

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра "Гидротехническое и энергетическое строительство"

ЗДАНИЕ ГЭС

Методические рекомендации
к выполнению курсового проекта по дисциплине
"Гидроэлектрические станции и гидромшины"
для студентов специальности 1-70 04 01 "Водохозяйственное строительство"

Минск 2005

УДК 621.311.21

Составители:
С.П. Гатилло, А.Е. Елисеев, О.Б. Корбут

Рецензент А.И. Смирнов

Настоящие методические рекомендации содержат методику выбора основного и вспомогательного оборудования гидроэлектрических станций, а также методику проектирования зданий ГЭС. Могут быть полезны студентам при выполнении дипломных проектов.

Учебное издание

ЗДАНИЕ ГЭС

Методические рекомендации
к выполнению курсового проекта по дисциплине
"Гидроэлектрические станции и гидромашины"
для студентов специальности 1-70 04 01 "Водохозяйственное строительство"

Составители: ГАТИЛЛО Сергей Павлович
ЕЛИСЕЕВ Александр Евгеньевич
КОРБУТ Ольга Борисовна

Редактор А.М. Кондратович.

Подписано в печать 30.12.2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 1,8. Уч.-изд.л. 2,3. Тираж 100. Заказ 329.

Издатель в полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

Лицензия № 02330/0056957 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.

© Гатилло С.П., Елисеев А.Е.,
Корбут О.Б., составление, 2005

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

1.1. Цель и содержание проекта

Выполнение курсового проекта по курсу "Гидроэлектрические станции и гидромашины" на тему "Здание ГЭС" ставит своей целью обучить студентов основным методам проектирования современных зданий гидроэлектростанций.

При проектировании здания ГЭС необходимо:

1. Произвести выбор схемы ГЭС по способу создания напора на основании изучения природных условий (если схема не задана).
2. На основании данных выполненных ранее водноэнергетических расчетов установить число гидроагрегатов, тип и марку турбины, а также определить ее параметры.
3. Построить энергетические характеристики турбин ГЭС.
4. Произвести выбор типов турбинной камеры и отсасывающей трубы, определить их основные размеры.
5. Установить мощность и тип гидрогенератора, определить основные его размеры.
6. Произвести выбор основных элементов системы автоматического регулирования гидроагрегатов.
7. Подобрать крановое оборудование здания ГЭС.
8. Запроектировать здание ГЭС, т.е. определить основные его размеры, разработать конструктивные чертежи и обосновать принятые конструктивные и компоновочные решения по нему.

1.2. Исходные данные

При выполнении проекта "Здание ГЭС" используются следующие исходные данные и материалы:

- максимальный и минимальный уровни в верхнем бьефе $Z_{ВБmax}$ (НПУ) и $Z_{ВБmin}$ (УМО);
- максимальный и минимальный уровни нижнего бьефа $Z_{НБmax}$ и $Z_{НБmin}$;
- максимальный, минимальный и средневзвешенный напоры H_{max} , H_{min} и $H_{ср}$;
- установленная мощность ГЭС $N_{уст}^{ГЭС}$ и ориентировочное значение КПД гидрогенератора $\eta_{ген}$;
- максимальное и минимальное значения мощностей ГЭС в соответствии с ее режимным графиком работы в электроэнергосистеме $N_{max}^{ГЭС}$ и $N_{min}^{ГЭС}$;
- топографический план местности и геологический разрез по створу или по оси напорных водоводов ГЭС.

2. ВЫБОР ЧИСЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ, ТИПА И ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИНЫ

2.1. 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 электроэнергетической системе. Два агрегата обеспечивают высокие значения КПД в случае применения турбин с пологой рабочей характеристикой (поворотнлопастных и диагональных). Три или четыре агрегата обычно дают удовлетворительное решение и обеспечивают хорошие значения КПД с любыми турбинами. Поэтому увеличивать число агрегатов сверх четырех необходимо только в тех случаях, когда габариты колеса трудно выполнимы или неудобны для транспортировки, а также при превышении предполагаемой единичной мощностью турбины максимального значения для данного типа, вошедшего в номенклатуру. При выборе числа гидротурбин необходимо учитывать минимальную нагрузку ГЭС и ее продолжительность (считается опасной длительная работа турбин с нагрузкой менее 40 % их мощности), а также режим работы ГЭС в пусковой период при пониженных напорах, т.е.:

$$z_a \geq \frac{N_{уст}}{N_{min} \eta_{ген}}$$

где $N_{min} \geq (0,4-0,5)N_T$.

Для выбора типа гидротурбины и определения ее размеров после установления числа агрегатов ГЭС z_a по значению ее установленной мощности $N_{уст}^{ГЭС}$ находят мощность одной турбины

$$N_T = \frac{N_{уст}^{ГЭС}}{z_a \cdot \eta_{ген}}, \text{ кВт,}$$

где $\eta_{ген}$ – ориентировочное значение КПД гидрогенератора.

Определяется также расчетный напор ГЭС H_p , в качестве которого в предварительных расчетах рекомендуется принимать средневзвешенный напор $H_{ср}$ или величину несколько меньше его. На основании статистических данных по построенным и запроектированным ГЭС [4] для русловых ГЭС можно принимать $H_p = 0,90H_{ср}$, для приплотинных – $H_p = 0,95H_{ср}$, для деривационных – $H_p = (0,95-1,00)H_{ср}$. По кривой продолжительности напоров расчетный напор должен иметь обеспеченность не менее 75 %.

Требуемый тип турбины по значениям расчетного напора H_p и мощности турбины N_T определяется по сводным графикам или таблицам номенклатуры,

фиксирующим жесткий ряд диаметров и определенное число типов турбин. Крупные реактивные гидротурбины выпускаются с размерами рабочих колес от 1,8 до 10,5 м на напоры от 3 до 500 м при единичной мощности турбины до 800 МВт.

Сводный график областей применения крупных поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин современной номенклатуры приведен в литературе [3, 10, 12, 15, 18, 19, 20]. Основные гидравлические и конструктивные параметры их рабочих колес содержатся в таблицах 2.1 и 2.2 (в соответствии с табл. 1.4 и 1.3 [10]). Сводный график применения средних реактивных гидротурбин приведен на рис. 3.12 [20] и на рис. 39 [15].

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. 2.3).

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 попадает 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 параметры рабочих колес поворотно-лопастных турбин

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров, H , м	Число лопастей рабочего колеса Z_1	Втулочное отношение $\overline{d}_{\text{вТ}} = \frac{d_{\text{вТ}}}{D_1}$	Относительная высота направляющего аппарата $\overline{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	Приведенная частота вращения, об/мин		Приведенный расход по условию обеспечения бескавитационной работы, Q_1' , л/с	Коэффициент кавитации, σ
					$n_{1\text{опт}}'$	$n_{1\text{расч}}'$		
ПЛ 10	2-10	4	0,33	0,45	165	200	2250-1900	1,4-1,275
ПЛ 15	5-15	4	0,35	0,45	150	180	2130-1850	1,0-0,84
ПЛ 20	10-20	4	0,37	0,4	136	160	2040-1710	0,832-0,68
ПЛ 30	15-30	5	0,41	0,4	125	140	1940-1430	0,745-0,505
ПЛ 40	20-40	6	0,43-0,45	0,375	116	130	1770-1240	0,68-0,4
ПЛ 50	30-50	7	0,47-0,49	0,375	118	120	1400-1110	0,505-0,325
ПЛ 60	40-60	8	0,51-0,54	0,35	100	110	1240-1040	0,4-0,27
ПЛ 70	45-70	8	0,57	0,35	100	110	1150-940	0,35-0,23
ПЛ 80	50-80	8	0,60	0,35	100	110	1075-830	0,325-0,205

Таблица 2.2

Основные параметры рабочих колес радиально-осевых турбин

Тип рабочего колеса	Диапазон напоров, H , м	Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}$	Приведенная частота вращения, об/мин		Приведенный расход, Q'_1 , л/с	Коэффициент кавитации, σ
			$n'_{1\text{опт}}$	$n'_{1\text{расч}}$		
РО 45	30-45	0,35	78	78	1400-1370	0,27-0,23
РО 75	40-75	0,30	72	77	1370-1250	0,243-0,16
РО 115	70-115	0,25	70	74	1250-1090	0,168-0,097
РО 170	110-170	0,20	68	71	1050-650	0,1-0,06
РО 230	160-230	0,16	65	68	650-420	0,065-0,047
РО 310	220-310	0,12	60	65	420-280	0,048-0,04
РО 400	290-400	0,10	58	62	280-200	0,042-0,035
РО 500	380-500	0,08	58	59,5	200-150	0,036-0,03

Основные параметры поворотно-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) $Q'_{\text{р}}$, л/с	4200-3800	3000-2800
Коэффициент кавитации σ	2,8-2,2	2,0-1,6
Относительный диаметр капсулы $\overline{D}_k = \frac{D_k}{D_1}$	0,9-0,85	1,0-1,25

2.2. 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, приводимым в номенклатуре для каждого типа турбины.

Определение размеров гидротурбин по ним ведется с использованием формул приведения:

$$n'_1 = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}}; \quad (2.1)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad (2.2)$$

$$N'_1 = \frac{N_{\text{т}}}{D_1^2 H \sqrt{H}}, \quad (2.3)$$

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 , $N_{\text{т}}$ и η – напор, расход, мощность и КПД турбины.

Диаметр рабочего колеса может быть определен по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_T}{9,81 \eta Q'_1 H_p \sqrt{H_p}}}, \text{ м}, \quad (2.4)$$

с округлением до ближайшего номенклатурного. Значения нормальных диаметров реактивных турбин, включенных в номенклатуру в соответствии с табл. 1.2 [19], следующие:

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 (2.4) значение КПД турбины принимается: $\eta = 0,86-0,89$ для поворотно-лопастных турбин и $\eta = 0,88-0,91$ для радиально-осевых турбин (большие значения η соответствуют большим значениям D_1). Величина Q'_1 для радиально-осевых турбин выбирается по универсальной характеристике на линии 5%-го запаса мощности при $n = n'_{\text{опт}}$ ($n'_{\text{опт}}$ – приведенная частота вращения, соответствующая на универсальной характеристике точке с максимальным КПД, т.е. оптимальной точке). Для поворотно-лопастных турбин величина Q'_1 принимается из условия обеспечения бескавитационной работы по таблице 2.1 не более его предельного значения. Q'_1 подставляются в формулу (2.4) в м³/с.

Частота вращения определяется по средневзвешенному напору из формулы приведения

$$n = \frac{n'_1 \cdot \sqrt{H_{\text{ср}}}}{D_1}, \text{ об/мин.} \quad (2.5)$$

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:

$$\Delta n_1' = n_{\text{ОПТ}}' \left(\sqrt{\frac{\eta_{\text{ОПТ}}}{\eta_{\text{М ОПТ}}}} - 1 \right), \text{ об/мин,}$$

где $\eta_{\text{М ОПТ}}$ берется по главной универсальной характеристике, а $\eta_{\text{ОПТ}}$ вычисляется по формулам (2.6) или (2.7) в зависимости от отношения диаметров и напоров модели и турбины:

при $H < 150$ м

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{\text{М}}) \sqrt[5]{\frac{D_{1\text{М}}}{D_1}}, \quad (2.6)$$

при $H > 150$ м

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{\text{М}}) \sqrt[5]{\frac{D_{1\text{М}}}{D_1} \cdot 20 \sqrt{\frac{H_{\text{М}}}{H}}}. \quad (2.7)$$

Тогда $n_1' = n_{1\text{ОПТ}}' + \Delta n_1'$.

Найденная по формуле (2.5) частота вращения турбины округляется до ближайшей синхронной. Рекомендуемые значения синхронной частоты вращения в зависимости от числа полюсов ротора генератора приведены в табл. 2.4 (в соответствии с табл. 1.5 [19]).

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 (2.1), и вершинами в точках с координатами Q_1' , соответствующими максимальной и минимальной мощностям при указанных двух крайних напорах, подсчитанными по формуле (2.2).

Значения турбинных расходов Q подсчитываются:

$$Q_{\text{max}} = \frac{N_0}{9,81 H_{\text{p}} \eta_{\text{p}}};$$

$$Q_{\text{min}} = \frac{N_{\text{min}}}{9,81 H_{\text{max}} \eta_{\text{p}}}.$$

Выбор параметров турбины считается правильным, если зона ее работы располагается в центральной части характеристики, обеспечивая достаточно высокие значения КПД. Если центр зоны работы турбины окажется сильно

смещенным относительно центра универсальной характеристики, следует произвести повторный выбор параметров турбины, изменив D_1 и n .

Таблица 2.4

Ряд синхронных частот вращения гидроагрегатов

Число полюсов $2p$	n , об/мин	Число полюсов $2p$	n , об/мин	Число полюсов $2p$	n , об/мин
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>2</i>
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

После этого уточняется мощность турбины по формуле (2.3):

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

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

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - k \sigma H_p, \text{ м,}$$

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 или по таблицам 2.1 в 2.2).

3. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ (МОЩНОСТНЫХ) И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН ГЭС

Для оценки энергетических свойств турбин и выбора оптимального режима работы при их эксплуатации после определения номинального диаметра турбины D_1 и ее частоты вращения n для заданного диапазона напоров производят построение линейных мощностных (рабочих) характеристик $\eta = f(N)$, показывающих эффективность работы турбины при переменной нагрузке, а также напорно-мощностной эксплуатационной характеристики одной турбины и суммарной эксплуатационной характеристики нескольких параллельно работающих турбин в виде изолиний КПД в координатной плоскости мощностей N и напоров H .

Построение энергетических характеристик турбины ведется на основе ее главной универсальной характеристики по нескольким значениям напоров. При этом следует учитывать изменение КПД и соответственно приведенной частоты вращения турбины по сравнению со значениями этих величин ее модели.

Построение рабочих характеристик выполняется в такой последовательности:

- для каждого из напоров, например H_{min} , H_p и H_{max} , определяют приведенную частоту вращения турбины n'_1 по формуле (2.1) и соответствующую ей приведенную частоту вращения модели (откорректированную приведенную частоту вращения) $n'_{1к} = n'_1 + \Delta n'_1$;

- с помощью главной универсальной характеристики составляют зависимость $\eta_m = f(Q'_1)$ для каждой $n'_{1к} = \text{const}$, при этом значения приведенных расходов Q'_1 и КПД модели η_m берут для радиально-осевых и пропеллерных турбин в точках пересечения линий $n'_{1к} = \text{const}$ с кривыми $\eta = \text{const}$, а для поворотно-лопастных турбин – в точках пересечения линий $n'_{1к} = \text{const}$ с линиями равных углов установки лопастей $\varphi = \text{const}$.

Расчет по составлению линейной мощностной характеристики $\eta = f(N)$ удобно вести в табличной форме, имеющей вид:

а) для радиально-осевых и пропеллерных турбин:

тип турбины _____; $D_1 =$ _____ м; $n =$ _____ об/мин; $\Delta\eta =$ _____ %;

№ режимной точки	H = _____ м; $n'_{1к} =$ _____ об/мин			
	$\eta_m, \%$	$\eta = \eta_m + \Delta\eta, \%$	$Q'_1, \text{ м}^3/\text{с}$	N, кВт
1	2	3	4	5

б) для поворотно-лопастных турбин:

тип турбины _____; $D_1 =$ _____ м; $n =$ _____ об/мин.

Угол наклона лопасти, φ^0	$\eta_{m\varphi_{max}}$, %	$\eta_{\varphi_{max}}$, %	$\Delta\eta_{\varphi}$, %	$H = \underline{\hspace{2cm}}$ м; $n'_{1к} = \underline{\hspace{2cm}}$ об/мин			
				η , %	$\eta = \eta_m + \Delta\eta_{\varphi}$, %	Q'_{1h} , м ³ /с	N , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8

Для турбин радиально-осевых и пропеллерных поправку $\Delta\eta$ вычисляют для оптимального режима и принимают ее одинаковой для всех точек характеристики, т.е.

$$\Delta\eta = \eta_{max} - \eta_{m_{max}} = const.$$

Для поворотно-лопастных турбин каждому углу поворота лопастей соответствует своя поправка $\Delta\eta_{\varphi}$, определяемая по максимальному значению КПД универсальных характеристик и принимаемая одинаковой для всех точек данной линии, т.е.

$$\Delta\eta_{\varphi} = \eta_{\varphi_{max}} - \eta_{m\varphi_{max}} = const.$$

После этого для каждой зафиксированной на характеристике точки по формуле

$$N = 9,81\eta Q'_1 D_1^2 H \sqrt{H}, \text{ кВт},$$

вычисляют мощность турбины и на основании составленных таблиц строят мощностные (рабочие) характеристики $\eta = f(N)$. Рассекая рабочие характеристики турбин рядом прямых линий $\eta = const$ с интервалом через 1-2 %, получают точки равных КПД с координатами N и H . Перенося эти точки на координатную сетку N и H и соединяя их плавными кривыми, строят семейство линий равных КПД, являющихся основой эксплуатационной характеристики. На эксплуатационную характеристику обычно наносят еще линию ограничения мощности, которая выражает зависимость максимальной мощности турбины от ее напора, т.е. $N_{max} = f(H)$, и, в необходимых случаях, линии равных высот отсасывания, т.е. $H_s = f(N, H)$.

Линия ограничения мощности (рис. 3.1) разбивает эксплуатационную характеристику на две части: левую – рабочую и правую – нерабочую. Она имеет характер ломанной линии и состоит из вертикального участка (при напорах выше H_p) и наклонного (в области H меньше H_p).

Для радиально-осевых турбин линия ограничения мощности при напорах $H < H_p$ строится на основании линии 5% запаса мощности на главной универсальной характеристике, а при напорах $H > H_p$ мощность турбины не превышает своего максимального значения, соответствующего номинальной мощности агрегата.

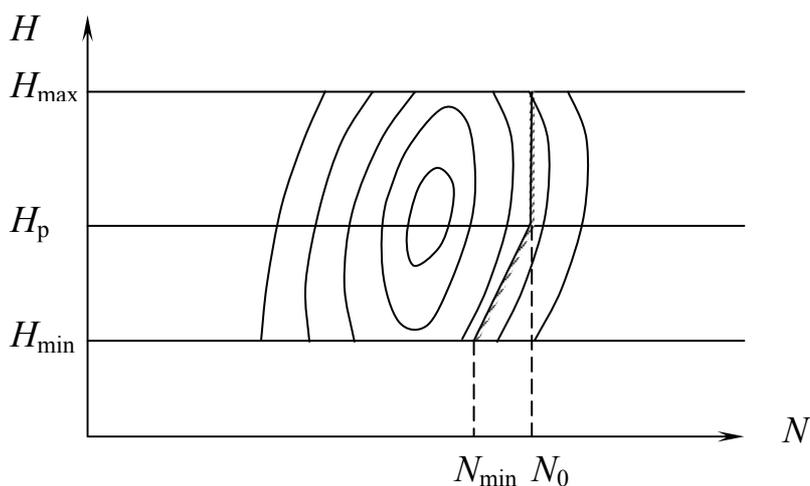


Рис. 3.1. Линия ограничения мощности

У поворотно-лопастных турбин при напорах $H > H_p$ мощность турбины ограничивается как максимальным углом установки лопастей φ_{\max} , так и мощностью генератора, при напорах $H < H_p$ – максимальным открытием направляющего аппарата $a_{0\max}$. Значения величин φ_{\max} и $a_{0\max}$ определяются положением расчетной точки, соответствующей номинальной мощности (N_T), при расчетном напоре H_p на главной универсальной характеристике модели.

Линии равных высот отсасывания $H_s = f(N, H)$ строят на основании главной универсальной характеристики по линиям $\sigma = \text{const}$.

Построенная таким образом эксплуатационная универсальная характеристика отражает основные свойства только одной турбины, однако ее недостаточно для оценки условий работы нескольких или всех совместно работающих турбин ГЭС. С этой целью на ее основе строят суммарную эксплуатационную характеристику турбин ГЭС, координаты которой для параллельно работающих двух, трех и т.д. турбинах находятся удвоением, утроением и т.д. абсцисс всех точек данного напорного режима.

4. 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 $m > n$; $\gamma = 10-15^\circ$ при $n=0$.

Форму сечений камеры рекомендуется принимать близкой к симметричной относительно оси направляющего аппарата (рис.4.1). В отдельных случаях могут применяться камеры с горизонтальным потолком ($n = 0$) или с горизонтальным полом ($m = 0$). Отношение сторон сечения $\frac{b_{ex}}{a_{ex}}$ не должно превышать 1,8-2,0 (для $m = 0$ или $n = 0$ $\frac{b_{ex}}{a_{ex}} = 1,5-1,8$; при $m > 0$ и $n > 0$ $\frac{b_{ex}}{a_{ex}} = 1,5-2,0$).

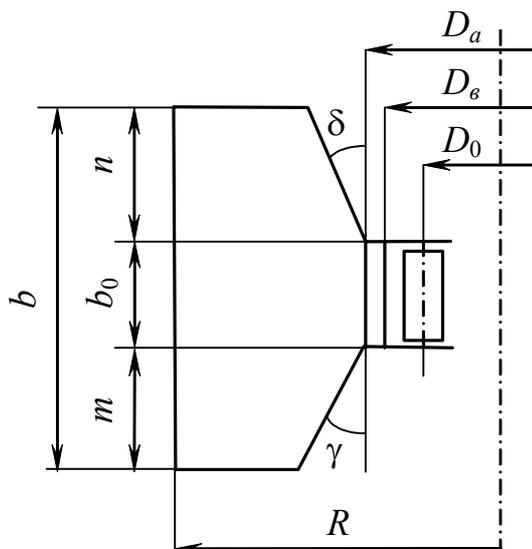


Рис. 4.1. Тавровое сечение спиральной камеры

Величины указанных на схеме диаметров расположения входных и выходных кромок колонн (ребер) статора D_a и D_b , 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. 4.1 (в соответствии с табл.14 [18]).

Высота направляющего аппарата в зависимости от диаметра рабочего колеса D_1 приводится в таблицах 2.1 и 2.2.

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

D_1 , см	250	280	320	360	400	450	500	5590	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
D_a , см	390	438	500	560	620	700	770	855	935	1010	1055	1130	1195	1270	1350	1425	1500	1575
D_e , см	340	382	437	485	542	610	675	745	815	885	920	985	1045	1115	1180	1245	1310	1375
D_0 , см	290	325	375	420	465	525	590	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

Угол охвата бетонных спиральных камер φ_{\max} рекомендуется принимать по таблицам параметров гидротурбин:

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

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

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

Площадь входного сечения спиральной камеры определяется по формуле

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

где Q – расход через турбину при номинальной мощности, соответствующий расчетному напору, т.е.

$$Q = \frac{N_{\text{т}}}{9,81\eta H_{\text{р}}},$$

где $V_{\text{вх}}$ – средняя скорость потока во входном сечении спиральной камеры, которая для бетонных камер принимается в зависимости от расчетного напора по табл. 4.2 (в соответствии с рекомендациями [6]).

Таблица 4.2

$H_{\text{р}}, \text{ м}$	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 с помощью гидромеханического расчета графо-аналитическим способом. Бетонная спиральная камера может быть с достаточной точностью рассчитана по условию постоянства средних окружных скоростей ($V_{u \text{ ср}} = \text{const}$). При расчете по этому методу из уравнения площади входного сечения, величина которой определена выше, задавшись его формой, рядом параметров и их соотношением, можно найти 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. 4.2). Данные расчетов обычно представляют в форме табл. 4.3.

Таблица 4.3

№ сечения	$a, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$R, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	m	n
1	2	3	4	5	6	7

По данным таблицы под входным сечением спирали в прямоугольной системе координат 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} . После этого строится зависимость $\varphi = f(F)$ в виде прямой линии, что отвечает условию $V_u \text{ ср} = \text{const}$.

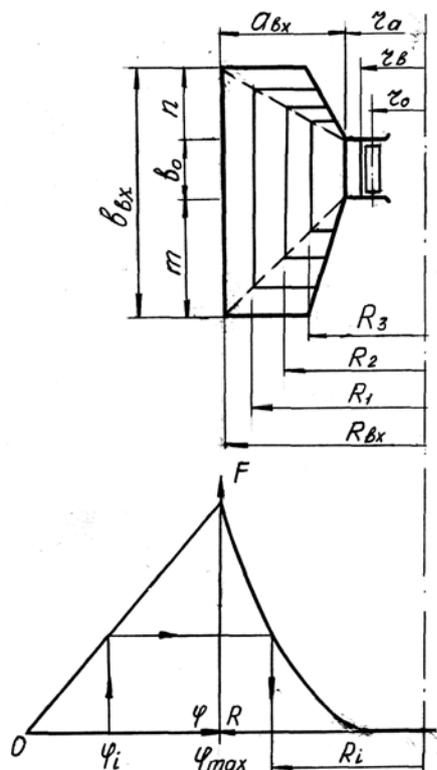


Рис. 4.2. К графоаналитическому расчету спиральной камеры таврового сечения

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:

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

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

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

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.4.3);

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, для которого

$$\varphi = \varphi_{\max}, \text{ а } \rho = \rho_{\max} = \sqrt{\frac{Q \cdot \varphi_{\max}}{360 V_{\text{ex}} \pi}},$$

где ρ_{\max} – радиус входного сечения спирали (рис. 4.3);

$V_{\text{вх}}$ – допустимая средняя скорость потока во входном сечении; ее величина в соответствии с рекомендациями [6] принимается по таблице 4.4 в зависимости от расчетного напора.

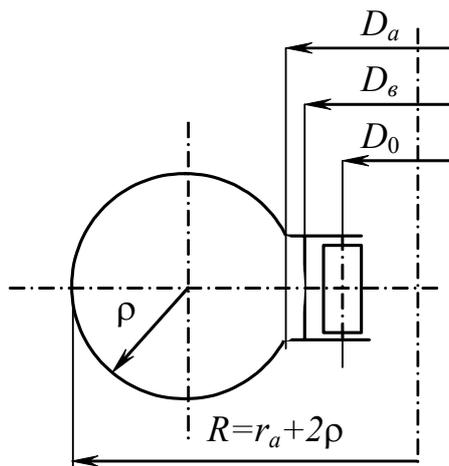


Рис. 4.3. К аналитическому расчету спиральной камеры круглого сечения

Таблица 4.4

$H_p, \text{ м}$	40	50	100	150	200	250	300	350	400
$V_{\text{ex}}, \text{ м/с}$	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 D_a , D_6 и D_0 , а также число лопаток направляющего аппарата Z_0 для металлических спиральных камер, как и для бетонных, принимается, в зависимости от D_1 и приводятся в табл. 4.5 (в соответствии с [18], табл.14).

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_1 , см	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850
D_a , см	305	335	375	390	438	500	555	615	695	765	845	925	1000	1075	1150	1230	1310
D_b , см	260	285	320	330	372	426	480	532	600	660	730	800	870	932	1180	1065	1135
D_0 , 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 $R = 2\rho + r_a$.

Расчет по построению очертания спирального канала удобно вести в форме табл. 4.6.

Таблица 4.6

φ	$\frac{\varphi}{c}$	$2r_a \frac{\varphi}{c}$	$\sqrt{2r_a \frac{\varphi}{c}}$	ρ	2ρ	$R = 2\rho + r_a$
1	2	3	4	5	6	7

5. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Отсасывающие трубы служат для отвода воды от реактивных турбин, а также позволяют использовать большую часть кинетической энергии потока воды, выходящей из рабочего колеса. Они позволяют также устанавливать рабочее колесо выше уровня нижнего бьефа без потерь части напора ниже рабочего колеса турбины. Для вертикальных средних и крупных турбин их делают изогнутыми. Форма и обозначения основных размеров таких труб показаны на рис. 5.1.

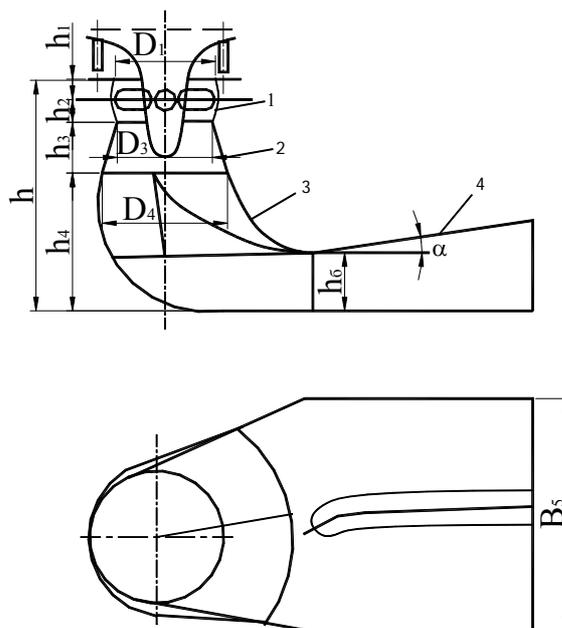


Рис. 5.1. Изогнутая отсасывающая труба

Изогнутая отсасывающая труба состоит из следующих характерных элементов:

- начального, включающего рабочую камеру 1;
- конического (входного) диффузора круглого сечения 2;
- колена 3;
- горизонтального (выходного) диффузора прямоугольного сечения 4.

Типы рекомендуемых к применению отсасывающих труб и их основные размеры для гидротурбин с $D_1 = 1,0$ м указаны в табл. 5.1 (в соответствии с табл. 12 [18]). Все эти типы труб изготавливаются с коленом серии № 4, геометрическая форма и обозначения основных размеров которого приведены на рис. 5.2, а размеры колен отсасывающих труб для турбин различных типов с $D_1 = 1,0$ м указаны в табл. 5.2 (в соответствии с табл. 9 [18]).

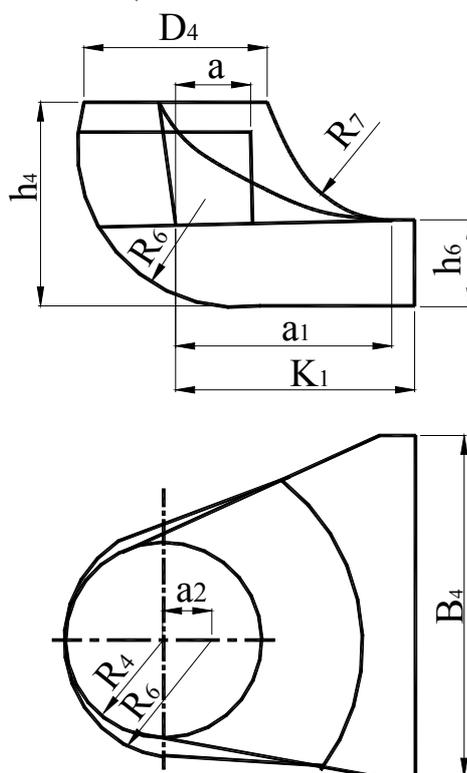


Рис. 5.2. Колено серии № 4

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 в соответствии с [12] (стр. 145 и табл. 9.6) 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 5.1

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	
4А	1,915	1,915	3,5-4,5	2,20	1,10	1,10	0,55	1,417	0,95-1,03	для ПЛ 20
4С или 4Д	2,3	2,3	4,5	2,38-2,6	1,170	0,170	0,585	1,5	1,2-1,1	для ПЛ 20; ПЛ 30; ПЛ 40-ПЛ 80
	2,5	2,5								для ПЛ 10; ПЛ 15; ПЛ 20;
	2,6	2,6	4,5	2,74	1,352	1,352	0,67	1,75	1,23	РО 45; РО 75; РО 230
	2,7	2,7								
20	2,3	2,3	3,5	2,17	1,04	1,04	0,51	1,41	0,94	для РО 310 – РО 500

Таблица 5.2

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 или 4Д	1,170	1,170	2,380	1,500	0,584	0,422	1,000	1,275	0,703	0,0934	0,677
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	0,135	0,640	0,0803	0,590

Высота начального элемента отсасывающих труб $h_1 + h_2$ определяется габаритами рабочих колес: для радиально-осевых турбин (рис. 5.3) 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 ([12], стр. 148), высота h_2 относительно невелика и выбирается конструктивно; для поворотно-лопастных турбин – $h_1 = 0,21D_1$, а $h_2 = (0,09-0,12)D_1$ ([12], стр. 145).

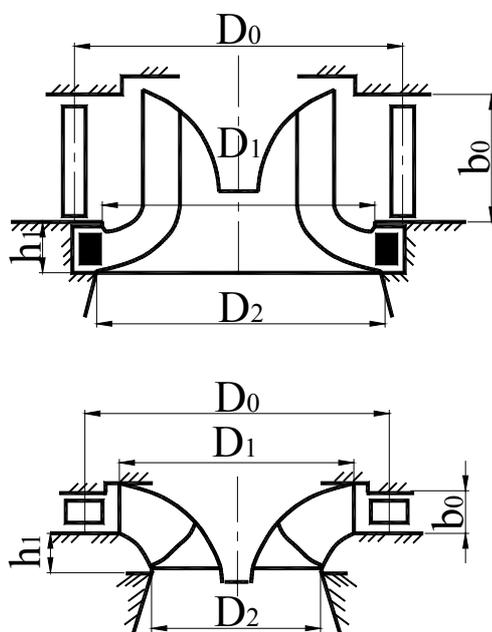


Рис. 5.3. Габариты рабочих колес

При выходном диффузоре с наклонными основаниями угол наклона основания к горизонтальной плоскости выбирается в пределах, не превышающих $6^\circ-12^\circ$.

Для турбин подземных и полуподземных ГЭС рекомендуется специальный тип отсасывающих труб с коленом круглого сечения постоянного диаметра, условно называемых "высокими" (при подземном размещении 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. 5.4, а размеры указаны в табл. 5.3.

При определении размеров отсасывающей трубы с помощью таблиц необходимо произвести проверку достаточности площади выходного сечения с точки зрения допустимых выходных потерь энергии. Допустимая величина выходной скорости V_3^{don} в зависимости от напора турбины H в соответствии с рис. 168 [3] равна:

H , м	10	25	75	125	175	225	275	325
V_3^{don} , м/с	1,0	2,2	2,6	2,9	3,2	3,45	3,7	3,85

Основные параметры высокой отсасывающей трубы

Обозначения	Размеры	Обозначения	Размеры
h	не менее $(3,5-4,0)D_1$	a_1	$0,825D_1$
h_3	$(1,5-2,0)D_1$	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	$5-7^\circ$

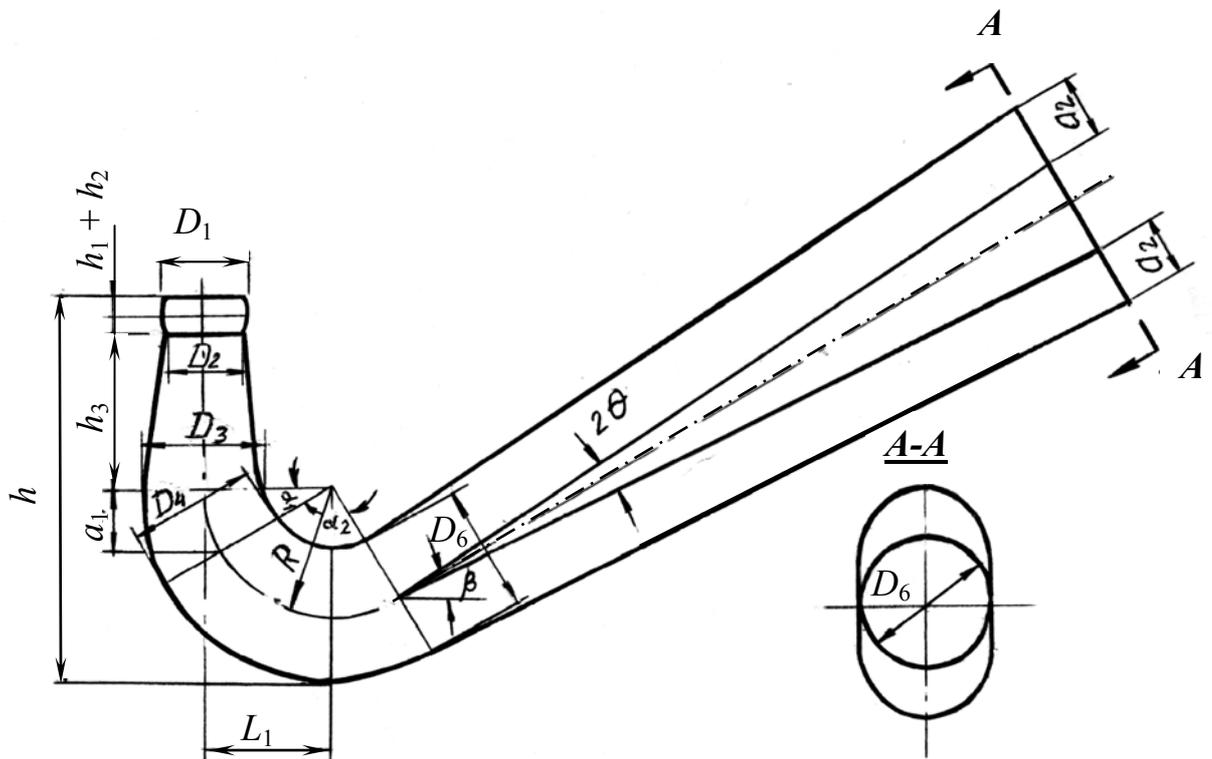


Рис. 5.4. Схема высокой отсасывающей трубы

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 $10^\circ-14^\circ$), 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 $1,4D_1$.

6. 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)

$$N_{ген} = \eta_{ген} \cdot N_T,$$

где N_T – номинальная мощность турбины;

– полная (кажущаяся) мощность в кВА (МВА)

$$S_{ген} = \frac{N_{ген}}{\cos \varphi},$$

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;

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:

$$n = \frac{60 \cdot f}{P},$$

где P – число пар полюсов ротора гидрогенератора;

f – 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.

$$D_i < \frac{60 \cdot V_n}{\pi \cdot n_p}. \quad (6.1)$$

Для шихтованных (набранных из отдельных штампованных сегментов) роторов $V_n = 120-145$ м/с, а для генераторов с кованным или собранным из целых дисков ротором $V_n = 160-170$ м/с. Разгонная частота вращения приближенно 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 активной стали D_i , м, и нормальной частоте вращения n , об/мин, может быть найдена по формуле

$$l_t = \frac{S_{\text{ген}}}{C_3 D_i^2 n}, \quad (6.2)$$

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, 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. 6.1) могут быть приняты по следующим зависимостям табл. 6.1 [5].

Размеры гидрогенератора

Таблица 6.1

Элемент генератора	Параметр	Исполнение	
		подвесное	зонтичное
Статор	Высота корпуса $h_{ст}$	$(1,7-1,9) l_t$	
	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	$0,4-0,5 \text{ м}$	

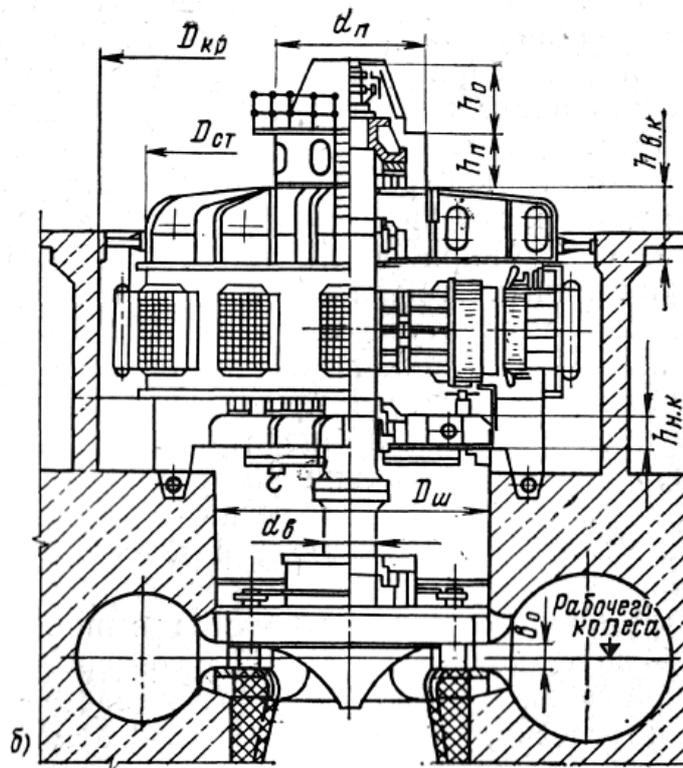
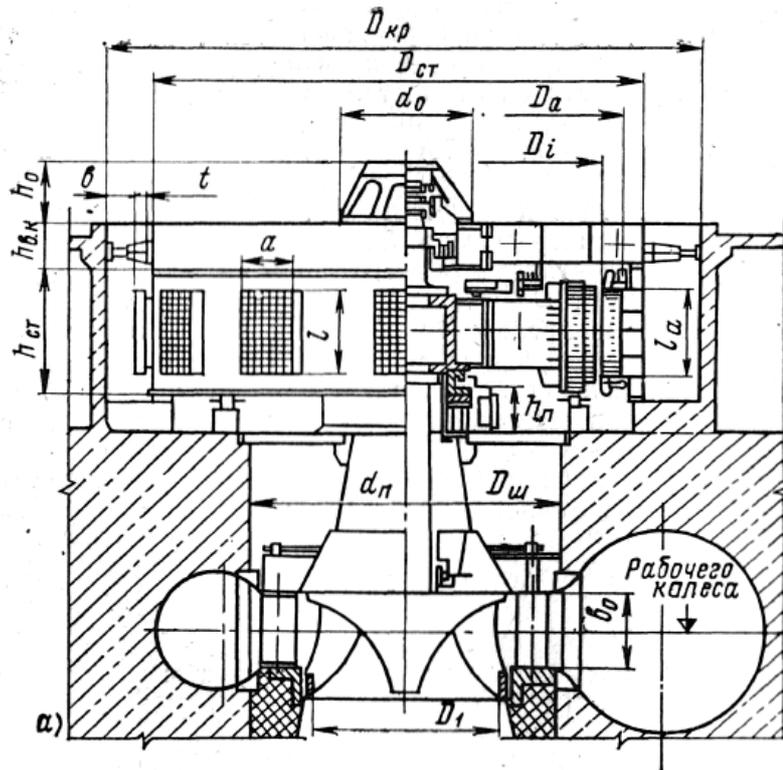


Рис. 6.1. Основные размеры вертикальных гидроагрегатов: а – зонтичный с опорой на крышку турбины; б – подвесной

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

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

$$l_t = l'_t \cdot \frac{S_{\text{ген}} n'}{S'_{\text{ген}} n}, \quad (6.3)$$

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

Общую массу генератора приближенно можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{ген}} = \psi \cdot D_i l_t, \text{ Т}, \quad (6.4)$$

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

7. ПОДБОР ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН

Подбор элементов системы автоматического регулирования гидротурбин ставит задачу определения размеров сервомоторов, типа и параметров маслонапорной установки и регулятора частоты вращения.

Маслонапорная установка (МНУ) обеспечивает работоспособность системы регулирования и управления гидроагрегатом и состоит из аккумулятора давления (котла) и масляного бака с расположенными на нем насосными агрегатами, аппаратурой и приборами. Крупные МНУ имеют аккумулятор давления, состоящий из двух котлов. Маслонапорная установка характеризуется объемом котлов, заполненных маслом и воздухом. Для выбора объема аккумулятора необходимо знать количество масла, расходуемого из него при нормальном и аварийном процессах управления гидроагрегатом.

Ориентировочно объем аккумулятора МНУ $V_a, \text{м}^3$, в соответствии с [18] может быть определен по формулам:

для радиально-осевых турбин (без холостого выпуска)

$$V_a = (18-20)V_{\text{н.а.}}; \quad (7.1)$$

для поворотно-лопастных турбин

$$V_a = (18-20)V_{\text{н.а.}} + (4-5)V_{\text{р.к.}}. \quad (7.2)$$

В формулах (7.1) и (7.2) $V_{\text{н.а.}}$ и $V_{\text{р.к.}}$ соответственно рабочие (полезные) объемы сервомоторов направляющего аппарата и рабочего колеса.

Наиболее часто находят применение схемы регулирования с двумя прямоосными сервомоторами двустороннего действия с рабочим (нормальным) давлением $p_0 = 4 \text{ МПа}$.

Для таких схем значение объема сервомотора направляющего аппарата

$$V_{\text{н.а.}} = \frac{\pi}{4} z_{\text{н}} \psi_{\text{н}} \cdot S_{H_{\text{max}}}, \text{ м}^3,$$

где $z_{\text{н}}$ – число поршней (сервомоторов), находящихся одновременно под давлением ($z_{\text{н}} = 2$);

$\psi_{\text{н}}$ – коэффициент стеснения площади поперечного сечения сервомотора штоком ($\psi_{\text{н}} = 0,85$);

$d_{\text{н}}$ – диаметр поршня сервомотора направляющего аппарата:

$$d_{\text{н}} = \lambda D_1 \cdot \sqrt{\kappa_0 H_{\text{max}}}, \text{ м},$$

где λ – постоянный коэффициент; $\lambda = 0,023-0,026$ при числе лопаток направляющего аппарата $Z_0 = 24$ и $\lambda = 0,020-0,023$ при $Z_0 = 32$;

κ_0 – относительная высота направляющего аппарата: $\kappa_0 = \frac{e_0}{D_1}$;

D_1 – диаметр рабочего колеса, м;

H_{max} – максимальный напор турбины, м;

$S_{H_{\text{max}}}$ – максимальный ход поршней сервомоторов:

$$S_{H\max} = (1,4-1,6) \alpha_{0\max}, \text{ м},$$

где $\alpha_{0\max}$ – максимальное открытие лопаток направляющего аппарата, м;

$$\alpha_{0\max} = \alpha_{0M \max} \frac{D_0 Z_{0M}}{D_{0M} Z_0}, \text{ м}.$$

Поскольку направляющий аппарат при испытаниях турбины обычно моделируется, то значение $\alpha_{0\max}$ может быть определено по упрощенной формуле:

$$\alpha_{0\max} = \alpha_{0M \max} \frac{D_1}{D_{1M}}, \text{ м},$$

при этом $\alpha_{0\max}$ берется из главной универсальной характеристики.

Величина полезного объема сервомотора рабочего колеса

$$V_{p.k} = \frac{\pi}{4} d_p^2 \psi_p S_p, \text{ м}^3,$$

где d_p – диаметр поршня сервомотора рабочего колеса, м:

$$d_p = (0,71-0,75) d_{cф} \text{ или } d_p = (0,78-0,82) d_{ц},$$

$d_{cф}$ и $d_{ц}$ – диаметры корпуса (штулки) рабочего колеса по сфере и по цилиндру, м:

$$d_{cф} = (0,3-0,6) D_1 \text{ в диапазоне напоров от 10 до 80 м};$$

$$d_{ц} = d_{cф} - k, \text{ где } k = 0,05 D_1;$$

ψ_p – коэффициент стеснения живого сечения сервомотора, $\psi_p = 0,97-0,95$;

$$S_p – \text{ход поршня, } S_p = (0,12-0,16) d_p, \text{ м}.$$

Для высоконапорных: радиально-осевых турбин с холостым выпуском, устанавливаемых на ГЭС с длинными напорными трубопроводами, при определении объема аккумулятора МНУ необходимо учитывать и его рабочий объем $V_{x.в.}$ [16].

По объему аккумулятора V_a и по номинальному давлению выбирается соответствующая им ближайшая нормализованная МНУ и определяются ее параметры. Обозначения типоразмеров МНУ отражают как ее основные параметры, так и конструктивные факторы. Например, МНУ 25-2/40 означает: МНУ – маслонапорная установка; 25 – объем аккумулятора, м³; 2 – количество котлов; 40 – давление в кгс/см. Основные данные и размеры современных МНУ применительно к схеме установки (рис.7.1) приводятся в табл. 7.1

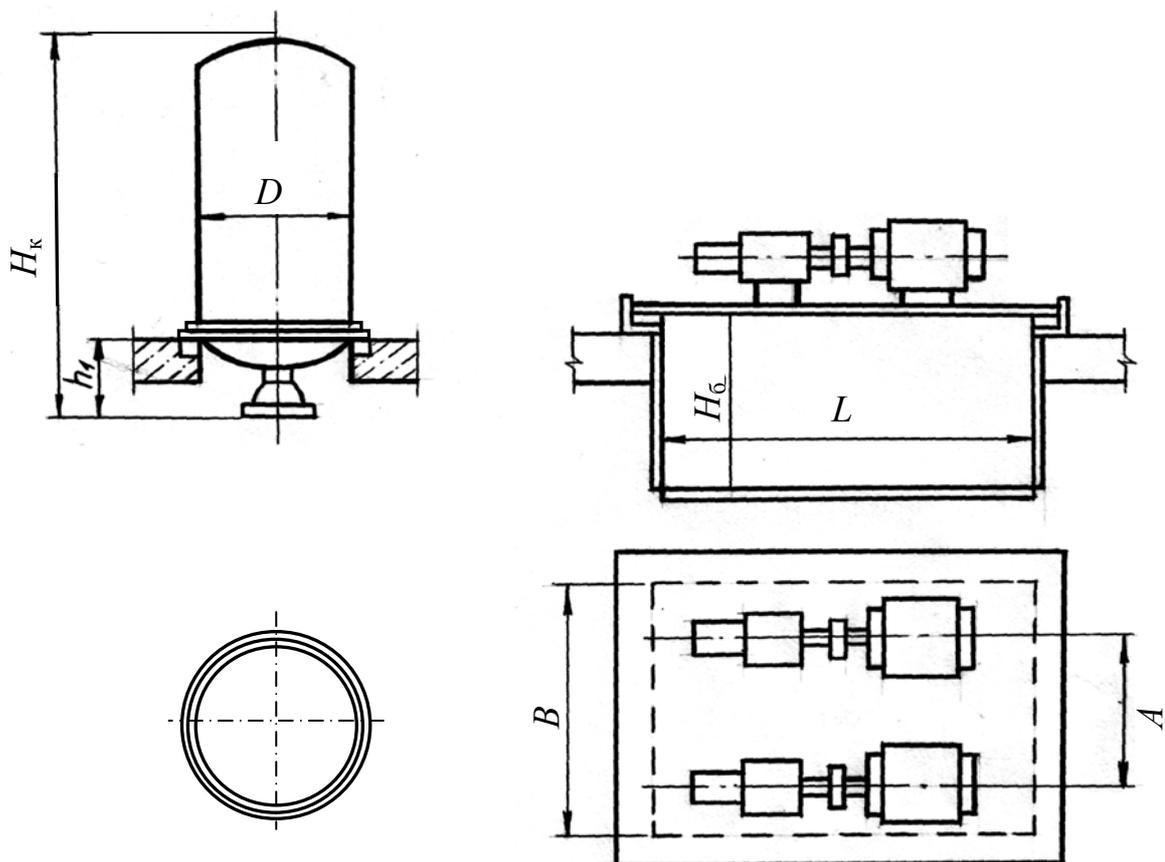


Рис. 7.1. Схема маслонапорной установки

Регуляторы частоты вращения гидротурбин в основном подразделяются на две группы: гидромеханические типа РК (регулятор комплексный) и электрогидравлические типа ЭГР, получившие в последнее время наибольшее распространение. Гидромеханическая часть регуляторов конструктивно оформляется в виде колонки управления, корпус которой унифицирован и является единым для всех типов регуляторов. Корпус регулятора типа РК изготавливается следующих марок: РК-60, РК-100, РК-150, РК-200 и РК-250. Цифровой индекс соответствует нормализованному диаметру главного золотника (d_3), который и служит для определения типоразмера регулятора. Диаметр золотника обычно принимается равным диаметру трубопроводов (маслопроводов), идущих от золотника к сервомотору, т.е. $d_3 = d_{тр}$.

Диаметр трубопровода

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_3}{\pi V_M}}, \quad (7.3)$$

где Q_3 – расход масла через главный золотник регулятора

Таблица 7.1

Тип МНУ (обозначения)	Объем $V_a, \text{ м}^3$	Испол- нение	Основные размеры в мм и масса в т								
			котла				бака				
			H_K	D	h_1	Масса m	H_6	L	B	A	Масса m
МНУ 1-1/40	1,0	Однокотельные	1980	960	350	1,5	990	1600	1800	1250	2,8
МНУ 1,6-1/40	1,6		2460	1040	385	1,7					
МНУ 2,5-1/40	2,5		3100	1148	440	2,2	1150	1800	2200	1420	3,8
МНУ 4-1/40	4		3470	1356	450	3,7					
МНУ 5,6-1/40	5,6		3670	1560	500	4,6	1300	2500	2500	1600	6,0
МНУ 8-1/40	8		3670	1860	580	5,5	1600	2800	2800	1800	8,2
МНУ 10-1/40	10		3790	2064	650	7,0					
МНУ 12,5-1/40	12,5		3950	2280	720	9,0					
МНУ 16-2/40	16	Двухко- тельные	3700	1860	610	11,4	2000	3300	3000	2000	9,7
МНУ 20-2/40	20		3820	2064	675	13,6					
МНУ 25-2/40	25		3970	2280	765	17,8	2500	4000	3000	1900	12,8
МНУ 30-2/40	30		4045	2480	820	21,2					

$$Q_3 = \frac{V_H}{T_s},$$

где V_H – суммарный объем сервомоторов направляющего аппарата, м³ (определен выше);

T_s – время закрытия (открытия) направляющего аппарата (принимается до 10-12 с);

V_M – скорость масла в трубопроводе (4-6 м/с).

Найденную по формуле (7.3) величину диаметра $d_{тр}$ округляют до ближайшего большего номенклатурного диаметра главного распределительного золотника. Основные параметры корпуса колонки управления применительно к схеме (рис.7.2) приводятся в табл. 7.2.

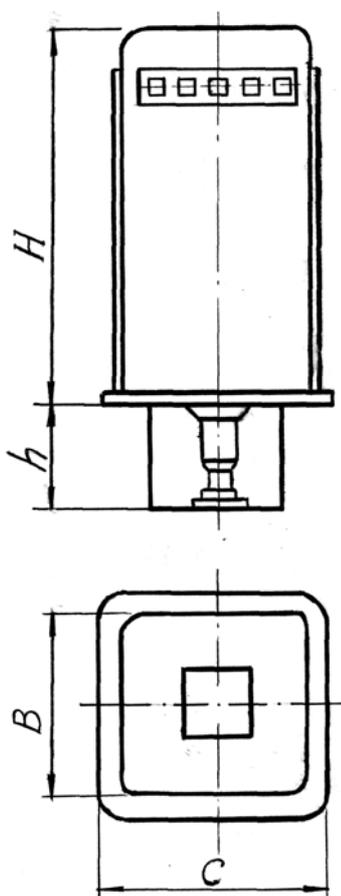


Рис. 7.2. Схема корпуса колонки управления

Таблица 7.2

Основные размеры корпуса колонки управления типа РК

Марка корпуса	Размеры, мм				Масса m , кг
	H	h	B	C	
РК – 100	1900	480	1050	900	2350
РК – 150	1900	600	1050	900	2750
РК – 200	1860	1350	1050	900	3470

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, например, 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 облегченной, не несущей крановой нагрузки, низовую стену машинного зала.

Подробные характеристики кранов приводятся в литературе [4, 11, 14].

9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗДАНИЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основным этапом проектирования здания ГЭС является разработка конструктивно-компоновочных решений по гидроагрегатному блоку и определение его габаритов. Компоновка гидроагрегатного блока в значительной мере определяется типом и параметрами гидротурбины, ее проточной части, гидродетандера, 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 зданиям 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 , (положительное значение H_s добавляется, а отрицательное – вычитается из отметки $Z_{НБ}$). В предварительных расчетах при установлении высотного положения рабочего колеса турбины определяется алгеб-

раическая сумма $Z_{\text{НБ}} + H_s$ как минимум для двух режимов: на полную мощность работает минимальное число агрегатов при расчетном напоре; то же при максимально возможном напоре. Наименьшая сумма $Z_{\text{НБ}} + H_s$ и определит в первом приближении 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). 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 нескальном 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 конус отсасывающей трубы удлиняется 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. Более подробно по проектированию здания ГЭС – главы 16-21 [5] и главы 21-23 [6].

Литература

1. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: Справочное пособие: В 2 т. /Под ред. Ю.С. Васильева, Д.С. Щавелева. – М.: Энергоиздат, 1988 г. – Т.1.
2. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: Справочное пособие: В 2 т. /Под ред. Ю.С. Васильева, Д.С. Щавелева. – М.: Энергоиздат, 1990. Т.2.
3. Барлит В.В. Гидравлические турбины. – Киев: Вища школа, 1977. – 360 с.
4. Бережной А.А. Силовые здания гидроэлектрических станций. – М. – Л.: Энергия, 1964. – 310 с.
5. Гидроэлектрические станции /Под ред. В.Я. Карелина, Г.И. Кривченко. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 464 с., ил.
6. Гидроэнергетические установки /Под ред. Д.С. Щавелева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоиздат, 1981. – 520 с.
7. СНиП 2.06.01-86. Гидротехнические сооружения речные. Основные положения проектирования. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1987. – 30 с.
8. Здания гидроэнергетических установок /Под ред. Д.С. Щавелева. – Л.: Энергия, 1967. – 204 с.
9. Использование водной энергии /Под ред. Д.С. Щавелева. – Л.: Энергия, 1976. – 655 с.
10. Ковалев Н.Н. Проектирование гидротурбин. – Л.: Машиностроение, 1974. – 280 с.
11. Кох П.И., Нещерстный П.М., Чекулаев В.А. Козловые краны для гидроэлектростанций. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
12. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. – 2-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
13. ВНТПО 12-77. Нормы технологического проектирования гидроэлектростанций. Минэнерго СССР. – М., 1977. – 134 с.
14. Подъемные механизмы гидротехнических сооружений /Под ред. В.Я. Мартенсона. – М.: Энергия, 1978. – 174 с.
15. Потапов В.М., Ткаченко П.Е., Юшмаков О.А. Использование водной энергии. – М.: Колос, 1972. – 344 с.
16. Претро Г. А. Специальные типы зданий гидроэнергетических установок. – М.: Энергия, 1976. – 238 с.
17. Слиский С.М. Гидравлика зданий гидроэлектростанций. – М.: Энергия, 1970. – 424 с.
18. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1969. – 400 с.
19. Справочник конструктора гидротурбин /Под ред. Н.Н. Ковалева. – Л.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
20. Турбинное оборудование гидроэлектростанций /Под ред. А.А. Морозова. – 2-е изд. – М. – Л.: Энергоиздат, 1958. – 520 с.

Содержание

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ.	3
1.1. Цель и содержание проекта.	3
1.2. Исходные данные.	3
2. ВЫБОР ЧИСЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ, ТИПА И ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИНЫ.	4
2.1. Определение числа агрегатов и выбор типа турбины.	4
2.2. Выбор основных параметров турбины по универсальным характеристикам (приведенным показателям)	8
3. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ (МОЩНОСТНЫХ) И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН ГЭС.	12
4. ВЫБОР И РАСЧЕТ ТУРБИННОЙ КАМЕРЫ.	14
5. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ.	21
6. ВЫБОР ГИДРОГЕНЕРАТОРА.	26
7. ПОДБОР ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН.	30
8. ВЫБОР ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.	36
9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗДАНИЯ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.	37
Литератур.	39