спирального канала, отсчитываемый от зуба;

ρ – радиус сечения спирали (рис. 5.3);

c – постоянный коэффициент:

$$c = \frac{720 k \pi}{Q},$$

где k – постоянная спирали;

r_a – радиус окружности расположения входных кромок колонн статора – $r_a = \frac{D_a}{2}$.

Значение коэффициента c можно определить из приведенного выше уравнения для условий входного сечения:

$$\varphi = \varphi_{\max}; \quad \rho = \rho_{\max} = \sqrt{\frac{F_{\text{вх}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{Q \cdot \varphi_{\max}}{360 V_{\text{вх}} \pi}},$$

где ρ_{\max} – радиус входного сечения спирали (рис. 5.3);

$V_{\text{вх}}$ – допустимая средняя скорость потока во входном сечении; ее величина в соответствии с рекомендациями [3] принимается по табл. 5.3 в зависимости от расчетного напора.

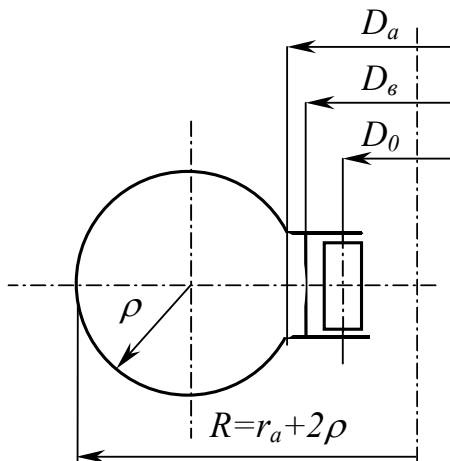


Рис. 5.3. К аналитическому расчету спиральной камеры круглого сечения

Таблица 5.3

H_p , м	40	50	100	150	200	250	300	350	400
$V_{\text{вх}}$, м/с	5,0	6,1	9,4	11,0	12,0	12,5	12,8	12,9	13,0

Необходимые для расчета и построения камеры значения диаметров расположения входных D_a и выходных D_b кромок колонн (ребер) статора, осей лопаток направляющего аппарата D_0 и их количество Z_0 для металлических спиральных камер приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Размеры диаметров расположения входных D_a и выходных D_b кромок колонн (ребер) статора, осей лопаток направляющего аппарата D_0 и их количество Z_0 для **металлических** спиральных камер

D_{a1} , см	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850
D_{a5} , см	305	335	375	390	438	500	555	615	695	765	845	925	1000	1075	1150	1230	1310
D_{b5} , см	260	285	320	330	372	426	480	532	600	660	730	800	870	932	1000	1065	1135
D_{b0} , см	220	240	275	290	325	375	420	465	525	580	640	700	750	810	875	930	985
Z_0	16	16	16	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	32	24	24

Радиус любого промежуточного сечения спирального канала с координатным углом φ может быть определен по формуле

$$\rho = \frac{\varphi}{c} + \sqrt{2r_a \frac{\varphi}{c}}.$$

Полный (наружный) радиус спирального канала в этом сечении – $R = 2\rho + r_a$.

Задаваясь различными значениями φ от 0 до φ_{\max} , как и в случае бетонных камер, находят соответствующие радиусы R и строят очертание спирального канала в плане.

6. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Отсасывающие трубы, служащие для отвода воды от реактивных турбин, а также позволяющие использовать большую часть кинетической энергии потока воды, выходящей из рабочего колеса, и устанавливать при возможности рабочее колесо выше уровня нижнего бьефа без потерь части напора ниже рабочего колеса турбины, для вертикальных средних и крупных турбин делают изогнутыми. Форма и обозначения основных размеров таких труб показаны на рис. 6.1.

Изогнутая отсасывающая труба состоит из следующих характерных элементов:

- начального, включающего рабочую камеру;
- конического (входного) диффузора круглого сечения 1;
- колена 2;
- горизонтального (выходного) диффузора прямоугольного сечения 3.

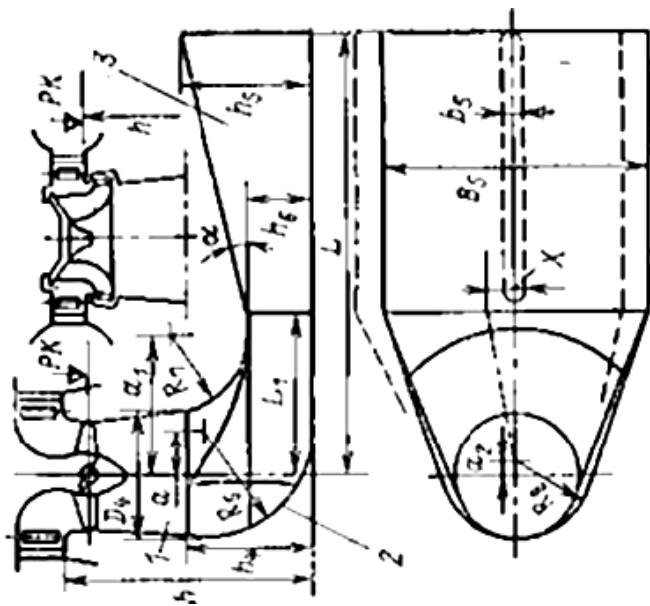


Рис. 6.1. Отсасывающая труба

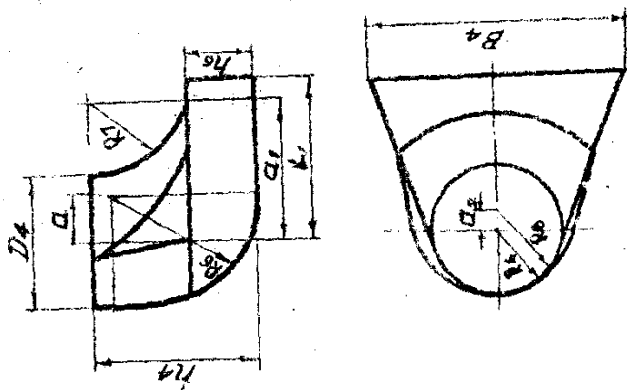


Рис. 6.2. Колено серии № 4

Типы рекомендуемых к применению отсасывающих труб и их основные размеры для гидротурбин с $D_1 = 1,0$ м указаны в табл. 6.1, составленной на основании данных литературы [5, 8, 10]. Все эти типы труб изготавливаются с коленом серии № 4, геометрическая форма и обозначения основных размеров которого приведены на рис. 6.2, а размеры колен отсасывающих труб для турбин различных типов с $D_1 = 1,0$ м указаны в табл. 6.2 [5, 8, 10].

Входной диаметр конического диффузора D_3 рекомендуется принимать равным выходному диаметру рабочего колеса D_2 , т. е. $D_3 = D_2$. Значения выходных диаметров рабочих колес различных типов могут быть приняты равными:

для поворотно-лопастных турбин $D_2 = 0,973 D_1$;

для радиально-осевых турбин – в зависимости от их типа.

Тип турбины	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500	PO700
D_2	$1,15D_1$	$1,1D_1$	$1,0D_1$	$0,95D_1$	$0,9D_1$	$0,85D_1$	$0,7D_1$	$0,65D_1$	$0,55D_1$

Таблица 6.1

Тип отсасывающей трубы	Размеры отсасывающих труб										Примерная область применения
	$h : D_1$	h	L	B_5	D_4	h_4	h_6	L_1	h_5		
для поворотного-лопастных турбин											
4А	1,915	1,915	3,5	2,20	1,10	1,10	0,55	1,417	1,00		ПЛ20, ПЛ30, ПЛ40
4С	2,3	2,3	4,5	2,38	1,170	1,170	0,584	1,5	1,2		ПЛ20, ПЛ30 ПЛ40, ПЛ50, ПЛ60, ПЛ70, ПЛ80
4D	2,5	2,5	4,5	2,5	1,230	1,230	0,617	1,59	1,2		ПЛ10, ПЛ15, ПЛ20
для радиально-осевых турбин											
4Е	2,3	2,3	4,5	2,5	1,23	1,230	0,617	1,59	1,200		РО115, РО170
4Н	2,5	2,5	4,5	2,740	1,352	1,352	0,67	1,75	1,310		РО45, РО75, РО115, РО170
20	2,3	2,3	3,5	2,17	1,04	1,04	0,51	1,41	0,94		РО170, РО230, РО310, РО400, РО500

Таблица 6.2

Для отсасывающей трубы типа	Размеры колен отсасывающих труб										
	D_4	h_4	B_4	L_1	h_6	a	R_6	a_1	R_7	a_2	R_8
4А	1,100	1,100	2,200	1,417	0,550	0,395	0,940	1,205	0,660	0,087	0,634
4С	1,170	1,170	2,380	1,500	0,584	0,422	1,000	1,275	0,703	0,0934	0,677
4Е, 4D	1,23	1,23	2,5	1,59	0,617	0,446	1,06	1,35	0,745	0,0977	0,72
4Н	1,352	1,352	2,740	1,750	0,670	0,487	1,160	1,478	0,815	0,107	0,782
20	1,040	1,040	2,170	1,410	0,510	0,369	0,879	1,135	0,640	0,0803	0,590

Высота начального элемента отсасывающих труб $h_1 + h_2$ определяется габаритами рабочих колес: для радиально-осевых турбин высота $h_1 = (0,12-0,15)D_1$ для напоров до 200 м и $h_1 = (0,18-0,20)D_1$ для более высоких напоров, высота h_2 относительно невелика и выбирается конструктивно; для поворотно-лопастных турбин $h_1 = 0,21D_1$, $h_2 = (0,09-0,12)D_1$.

Выходной диффузор выполняется с горизонтальным или наклонным к горизонтальной плоскости под углом $6-8^\circ$ основанием.

Для турбин подземных и полуподземных ГЭС рекомендуется специальный тип отсасывающих труб, с коленом круглого сечения постоянного диаметра, условно называемых «высокими» (для подземного размещения здания ГЭС высота трубы незначительно влияет на объем работ, но очень важно сократить ее ширину с целью сохранения целиков породы между трубами). Высота этих труб $h > (3,5-4,0)D_1$, а их осевая длина может достигать $(15-20)D_1$. Форма высокой отсасывающей трубы с обозначением основных размеров приводится на рис. 6.3, а размеры указаны в табл. 6.3.

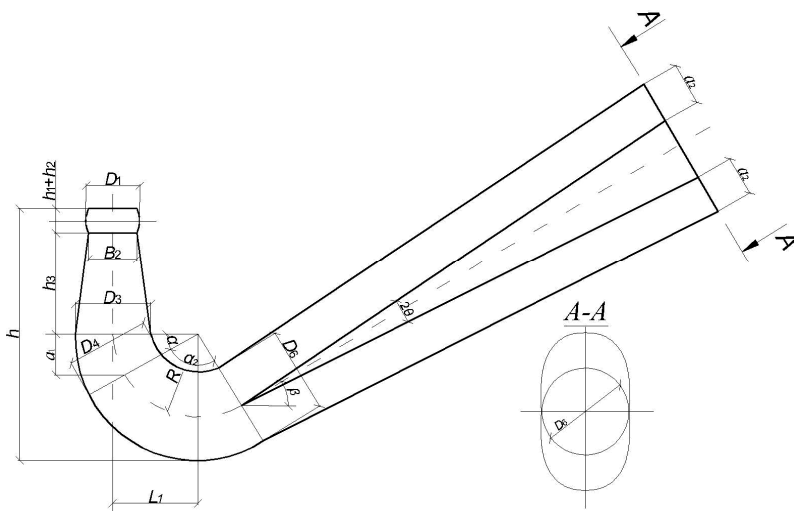


Рис. 6.3. Схема высокой отсасывающей трубы

Таблица 6.3

Основные параметры высокой отсасывающей трубы

Обозначения	Размеры	Обозначения	Размеры
h	$(3,5-4,0)D_1$	a_1	$0,825D_1$
h_3	$(1,5-2,0)$	a_2	$0,825D_1$
D_3	$1,45D_1$	α_1	30°
$D_4 = D_6$	$1,65D_1$	α_2	90°
R	$1,6D_1$	β	до 30°
L_1	$1,6D_1$	2θ	$5-7^\circ$

При определении размеров отсасывающей трубы необходимо произвести проверку достаточности площади выходного сечения с точки зрения допустимых выходных потерь энергии. Допустимая величина выходной скорости $V_5^{\text{доп}}$ в зависимости от напора турбины H равна [8, 12]:

$H, \text{ м}$	10	25	75	125	175	225	275	325
$V_5^{\text{доп}}, \text{ м/с}$	1,0	2,2	2,6	2,9	3,2	3,45	3,7	3,85

В случае, если скорость в выходном сечении трубы $V_5 = \frac{Q_T}{F_5}$

окажется выше допустимой, необходимо увеличить его площадь или удлинением выходного диффузора, или увеличением угла наклона верхнего перекрытия (до $10-14^\circ$), при этом верхняя кромка выходного сечения должна быть заглублена под минимальный уровень в нижнем бьефе не меньше, чем на $0,3-0,5$ м.

Опорные бычки в выходном диффузоре обычно устанавливаются при ширине трубы $B_5 > 10-12$ м. Толщина бычка принимается в пределах $\delta = (0,1-0,15)B_5$. Расстояние от входной кромки бычка до оси вращения турбины принимается равным длине колена, но не меньше $1,4D_1$.

7. ВЫБОР ГИДРОГЕНЕРАТОРА

На современных ГЭС применяются, как правило, вертикальные трехфазные синхронные гидрогенераторы переменного тока: подвесные (подпятник устанавливается выше ротора) для гидроагрегатов с частотой вращения свыше 200 об/мин и зонтичные (подпятник размещается под ротором на специальной крестовине или подставке, опирающейся на крышку гидротурбины) при частоте вращения 150 об/мин и ниже. Горизонтальные гидрогенераторы применяются лишь в агрегатах с гидротурбинами небольшой мощности, а также в капсульных агрегатах. Дополнительным критерием для определения конструкции гидрогенератора может служить относительная длина активной стали $\bar{l}_t = \frac{l_t}{D_i}$, где D_i – диаметр расточки статора, l_t – высота активной стали. Если $\bar{l}_t > 0,15$, то следует принимать подвесной гидрогенератор, а при $\bar{l}_t \leq 0,15$ принимается зонтичный тип гидрогенератора.

Основными техническими параметрами гидрогенераторов являются:

– активная мощность в кВт (МВт) – $N_{\text{ген}} = \eta_{\text{ген}} \cdot N_{\text{т}}$, где $N_{\text{т}}$ – номинальная мощность турбины;

– полная (кажущаяся) мощность в кВА (МВА) – $S_{\text{ген}} = \frac{N_{\text{ген}}}{\cos \varphi}$,

где $\cos \varphi$ – коэффициент мощности, номинальное значение которого устанавливается в зависимости от мощности гидрогенератора: при мощности до 125 тыс. кВА – 0,8; при мощности 125–360 тыс. кВА – 0,85 и при мощности более 360 тыс. кВА – 0,90;

– напряжение U в кВ, номинальное значение которого также зависит от мощности генератора и обычно принимается равным 6,3 кВ при мощности до 15 МВт, 10,5 кВ – при мощности

до 70 МВт и 18 кВ – при больших мощностях, а для капсульных гидроагрегатов – не свыше 6,3 кВ;

– нормальная синхронная частота вращения, об/мин, –

$$n = \frac{60 \cdot f}{P}, \text{ где } P \text{ – число пар полюсов ротора гидрогенератора, } f \text{ – частота тока в сети, Гц;}$$

– коэффициент полезного действия – $\eta_{\text{ген}}$, значение которого для средних и крупных гидрогенераторов составляет 96,5–98,5 %.

Основными размерами гидрогенератора являются диаметр расточки статора (диаметр ротора) D_i и длина активной стали l_t . Диаметр расточки статора может быть определен по предельной окружной скорости ротора V_n , т. е.

$$D_i < \frac{60 \cdot V_n}{\pi \cdot n_p}. \quad (7.1)$$

Для шихтованных (набранных из отдельных штампованных сегментов) роторов $V_n = 120\text{--}145$ м/с, а для генераторов с кованым или собранным из целых дисков ротором $V_n = 160\text{--}170$ м/с. Разгонная частота вращения приблизительно может быть принята равной

$$n_p = k_p \cdot n,$$

где n – нормальная частота вращения;

k_p – коэффициент разгона, величина которого составляет для ковшовых турбин 1,8; для радиально-осевых – 1,6–2,2, для осевых и диагональных – 2,2–2,6.

Длина активной стали l_t , м, при известных полной мощности генератора $S_{\text{ген}}$, кВА, диаметре D_i , м, и нормальной частоте вращения n , об/мин, может быть найдена по формуле

$$l_t = \frac{S_{\text{ген}}}{C_3 D_i^2 n}, \quad (7.2)$$

где C_3 – коэффициент эффективности использования активных материалов: $C_3 = 4,5-5,0$ при воздушном охлаждении, $C_3 = 6-7$ при форсированном воздушном охлаждении, $C_3 = 11-13$ при водяном охлаждении ротора и статора.

Длина активной стали выбирается ближайшей к стандартной в см: 50, 55, 60, 67, 75, 82, 90, 100, 110, 122, 135, 150, 165, 182, 200, 220, 245, 270, 300.

По условиям изготовления, транспортировки и монтажа рекомендуется принимать длину активной стали не более 3,5 м.

Остальные размеры гидрогенератора в соответствии с его схемой (рис. 7.1) могут быть приняты по зависимостям табл. 7.1 [2].

Внешний диаметр вала – $d_{\text{в}} = (12-14) \sqrt[3]{\frac{N_{\text{ген}}}{n}}$, см; высота турбинной (подгенераторной) шахты – $h_{\text{ш}} = 2,5-3,5$ м, диаметр – $D_{\text{ш}} = (1,3-1,5) D_i$.

На предварительных стадиях проектирования ГЭС ориентировочно главные размеры гидрогенератора могут быть приняты и по таблицам заводов с корректировкой их по мощности и частоте вращения. Обычно принимают диаметр расточки статора D_i ближайшей подходящей по мощности и частоте вращения машины по таблицам, а длину активной стали l_t изменяют пропорционально мощности машины $S_{\text{ген}}$ и обратно пропорционально частоте вращения n проектируемого генератора по формуле

$$l_t = l'_t = \frac{S_{\text{ген}} n'}{S'_{\text{ген}} n}, \quad (7.3)$$

где l'_t , n' и $S'_{\text{ген}}$ – соответственно длина активной стали, частота вращения и мощность табличного генератора или генератора-аналога.

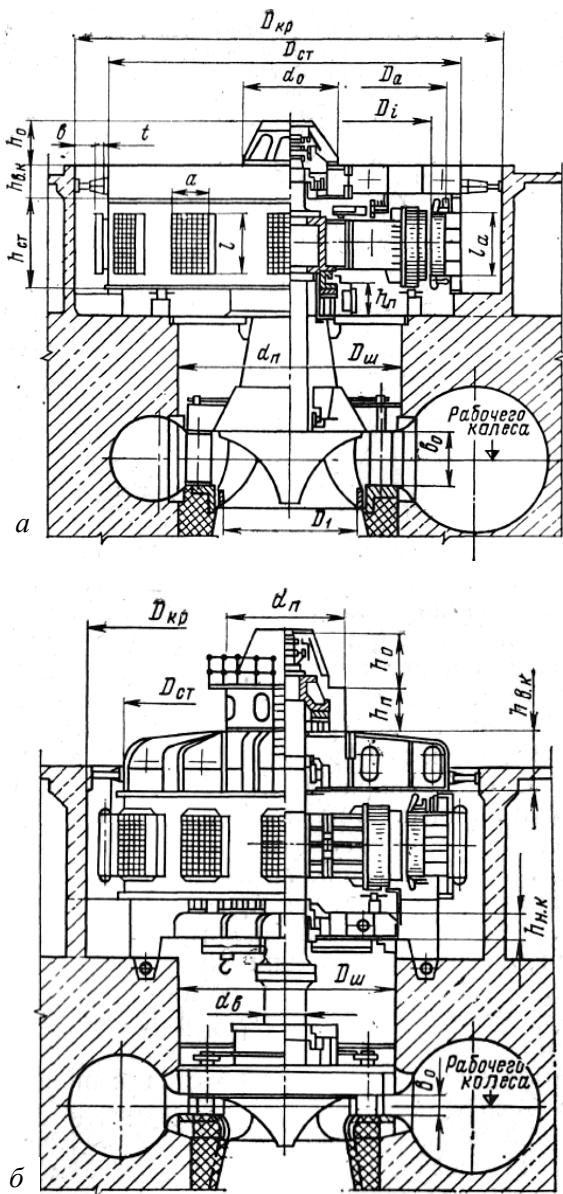


Рис. 7.1. Основные размеры вертикальных гидроагрегатов: а – зонтичный с опорой на крышку турбины; б – подвесной

Таблица 7.1

Элемент генератора	Параметр	Исполнение	
		Подвесное	Зонтичное
Статор	Высота корпуса, $h_{ст}$	$(1,7-1,9) l_a$	
	Диаметр корпуса, $D_{ст}$	при $n_0 \leq 250$ об/мин $D_{ст} = (1,15 + 0,0007n_0) D_i$; при $n_0 > 250$ об/мин $D_{ст} = (0,92 + 0,0016n_0) D_i$	$D_{ст} = (1,05 + 0,0017n_0) D_i$
	Диаметр активной стали, D_a	$D_i + (0,5-0,9) \text{ м}$	
Верхняя крестовина	Высота, $h_{в.к.}$	$(0,2-0,25) D_i$	$(0,1-0,12) D_i$
	Диаметр лучей, $D_{в.к.}$	$D_{ст}$	
Подпятник	Высота, $h_{п}$	$(0,2-0,25) D_i$	$(0,15-0,2) D_i$
	Диаметр кожуха, $D_{п}$	$(0,4-0,5) D_i$	
Нижняя крестовина	Высота, $h_{н.к.}$	$(0,1-0,12) D_{ш}$	$(0,25-0,30) D_{ш}$
	Диаметр лучей, $D_{н.к.}$	$D_{ш} + 0,4 \text{ м}$	
Надстройка	Высота, h_0	$0,3-0,5 \text{ м}$	
	Диаметр, d_0	$(0,2-0,25) D_i$	
Кратер	Диаметр, $D_{кр}$	$(1,5-1,85) D_i$	$(1,4-1,5) D_i$
	Минимальная ширина прохода, b	$0,4-0,5 \text{ м}$	

Общую массу генератора приближенно можно определить по формуле

$$\sigma_{ген} = \psi \cdot D_i \cdot l_t, \text{ т}, \quad (7.4)$$

где D_i – диаметр расточки статора, м;

l_t – высота активной стали, м.

Коэффициент $\psi = 48-58$ – для зонтичных генераторов и $\psi = 44-50$ – для подвесных.

Масса ротора гидрогенератора с валом составляет 50–55 % общей массы.

Тип генератора характеризуется маркой, включающей буквенное обозначение (СВ – синхронный вертикальный, ВГС – вертикальный генератор синхронный, СВФ – синхронный вертикальный с форсированной системой охлаждения и др.) и цифровую часть, содержащую сведения о внешнем диаметре активной стали статора D_a , см (числитель), длине активной стали l_t , см (знаменатель), и числе полюсов $2p$, например:

$$\text{СВ } \frac{1130}{250} - 48 \text{ или СВ } 1130/250-48.$$

8. ВЫБОР ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для производства подъемно-транспортных операций при монтаже и ремонте гидроагрегатов и вспомогательного оборудования зданий ГЭС, а также для обслуживания затворов водоприемников и отсасывающих труб используют электрические мостовые и козловые краны различной конструкции и грузоподъемности и средства малой механизации. Выбор типа основного крана здания ГЭС производится одновременно с выбором конструкции машинного зала.

На гидроэлектростанциях с закрытыми машзалами используют как серийные мостовые краны с крюками главного и вспомогательного подъема грузоподъемностью 16/3, 20/5, 30/5, 50/10, 70/20, 100/20, 125/20, 150/30, 200/30, 250/30 с нормальной (до 24 м) и увеличенной (до 32 м) высотой подъема крюков, так и несерийные, изготавливаемые по индивидуальным заказам для ГЭС с агрегатами большой мощности и имеющие грузоподъемность 300/30, 350/40, 400/40, 450/50, 450/100, 500/50, 500/125 т с нормальной (до 40 м) и увеличенной (до 55 м) высотой подъема. Мостовые краны, устанавливаемые в зданиях

ГЭС, используются для монтажных работ и условно относятся к кранам легкого режима работы (продолжительность их работы с номинальной мощностью электродвигателей механизмов подъема обычно не превышает 30 мин).

Пролеты серийных мостовых кранов принимают в соответствии с шириной машинных залов с градациями через 1 м, а несерийных (грузоподъемностью более 250 т) – с градациями через 0,5 м до 31 м, при этом они должны быть меньше ширины машинного зала на 1,0 м при грузоподъемности крана до 15 т, на 1,5 м – при грузоподъемности крана до 20–75 т, на 2,0 м – при грузоподъемности крана больше 75 т.

Грузоподъемность кранов определяется массой наиболее тяжелых элементов агрегата (рабочего колеса или ротора генератора с валом или без него). При малом числе агрегатов и переносимых грузах до 500 т обычно устанавливается один кран, при числе агрегатов свыше 10 для обеспечения большей оперативности монтажных и ремонтных работ устанавливают два крана. Два крана также устанавливаются и совместно используются для подъема и переноса монтажных элементов агрегата со значительной массой (более 500 т). В этом случае краны жестко соединяются между собой специальным сцепным устройством, а монтируемый элемент переносится с использованием специальной траверсы и захватного устройства, требующих увеличения грузоподъемности кранов на 11–13 %.

Козловые краны применяются на зданиях ГЭС для обслуживания оборудования водоприемников, выполнения работ по маневрированию затворами (заграждениями) отсасывающих труб и водосбросов, а также для монтажа, демонтажа и переноса гидроагрегатов и другого оборудования зданий ГЭС открытого и полукрытого типов. Для каждой ГЭС они проектируются и изготавливаются индивидуально (с грузоподъемностью в диапазоне от 3 до 700 т и выше и градацией пролета через 0,5 м) и отличаются конструктивным разнообразием. По степени специализации работ они подразделяются на узкоспециализированные (с одним механизмом подъема, напри-

мер, для подъема затворов отсасывающих труб), полууниверсальные (с механизмами главного и вспомогательного подъема) и универсальные, имеющие кроме механизмов главного и вспомогательного подъема, дополнительные подъемные устройства (поворотные стрелы, консольные краны и др.) По конструктивному исполнению эти краны могут быть козловыми и полукозловыми, с грузовыми тележками или стрелами и без них, бесконсольными, одно- и двухконсольными.

При выборе основных параметров козлового крана используют те же условия, что и при выборе мостового. Масса козлового крана при одинаковых пролетах и грузоподъемности, на 15–20 % больше, чем мостового. Однако козловыми кранами можно раньше начать монтаж оборудования (при возведении здания ГЭС до отметок пола машинного зала), ускорить срок ввода агрегатов в эксплуатацию, поэтому на ряде современных ГЭС практикуется установка полукозловых кранов в закрытых машинах, что позволяет раньше приступить к монтажу агрегатов и выполнить облепченной, не несущей крановой нагрузки, низовую стену машинного зала.

Подробные характеристики кранов приводятся в литературе [5–7].

9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗДАНИЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основным этапом проектирования здания ГЭС является разработка конструктивно-компоновочных решений по гидроагрегатному блоку и определение его габаритов [2, 3, 5, 13–15]. Компоновка гидроагрегатного блока в значительной мере определяется типом и параметрами гидротурбины, ее проточной части, гидрогенератора, а также высотным положением рабочего колеса турбины. При применении реактивных турбин в агрегатной (нижней массивной) части здания располагаются турбинные камеры и отсасывающие трубы, а к русловым зда-

ниям ГЭС со стороны верхнего бьефа примыкают водоприемные устройства с комплексом механического оборудования. На приплотинных и деривационных ГЭС водоприемники вынесены за пределы здания и подвод воды осуществляется напорными водоводами. При значительных напорах и большой длине этих водоводов перед турбинами в пределах здания ГЭС устанавливаются быстродействующие (дисковые и шаровые) затворы. При применении ковшовых турбин агрегатная часть здания упрощается из-за отсутствия турбинных камер и сложных по форме отсасывающих труб. На размеры и конструкцию агрегатной части здания ГЭС большое влияние оказывают также геологические условия.

Расположение рабочего колеса реактивной турбины относительно расчетного уровня воды в нижнем бьефе $Z_{НБ}$ определяется допустимой величиной отсасывания H_s , которая откладывается от УНБ со своим знаком, определяя отметку расчетной плоскости турбины (ось поворота лопастей рабочего колеса поворотно-лопастной турбины, нижнюю плоскость направляющего аппарата радиально-осевой турбины и верхнюю точку рабочего колеса турбин с горизонтальным валом – отметка РК на рис. 6.1). В качестве расчетного можно принять уровень, близкий к среднему. При детальном проектировании высотное положение рабочего колеса определяется в результате анализа суточных режимов работы ГЭС и ее турбины.

Исходя из отметки рабочего колеса реактивной турбины, его габаритов, габаритов турбинной шахты и генератора можно определить отметку пола машинного зала, а по высоте отсасывающей трубы и толщине фундаментной плиты (на скальном основании она может быть принята от 1/4 до 1/6 пролета в свету между основными бычками, а на скальном – 1,0–1,5 м) – расчетную отметку основания здания ГЭС.

Выходную кромку отсасывающей трубы рекомендуется заглубить под расчетный минимальный уровень нижнего бьефа не менее, чем на 0,5 м. Если оказывается, что отметка нижнего бьефа ниже кромки, то или удлиняется конус отсасывающей

трубы, или понижается положение всего турбинного блока. Высотное положение ковшовых турбин определяется по условиям незатопления оборудования и надводных помещений здания ГЭС.

При выборе местоположения здания ГЭС должен быть обеспечен плавный подвод воды к турбинам ГЭС, а также плавный отвод отработавшей воды от здания (переход от выходного отверстия отсасывающих труб к отметкам дна в нижнем бьефе производится водобойным откосом с обратным уклоном 1:2–1:5).

Плановые размеры гидроагрегатного блока поперек потока обычно определяются габаритами спиральной камеры, а его длина – габаритами водоприемника, машинного зала и длиной отсасывающей трубы. Ширина и высота верхнего строения здания ГЭС определяются по монтажным соображениям, исходя из технических требований транспортировки краном наиболее громоздкой и тяжелой части гидроагрегата (ротора генератора или рабочего колеса турбины). При транспортировке краном ротора с валом или рабочего колеса необходимо, чтобы нижний конец вала ротора отстоял от верха генератора не менее чем на 0,5 м. Перекрытие здания устанавливается на расстоянии 0,5 м от грузовой тележки крана.

В торце машинного зала на коренном берегу предусматривается монтажная площадка, длина которой при известной ширине должна обеспечить раскладку деталей одного гидроагрегата (рис. 9.1). Въезд на монтажную площадку осуществляется с торца в деривационных схемах и со стороны нижнего бьефа в плотинных компоновках. Отметка монтажной площадки соответствует отметке пола машзала или принимается несколько выше по условию незатопляемости подъездных путей. Располагают монтажную площадку на горизонтали, соответствующей ее (МП) отметке.

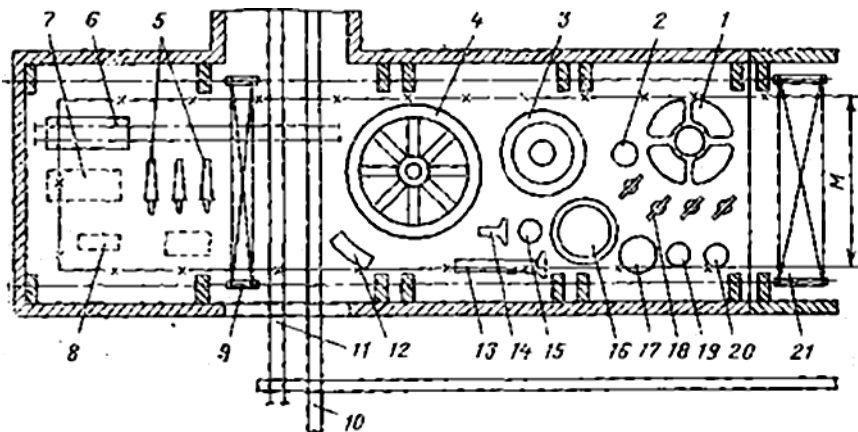


Рис. 9.1. Раскладка оборудования на монтажной площадке:

- 1 – рабочее колесо турбины; 2 – обтекатель; 3 – крышка турбины;
 4 – ротор генератора; 5 – выводы трансформатора; 6 – трансформатор;
 7 – снятый бак трансформатора; 8 – расширительный бак; 9 – специальный кран; 10 – подъездной железнодорожный путь; 11 – пути перекатки трансформатора; 12 – сегмент статора; 13 – вал; 14 – надставка вала; 15 – маслоприемник; 16 – опора подпятника; 17 – диск подпятника; 18 – лопасти; 19 – подшипник турбины; 20 – подшипник генератора; 21 – кран машинного зала

Примеры компоновочных решений гидроэлектростанций широко представлены в литературе [2, 3, 5, 6, 13–15].

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидротехнические сооружения комплексных гидроузлов: учебное пособие / П. М. Богославчик [и др.]; под ред. Г. Г. Круглова. – Минск: БНТУ, 2006. – 585 с.
2. Гидроэлектрические станции / под ред. В. Я. Карелина, Г. И. Кривченко. – 4-е изд. – Подольск: Промиздат, 2009. – 464 с.
3. Гидроэнергетические установки / под ред. Д. С. Щавелева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоиздат, 1981. – 520 с.
4. ТКП 45-3.04-299-2014 Малые ГЭС. Правила проектирования. – Минск: Минстройархитектуры, 2014. – 56 с.
5. Бережной, А. А. Силовые здания гидроэлектрических станций / А. А. Бережной. – М.-Л.: Энергия, 1964. – 310 с.
6. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: справочное пособие: в 2 т. / под ред. Ю. С. Васильева, Д. С. Щавелева. – М.: Энергоиздат, 1988. – Т. 1.
7. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: справочное пособие: в 2 т. / под ред. Ю. С. Васильева, Д. С. Щавелева. – М.: Энергоиздат, 1990. – Т. 2.
8. Барлит, В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. – Киев: Вища школа, 1977. – 360 с.
9. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины: турбины и насосы / Г. И. Кривченко. – 2-е изд. – М.: Энергоатомиадат, 1983. – 320 с.
10. Смирнов, И. Н. Гидравлические турбины и насосы / И. Н. Смирнов. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1969. – 400 с.
11. Справочник конструктора гидротурбин / под ред. Н. Н. Ковалева. – Л.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
12. Турбинное оборудование гидроэлектростанций / под ред. А. А. Морозова. – 2-е изд. – М.-Л.: Энергоиздат, 1958. – 520 с.
13. Здания гидроэнергетических установок / под ред. Д. С. Щавелева. – Л.: Энергия, 1967. – 204 с.
14. Использование водной энергии / под ред. Д. С. Щавелева. – Л.: Энергия, 1976. – 655 с.
15. Претро, Г. А. Специальные типы зданий гидроэнергетических установок / Г. А. Претро. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 72 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ.....	3
2. ВЫБОР УСТАНОВЛЕННОЙ МОЩНОСТИ ГЭС	4
3. РАСЧЕТ ЕМКОСТИ СУТОЧНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГЭС	9
4. ВЫБОР ЧИСЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ, ТИПА И ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИНЫ	12
4.1. Определение числа агрегатов и выбор типа турбины.....	12
4.2. Выбор основных параметров турбины по универсальным характеристикам (приведенным показателям)	16
5. ВЫБОР И РАСЧЕТ ТУРБИННОЙ КАМЕРЫ	21
6. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ	30
7. ВЫБОР ГИДРОГЕНЕРАТОРА	36
8. ВЫБОР ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	41
9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗДАНИЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	44
ЛИТЕРАТУРА	47

Учебное издание

ЗДАНИЕ ГЭС

Пособие

для студентов специальности

1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство»

С о с т а в и т е л и :

ГАТИЛЛЮ Сергей Павлович

ЕВДОКИМОВ Владимир Александрович

КОРБУТ Ольга Борисовна

Редактор *Е. О. Германович*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 28.02.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,85. Уч.-изд. л. 2,23. Тираж 100. Заказ 659.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.