

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИЙ**

Факультет «Энергетика»

Низамов Одилжан Хурматович

**«ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПОНОВКИ РАЗЛИЧНЫХ
ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ»**

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА
для получения степени бакалавриата

специальности 5520300 – «Гидроэнергетика»

Ташкент 2009

ВВЕДЕНИЕ

Рассмотрены проблемы выбора типа гидротурбин и гидрогенератора, и расчёты их основных параметров, а также вал гидротурбины, спиральной камеры, отсасывающей трубы, выбор напорного водовода и кранового оборудования, техводоснабжения, дренажного хозяйства, выбор монтажной площадки и компоновка здания станции. Приведены основные гидравлические и конструктивные параметры рабочих колес радиально-осевых и осевых гидротурбин, графические зависимости, примеры компоновки различных ГЭС.

Может быть использовано студентам изучающиеся предмет гидроэлектростанция, занимающимися проблемами проектирования ГЭС.

Основные параметры ГЭС предопределяются такими природными условиями, как используемый напор и пропускаемый расход воды через турбины и водосбросы, а конструктивное оформление подводного массива здания в значительной степени – геологическими и топографическими условиями.

Одним из природных факторов, определяющих тип здания ГЭС, является напор и способ его создания. По способу создания напора ГЭС разделяются на плотинные и деривационные.

По величине используемого напора плотинные гидроэлектростанциями могут быть разделены на [1]:

- *низконапорные* (русловые ГЭС) при ≥ 30 м (иногда до 40 м);
- *средненапорные* (приплотинные ГЭС) при $H = 30-150$ м;
- *высоконапорные* (приплотинные ГЭС) при $H > 150$ м;

При деривационной схемы создания напора к средненапорным относят установки с напором 30-300 м, а к высоконапорным - более 300 м.

При строительстве деривационных ГЭС часто русло реки перекрывается относительно высокими плотинами, такие схемы называют *плотинно-деривационными* (смешенная схема).

По характеру воздействия напора здания гидроэлектростанций подразделяются на три основных типа:

1. Русловая схема:

а) здания ГЭС, входящие в состав фронта подпорных сооружений и подвергающиеся одностороннему гидростатическому давлению воды со стороны верхнего бьефа, называется русловыми.

б) здание ГЭС, расположенные вне подпорного сооружений, с подводом воды к турбинам напорными водоводами, т.е. когда здание ГЭС расположены непосредственно за плотиной, их называют приплотинными зданиями ГЭС, или приплотинными ГЭС.

2. Деривационная схема, при которой напор создаётся преимущественно посредством деривации, осуществляемый в виде канала, туннеля или трубопровода.

3. Плотино-деривационная схема, при которой напор создаётся и плотиной, и деривацией.

Плотина имеется во всех трёх схемах.

В настоящем курсовом проекте рассматривается решение комплекс взаимосвязанных вопросов позволяющей лучшему усвоению учебной программы.

Учебное пособие по выполнению курсового проекта «Проектирование ГЭС» соответствует государственному образовательному стандарту дисциплин «Проектирование ГЭС» по направлению 5520300-«Гидроэнергетика» бакалаврской подготовки, а также может быть использована магистрами при проектировании гидротехнических установок.

- общая часть,
- расчётная часть,
- заключение,

Объём текстовой части устанавливается руководителем в зависимости от сложности проектируемого гидроэнергетического сооружения и расчётно-графической части проекта.

Оформление графической части

Чертежи здания станции ГЭС будут выполняться в трёх проекциях: вертикальный, горизонтальный и профиль на формате А-2, кроме них на формате А-4 выполняется на миллиметровке чертежи генератора, мостового крана, вала отсасывающий трубы и

спиральной камеры карандашом или тушью. Надписи над чертежами выполняются стандартным чертежным шрифтом.

ПОРЯДОК РАСЧЁТОВ

$$H_{\max} = \nabla ВВ_{\max} - \nabla НБ_{\min} - h_w ;$$

$$H_{\min} = \nabla ВВ_{\min} - \nabla НБ_{\max} - h_w.$$

2) На основании H_{\max} напора из таблицы 2 и 3 выбирается тип гидротурбины и главная универсальная характеристика (ГУХ)(Приложение 2) [2].

Таблица 1

Варианты	$\nabla ЮБ_{\max}$, м	$\nabla ЮБ_{\min}$, м	$\nabla ПБ_{\min}$, м	H_p , м	$\nabla ПБ_{\max}$, м	h_w , м	$\nabla НБ$, м	Q , м ³ /с
1	580	575	503	70	513	0.6	495	40
2	608	600	500	102	504	1.0	493	50
3	460	452	420	33	424	0.5	412	45
4	590	583	547	37	553	0.8	542	50
5	720	714	695	20	699	0.5	688	30
6	830	826	770	54	778	0.7	820	50
7	350	347	238	105	247	1.2	233	70
8	540	534	491	44	497	0.4	485	40
9	960	955	855	100	865	1.1	850	65
10	840	836	775	61	780	0.6	769	50
11	750	744	687	57	694	0.6	680	45
12	770	766	703	63	710	0.7	695	55
13	490	484	386	98	396	1.0	379	65
14	560	550	533	24	536	0.4	525	50
15	670	666	601	63	608	0.6	595	45
16	700	694	636	58	642	0.5	630	50
17	1000	996	845	148	856	1.3	838	60
18	1100	1093	992	104	996	1.0	985	70
19	950	945	910	35	915	0.5	902	40
20	1050	1046	982	63	988	0.6	975	55
21	1200	1193	1130	65	1136	0.7	1123	52
22	1250	1245	1212	33	1220	0.4	1206	35
23	1300	1293	1110	184	1115	1.4	1104	74
24	1350	1343	1314	32	1319	0.4	1307	25
25	1240	1230	1208	28	1210	0.4	1201	25
26	1150	1143	1050	94	1053	0.9	1043	64
27	920	924	902	15	906	0.4	895	30
28	830	824	786	39	792	0.5	778	35
29	710	705	669	37	673	0.5	661	35
30	820	818	794	22	800	0.4	788	25

Таблица 2.

Основные гидравлические и конструктивные параметры рабочих колес
радиально-осевых гидротурбин

Параметры	Тип рабочих колес							
	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500
Относительная высота направляющего аппарата $\underline{b}=b_0/D_1$	0,35	0,30	0,25	0,20	0,16	0,12	0,1	0,08
Зоны напоров: N_{\max}, N_{\min} , в М	30-45	40-75	70-115	110-170	160-230	220-310	290-400	380-500
Приведенный расход Q^1_{\max} , в л/сек	1400-1370	1370-1250	1250-1030	1030-650	650-420	420-280	280-200	200-150
Приведенная скорость вращения, в об/мин:								
$n^1_{\text{полт}}$,	78	73	70	68	65	60	58	58
$n^1_{\text{расч}}$,	78	77	74	71	68	65	62	59,5
Коэффициент кавитации σ	0,27-0,23	0,243-0,16	0,168-0,097	0,1-0,06	0,065-0,047	0,048-0,04	0,042-0,035	0,036-0,03

3) На основе рабочего напора определяют приближенный мощность N гидротурбины:

$$N=9.81QH\eta, \text{ кВт}$$

4) Определение диаметра гидротурбины производится по

формуле:

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81Q_1 H_p \sqrt{H_p \eta_m}}}, \text{ м};$$

где η_m – это максимальный к.п.д. из ГУХа.

Таблица 3

Основные гидравлические и конструктивные параметры рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин.

Параметры	Тип рабочих колес								
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Относительная высота направляющего аппарата $\underline{h}=b_0/D_1$		0,35	0,37	0,41	0,43-0,45	0,47-0,49	0,51-0,54	0,57	0,6
Зоны напоров: H_{\max}, H_{\min} , в м	2-10	5/15	10/20	15/30	20/40	30/50	40/60	45/70	50/80
Приведенный расход Q_1^1 , в л/сек	2250	2130	2040	1940	1880	1810	1690	1600	1520
Приведенная скорость вращения, в об/мин:									
$n_{\text{лост}}^1$	165	150	138	125	115	106	100	100	100
$n_{\text{грасс}}^1$	200	180	160	140	130	120	110	110	110
Число лопастей рабочих колес Z_1	4	4	4	4	5	6	7	8	8
Коэффициент кавитации σ	1,4	1,0-0,84	0,835-0,68	0,745-0,505	0,68-0,4	0,505-0,325	0,4-0,27	0,36-0,23-	0,325-0,205

Полученный диаметр стандартизируется на основе таблицы 4

Таблица 4

Нормальный ряд диаметра D_1 , см						
180	200	225	250	280	320	360
400	450	500	550	600	650	700
750	800	850	900	950	1000	1050

5) По стандартным диаметрам проверяется приведённый

расход:
$$Q_1^1 = \frac{N}{9.81 D_{cm}^2 H_p \sqrt{H_p \eta_m}} ; \text{ м}^3/\text{с}$$

6) Определяют максимальный КПД гидротурбины по следующей формуле:

$$\eta_{TMAX} = 1 - (1 - \eta_{MMAX}) (0,25 + 0,75 \sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_T}})$$

где η_{MMAX} определяется из главного универсального характеристики (ГУХ) гидротурбин, тогда для определение зависимости

$\sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_T}}$ необходимо решить следующее выражение $\frac{Re_M}{Re_T} =$

$\frac{D_{1M} \sqrt{H_M}}{D_{1CT} \sqrt{H_P}}$ и по ее значениям из рис.1 [2] определяют величины

$\sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_T}}$, где D_{1M} и H_M - диаметр и напор модели

гидротурбины; H_P - расчетный напор натуральной гидротурбины

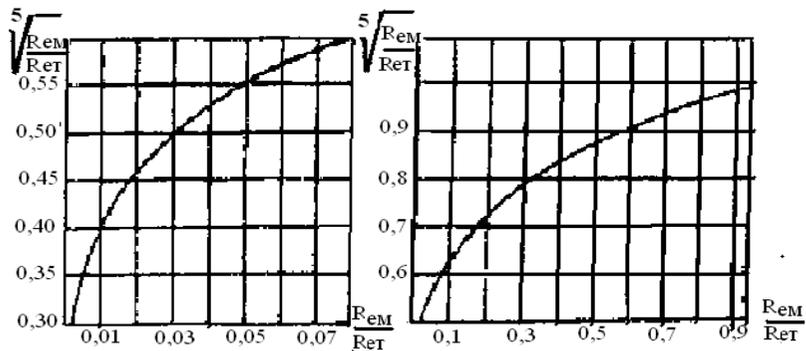


Рис.1. Зависимости $\sqrt[5]{\frac{Re_M}{Re_T}}$

7) По η_{MAX} уточняется N мощность гидротурбины

$$N_T = 9,81 Q H \eta_{MAX}, \text{ кВт.}$$

7) Определяем нормальное число оборотов

$$n = \frac{n_{1T}^1 \sqrt{H_P}}{D_{1cm}}, \text{ об/мин;}$$

здесь n_{1T}^1 - определяемый через рабочей точки главной универсальной характеристики гидротурбины.

Всегда $n_{1T}^1 > n_{1M.OП}^1$; или $n_{1T}^1 = n_{1M.OП}^1 + \Delta n_1^1$;

отсюда находят поправку приведенного число оборотов, учитывающую его увеличение из-за увеличения к.п.д. турбины по сравнению с к.п.д. ее модели

$$\Delta n_1^1 = n_{1,м.оп}^1 \left(\sqrt{\frac{\eta_{TMAX}}{\eta_{MMAX}}} - 1 \right)$$

Эту поправку принимают одинаковой для всех рабочих режимов работы, т.е. для всех точек характеристики с координатами n_1^1 и Q_1^1 . В этой формуле $n_{1,м.оп}^1$ – определяется по таблице 2 и 3.

Найденный число оборотов n заменяется синхронным числом оборотов n_c гидрогенератора из таблицу 5:

Синхронная скорость вращения гидрогенератора
Таблица 5

Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин	Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин	Число полюсов ротора	Синхронная скорость вращения, об/мин
12	500	48	125	88	68,2
14	428,6	52	115,4	90	66,7
16	375	56	107,1	92	65,2
18	333,3	60	100	96	62,5
20	300	64	93,8	100	60
24	250	66	90,9	102	58,8
26	230,8	68	88,2	104	57,4
28	214,3	70	85,7	108	55,6
30	200	72	83,3	110	54,6
32	187,5	76	78,9	112	53,6
36	166,7	78	76,9	114	52,6
40	150	80	75	116	51,8
44	136,4	84	71,4	120	50

а) на основании синхронного число оборотов n_c проверяют приведённый число оборотов для расчётного напора

$$n_1^1 = \frac{n_c D_{1CT}}{\sqrt{H_p}} - \Delta n_1^1; \text{ об/мин}$$

б) для других значение напоров H_{MAX} и $H_{МИН}$ также при D_{ICT} и n_c определяют приведенные число оборотов:

$$n_{1MAX}^1 = \frac{n_c D_{ICT}}{\sqrt{H_{min}}} - \Delta n_1^1; \text{ об/мин, } n_{1min}^1 = \frac{n_c D_{ICT}}{\sqrt{H_{max}}} - \Delta n_1^1; \text{ об/мин}$$

8) Определение высоты отсасывания гидротурбины

$$H = 10 - \frac{\nabla}{900} - k_\sigma \sigma H_p$$

На основании высоты отсасывания определяется расположение отметка оси гидротурбины относительно НБ.

2. По заданному напору определить тип ГЭС и плотины

На основании русла гидроузла и напора створа реки выбираются тип здания ГЭС и плотины. Они бывает: русловые, приплотинные, деривационные и смешанные, а тип плотины бывает земляные, каменно-набросные, бетонные, арочные, контрфорсные .

Гидроузлы, имеющие своем составе здания гидроэлектростанций, классифицируются по следующему ряду признаков:

По способу создания напора выделяют три схемы:

- а) плотинную;
- б) деривационную;
- в) плотинно-деривационную (смешанную).

По назначению:

- а) однацелевые;
- б) комплексные

По участию в создании напора и местоположению относительно плотины здания ГЭС:

- а) русловые;
- б) приплотинные;
- в) деривационные.

По местоположению относительно поверхности земли:

- а) наземные;
- б) полуподземные;
- в) подземные.

По выполнению зданием ГЭС функций водопропускных сооружений:

- а) совмещенные;
- б) несовмещенные и т.п. [1].

3. Расчёт турбинных водоводов

При расчёте турбинных водоводов определяют диаметр трубопровода, потери напора на местные сопротивления и по длине:

а) Гидравлический расчет напорного трубопровода

Расход воды, пропускаемый по деривационному каналу, забирается через турбинные водоводы к зданию ГЭС.

Расход одной нитки трубопровода :

$$Q_{mp} = \frac{N_T}{9,81 \cdot H_p \cdot \eta} \quad \text{или} \quad Q_{тр} = Q_{гэс} / n, \quad (Q_{тр} = Q_p), \quad (м^3/с)$$

где n – число ниток трубопровода (максимально выбирается до 3-х ниток);

С экономической точки зрения требуется выбрать наивыгоднейший диаметр трубопровода:

$$D_{mp} = 0,9 \cdot Q_{mp}^{0,4}, \quad (м)$$

Полученный диаметр трубопровода округляется до стандартного [2].

Определяется скорость движения воды в трубопроводе:

$$v = Q_{mp} / \omega, \quad (м/с),$$

здесь

$$\omega = \pi D_{mp}^2 / 4, \quad (м^2).$$

Допускаемая величина скорости v движения воды в металлическом трубопроводе при расчётном напоре H определяется по рис.2 [3]

б) Определение потерь напора в трубопроводе

Общие потери в трубопроводе складываются из потерь по длине и на местные потери сопротивления [8].

1. Потери напора по длине трубопровода определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$h_l = \lambda(l/d)(V^2/2g), (м).$$

здесь l – длина трубопровода, м;

d – диаметр трубопровода, м;

λ – коэффициент гидравлического трения по длине трубопровода;

V – средняя скорость, м/с;

$$g = 9.8 \text{ м/с}^2$$

Всегда в напорных трубопроводах наблюдается квадратичная область сопротивления, поэтому коэффициент λ можно определить по формуле Н.Н. Павловскому:

а) в зависимости от коэффициента C :

$$\lambda = 8 g/c^2, \text{ где } C = (1/n)R^y,$$

где n – коэффициент шероховатости, определяется от типа трубопровода[3];

R – гидравлический радиус, м.

Показатель y является функцией коэффициента шероховатости и гидравлического радиуса, и приближенно можно считать по Н.Н. Павловскому следующим образом:

$$\text{при } R > 1 \text{ м, } y = 1.5\sqrt{n};$$

$$R < 1 \text{ м, } y = 1.3\sqrt{n}.$$

Тогда для труб с диаметром $D < 4$ м;

$$\lambda = 8gn^2(4/D)^{3.6\sqrt{n}}, \quad (а)$$

для труб с диаметром $D > 4$ м;

$$\lambda = 8gn^2(4/D)^{2.6\sqrt{n}}. \quad (б)$$

б) Область гидравлических шероховатых труб соответствует числам.

$Re \geq 500 d/\Delta$, Коэффициент λ можно определять по формуле Б.Л. Шифринсона для квадратичной зоны сопротивления[9]:

$$\lambda = 0,1(\Delta_s/d)^{0,25}$$

Значение эквивалентная шероховатость Δ_s для труб и каналов из различных материалов приведены в приложении (табл. П.8.1- П.8.5) [9]. Например абсолютная эквивалентная шероховатость Δ_s для стальных напорных водоводов:

- новые чистые, бесшовная (стыки отсутствуют),
тщательное исполнение работы - $\Delta_s = 0,025$ мм;

Значения λ для круглых труб по формулам a или b в зависимости от $D_{тр.}$ и коэффициента n при C можно определить по формуле Н.Н. Павловского (табл. 3-4 стр.52) [8].

Таблица 6

$D,$ мм	Коэффициент шероховатости n				
	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015
200	0,021	0,026	0,033	0,039	0,050
300	0,019	0,024	0,029	0,035	0,044
400	0,017	0,022	0,026	0,033	0,039
500	0,016	0,020	0,025	0,030	0,036
600	0,016	0,019	0,024	0,028	0,034
700	0,015	0,019	0,023	0,027	0,032
800	0,015	0,018	0,022	0,026	0,031
900	0,014	0,017	0,021	0,025	0,029
1000	0,013	0,017	0,020	0,023	0,028
1200	0,013	0,016	0,019	0,022	0,026
1500	0,012	0,015	0,018	0,021	0,025
2000	0,011	0,014	0,016	0,019	0,022
2500	0,011	0,013	0,015	0,018	0,021
3000	0,010	0,012	0,014	0,017	0,020

- новые чистые с покрытием изнутри покрытие битумом,
выполненные в заводских условиях $\Delta_s = 0,016$ мм;

- старые, но чистые незначительная коррозия или легкие инкрустация $\Delta_s = 0,2$ мм и т. д.

Значение λ по формуле Ф. А. Шевелева для стальных и чугунных труб большого диаметра $\lambda = 0,021/d^{0,3}$

Таблица 7

$d,$ м	λ	$d,$ м	λ	$d,$ м	λ
1,00	0,0210	1,75	0,0178	3,0	0,0150
1,25	0,0196	2,00	0,0171	4,0	0,0139
1,50	0,0086	2,50	0,0161	5,0	0,0116

2) Потери напора на местные сопротивления определяются в зависимости от вида и количества сопротивлений по формуле :

$$h_m = \xi(v^2/2g), \quad (м)$$

здесь ξ - коэффициент местного сопротивления.

Имеющиеся виды местных сопротивлений:

1) Сорудерживающая решетка при прямом расположении по отношению к набегающему потоку. Рис. –64, стр. 72.[8].

$$\xi_{реш.} = \beta \cdot (S/b)^{1/3} \sin \alpha;$$

где β - коэффициент, зависящий от формы стержней, определяется по табл. 3-40 и рис. 3-65 [8].

2) Вход в трубу определяется по рис. 3-33, а, б, ; стр. 64 [8].

а) при плавном входе $\xi = 0,20$;

б) при острых кромках $\xi = 0,50$.

3) Повороты трубы круглого сечения в зависимости от α угла поворота ξ определяется по табл. 3-23, стр. 64 [8].

Определив сумму коэффициента местного сопротивления рассчитываются потери на местные сопротивления.

Зная потери напора по длине и на местные сопротивления определяют общие потери в напорном трубопроводе:

$$h_w = h_l + h_m = (\lambda \cdot l/d + \Sigma \xi) v^2/2g, \quad (м).$$

4. Расчет спиральной камеры

Задаемся углом охвата металлической или бетонной спиральной камеры:

для металлической $\varphi_{max} = 345^\circ$,

для бетонной $\varphi_{max} = 180^\circ$ или 270° ,

Вычисляем расход Q_p и $Q_{вх}$;

где Q_p - расчётный расход;

$Q_{вх}$ -входной расход .

Расчётный расход можно определить из формулы:

$$N_p = 9,81 \cdot H_p \cdot Q_p \cdot \eta_{TMAX}, \text{ т.к. } N_p = N_T = 9,81 QH \eta_{TMAX}, \text{ кВт.}$$

где η_m - КПД гидротурбины.

Полный расход через гидротурбины при расчетных значениях:

$$Q_p = N_p / 9,81 \cdot H_p \cdot \eta_m, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяется величину расхода во входном сечении:

$$360^\circ - Q_p;$$

$$\varphi_{\max} - Q_{\text{вх}};$$

$$Q_{\text{вх}} = (\varphi_{\max} \cdot Q_p) / 360, \text{ м}^3/\text{с};$$

Для определения входной сечение спиральной камере необходимо по зависимости напора и типа спиральной камеры из рис.2 определит скорость входной сечения [3], потом площадь входного сечения турбинной камеры определяется по формуле

$$F_{\text{вх}} = Q_{\text{вх}} / v_{\text{вх}}, \text{ м}^2,$$

где $v_{\text{вх}}$ – скорость на входном сечение спиральной камеры определяем по графику рис. 2.

Радиус входного сечения подсчитывается по формуле

$$\rho_{\text{вх}} = \sqrt{F_{\text{вх}} / \pi}, \text{ м}.$$

Величина $\rho_{\text{вх}}$ округляется до 5-10 мм

Определяется габаритные размеры спиральной камеры:

- наружные и внутреннее радиусы статора

$$R_a = D_a / 2, \text{ м};$$

$$R_{\epsilon} = D_{\epsilon} / 2, \text{ м};$$

- относительная высота ϵ_o , м

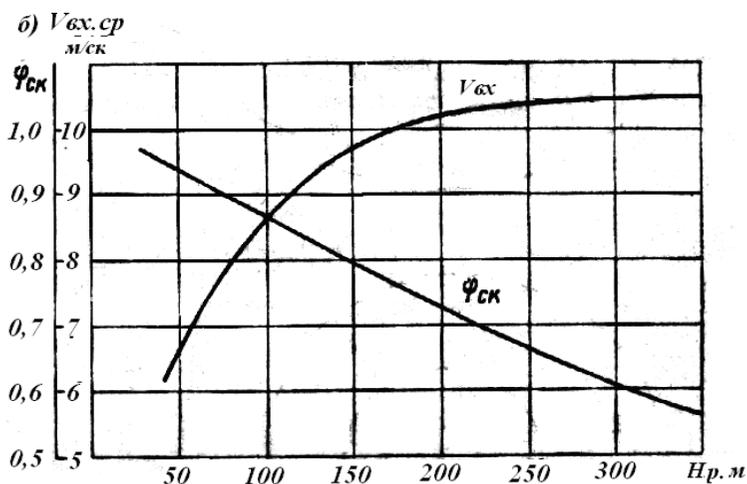
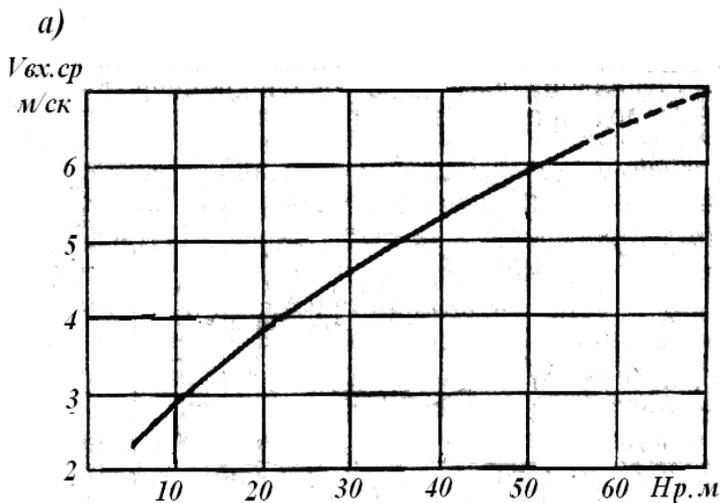


Рис.2 График $v_{вх}$ – скорость на входном сечении, а - бетонной и б - металлической спиральной камеры; $\varphi_{ск}$ – скоростной коэффициент во входном сечении

Постоянная спиральной камеры:

$$C = \left[\frac{\varphi_{\max}}{r_a + p - \sqrt{r_a(r_a + 2p)}} \right] \quad \text{где} \quad \rho = \frac{\varphi_i}{c} + \sqrt{2r_a \frac{\varphi_i}{c}};$$

Расчет ведем в табличной форме

Таблица 8

№	φ	φ/c	$2r_a\varphi/c$	$\sqrt{2r_a \frac{\varphi_i}{c}}$	$\rho = \frac{\varphi_i}{c} + \sqrt{2r_a \frac{\varphi_i}{c}}$	2ρ	$R=2\rho+ r_a$
	Град.	Гр.	м	м	м	м	м
1	2	3	4	5	6	7	8
1							
2							
...							
24							

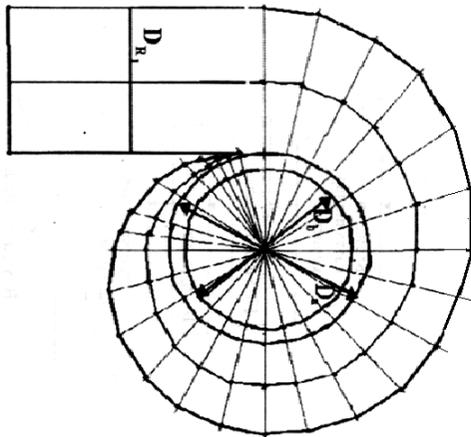


Рис. 3. Построение спиральной камеры

5. Расчет отсасывающей трубы

Основные размеры отсасывающих труба и их колен с №4 при диаметре $D=1.0$ м рабочих колес поворотно - лопастных (ПЛ) и радиально-осевых гидротурбин заданы в таблицы 3-4, а также в рис.4-5-6 даны их построение В зависимости от типа гидротурбин выбирается тип отсасывающий трубы и на мм бумаге чертится её чертёж.

Основные размеры колен отсасывающих труб для турбины с $D=1,0$ м

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	1,10	1,1	2,2	1,417	0,55	0,395	0,94	1,205	0,660	0,087	0,634
4С или 4D	1,17	1,17	2,38	1,50	0,584	0,422	1,00	1,275	0,703	0,0934	0,677
4Н	1,352	1,352	2,74	1,75	0,670	0,487	1,16	1,478	0,815	0,107	0,782
20	1,04	1,04	2,17	1,41	0,510	0,369	0,879	1,135	0,640	0,0803	0,59

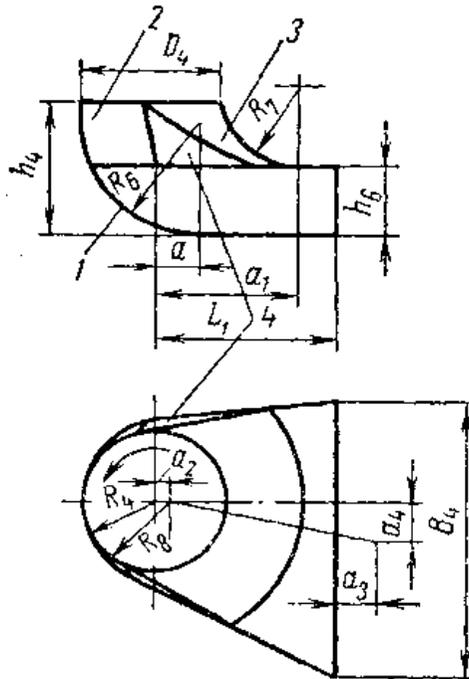


Рис.4. Геометрические формы колена серии №4 отсасывающей трубы и обозначение его основных размеров;

1-цилиндрическая поверхность; 2- коническая поверхность; 3 – поверхность тора; 4 – наклонная плоскость.

Таблица - 10

Основные размеры отсасывающих труб с коленом №4 для турбины с $D=1,0\text{м}$

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		1,9 15	3,5 0- 4,5	2,20	1,10	1,10	0,55	1,417	0,95 - 1,03	ПЛ20/510; ПЛ20/661
4С или 4D	2,3	2,3	4,5	2,38- 2,6	1,17	1,17	0,585	1,5	1,20 -1,0	ПЛ20/510; ПЛ20/661; ПЛ30/587; ПЛ40-80/ 642 ПЛ110/592; ПЛ15; ПЛ20/510; РО45/123; РО75/702; РО115/697; РО170; РО170/638; РО230
4Н	2,5; 2,6; 2,7	2,5; 2,6; 2,7	4,5	2,4	1,35 2	1,352	0,67	1,75	1,23	РО310-500
20			3,50	2,17	1,04	1,04	0,51	1,41	0,94	РО310-500

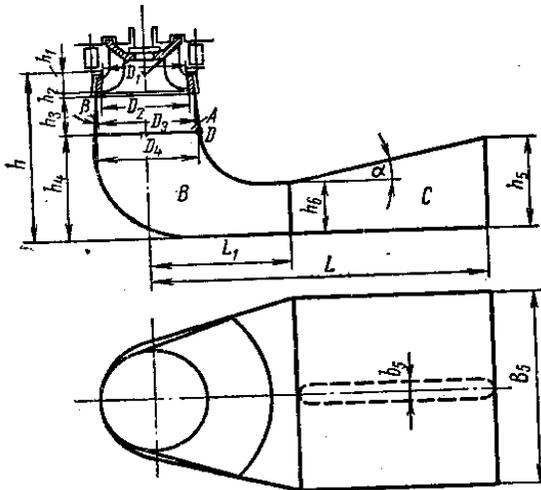


Рис. 5. Изогнутая отсасывающая труба радиально-осевой турбины

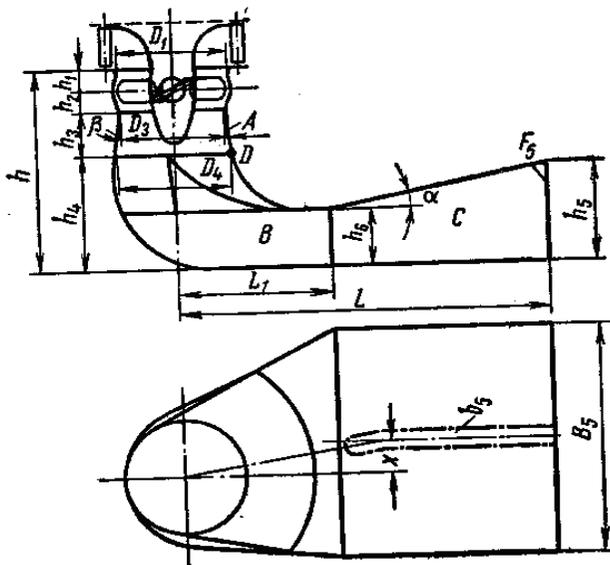


Рис. 6. Изогнутая отсасывающая труба поворотной-лопастной турбины.

6. Расчёт вала и подшипника гидротурбины

а) Вал гидротурбины

Вал обычно представляет собой цилиндрическую поковку из стали 40 или 20ГС с центральным осевым отверстием и с фланцами на концах. Длина вала определяется общей компоновкой гидроагрегата[3].

Валы исполняются как цельноковаными (сравнительно небольших размеров), так и сварными, из нескольких заготовок. Принятый технологический процесс изготовления вала определяется технико-экономическими расчётами.

Для поворотных турбин нижний фланец вала выполняют таким образом, что он является одновременно крышкой рабочего колеса (рис. 9). Такое решение, определяемое соответствующих токарных станков, упрощает конструкцию этого узла.

В центральном отверстии вала ПЛ турбин размещается штанги, по которым масло под давлением от маслоприёмника

поступает к сервомотору рабочего колеса и которые осуществляют обратную связь сервомотора с золотником рабочего колеса.

Центральное отверстие вала рис. 8. РО турбин нередко используется для подачи атмосферного воздуха под рабочее колеса с целью уменьшить при некоторых режимах пульсацию потока за колесом.

Наружный диаметр D_e нормализованного вала вертикального агрегата выбирается по кривой на рис. 7 в зависимости от крутящего момента $M_{кр}$ и окружающий вал до ближайшего меньшего нормального размера (табл.6.)[2].

Крутящий момент равен:

$$M_{кр} = 97400 N/n, \text{ кг.см}$$

где N - мощность, передаваемая валом, в $кВт$;

n - скорость вращения вала в $об/мин$.

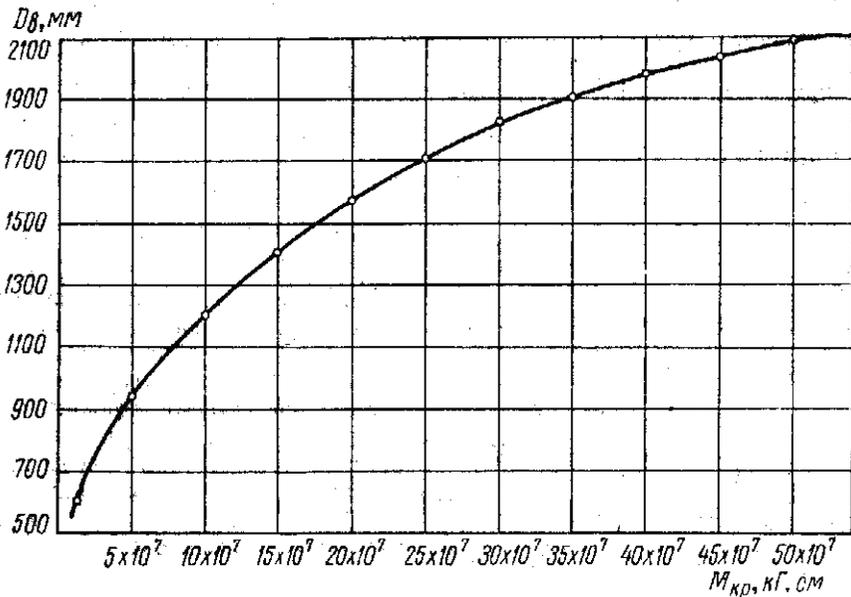


Рис.7. Зависимость наружного диаметра вала от крутящего момента

Таблица - 11

Нормализованные размеры (в мм) вала

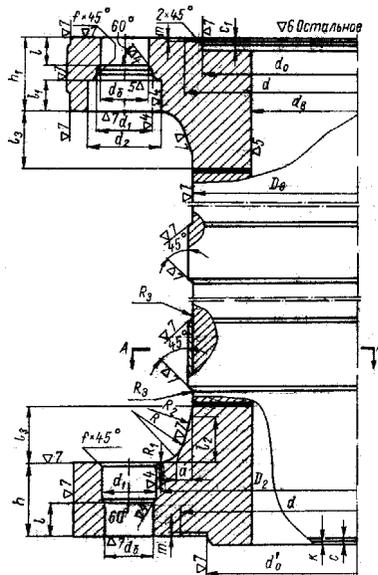
D_B	D_1	D_Φ	h	h_1	D_6	b_6	Болт	Винт
600	605 _{-0,5}	1000 _{-0,5}	150	180	820	85A	M80x4	
650	655 _{-0,5}	1050 _{-0,6}	150	180	870	85A	M80x4	
700	705 _{-0,5}	1100 _{-0,6}	160	190	920	85A	M80x4	M16
750	755 _{-0,5}	1150 _{-0,6}	160	190	970	85A	M80x4	
800	805 _{-0,5}	1230 _{-0,6}	170	200	1045	85A	M80x4	
850	855 _{-0,5}	1300 _{-0,7}	170	200	1110	90A	M85x4	
900	905 _{-0,5}	1360 _{-0,7}	180	210	1165	95A	M90x4	
950	955 _{-0,5}	1490 _{-0,7}	195	230	1280	100A	M95x4	M20
1000	1005 _{-0,6}	1570 _{-0,7}	210	250	1350	105A	M100x4	
1100	1105 _{-0,6}	1660 _{-0,7}	225	260	1425	115A	M110x4	
1200	1205 _{-0,6}	1830 _{-0,7}	240	270	1575	125A	M120x4	
1300	1305 _{-0,6}	1940 _{-0,7}	250	280	1675	135A	M130x4	
1400	1405 _{-0,6}	2070 _{-0,8}	260	290	1800	145A	M140x4	M24
1500	1505 _{-0,6}	2160 _{-0,9}	270	300	1900	150A	M140x4	
1600	1605 _{-0,6}	2330 _{-0,9}	280	320	2030	170A	M160x4	
1700	1705 _{-0,6}	2450 _{-0,9}	290	330	2140	175A	M170x4	
1800	1805 _{-0,6}	2600 ₋₁	300	340	2280	185A	M180x4	
1900	1905 _{-0,6}	2710 ₋₁	310	350	2390	190A	M180x4	M30
2000	2005 _{-0,6}	2860 ₋₁	320	360	2515	195A	M190x4	
2100	2105 _{-0,6}	3015 ₋₁	330	370	2670	195A	M190x4	
2200	2205 _{-0,6}	3065 ₋₁	330	370	2720	195A	M190x4	
2300	2305 _{-0,6}	3245 ₋₁	340	380	2900	195A	M190x4	

Внутренний диаметр вала;

$$d_6 = \sqrt{D_6^4 - \frac{496102ND_6}{\tau_{max}n}}, \text{ см}$$

здесь D_B наружный диаметр вала, в см; $\tau_{max} = 450 \text{ кг/см}^2 \pm 10\%$ - максимальный допустимый напряжение. Внутренний диаметр, вычисленный по формуле округляется до ближайшего из нормального ряда внутренних диаметров вала (мм) 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1050; 1100; 1200.

D_6	z	D_2	$D_o^{+0,05}$	$d'o_{-0,06}$	d	d_1	d_2	l	l_1	R
600	12	675	580 ^{+0,05}	580 _{-0,06}	—	87	122	40	55	100
650	16	725	640 ^{+0,05}	640 _{-0,06}	—	87	122	40	55	100
700	16	775	670 ^{+0,05}	670 _{-0,06}	—	87	122	40	55	100
750	18	825	740 ^{+0,05}	740 _{-0,06}	—	87	122	40	55	100
800	20	900	800 ^{+0,05}	800 _{-0,06}	—	87	122	40	55	100
850	20	950	850 ^{+0,05}	850 _{-0,06}	—	92	132	45	60	100
900	20	1000	900 ^{+0,06}	900 _{-0,06}	—	97	142	45	65	100
950	20	1100	900 ^{+0,06}	900 _{-0,06}	1050	102	153	50	65	120
1000	20	1160	950 ^{+0,06}	950 _{-0,06}	1100	108	158	50	70	120
1100	20	1220	1000 ^{+0,06}	1000 _{-0,06}	1200	118	173	50	75	120
1200	20	1350	1100 ^{+0,06}	1100 _{-0,06}	1300	130	188	60	85	120
1300	20	1440	1200 ^{+0,06}	1200 _{-0,06}	1400	140	203	60	90	120
1400	20	1560	1300 ^{+0,06}	1300 _{-0,06}	1500	150	218	60	100	120
1500	20	1660	1350 ^{+0,07}	1350 _{-0,07}	1600	153	230	70	100	120
1600	20	1760	1450 ^{+0,07}	1450 _{-0,07}	1700	174	255	80	110	125
1700	20	1860	1500 ^{+0,07}	1500 _{-0,07}	1800	180	260	80	120	125
1800	20	1990	1600 ^{+0,07}	1600 _{-0,07}	1950	190	265	85	125	125
1900	20	2100	1700 ^{+0,07}	1700 _{-0,07}	2050	190	270	90	125	125
2000	20	2200	1800 ^{+0,07}	1800 _{-0,07}	2150	200	285	90	135	125
2100	24	2355	1900 ^{+0,08}	1900 _{-0,08}	2250	200	285	95	135	140
2200	24	2405	2000 ^{+0,08}	2000 _{-0,08}	2350	200	285	95	135	150
2300	28	2585	2100 ^{+0,08}	2100 _{-0,08}	2450	200	285	100	135	160



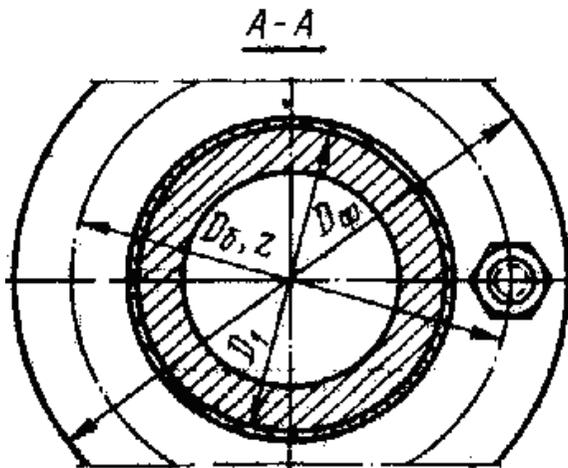


Рис.8. Вал радиально-осевой турбины

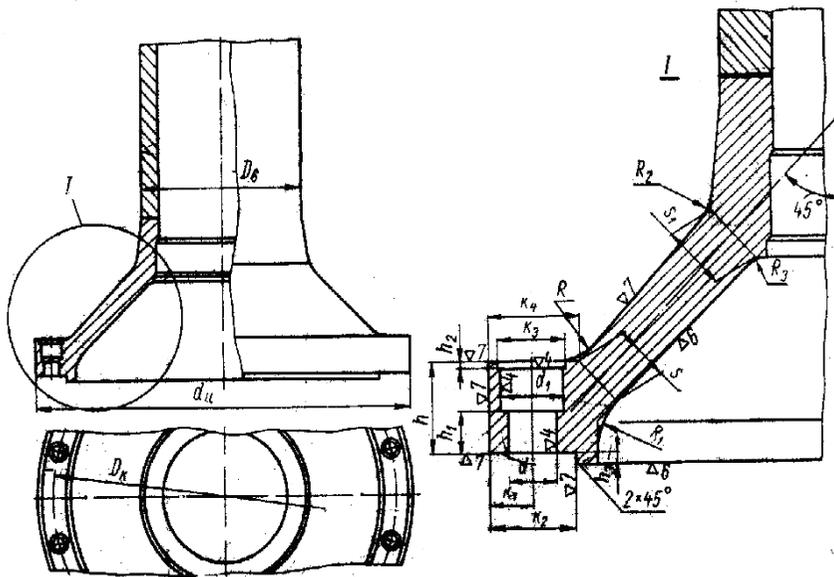


Рис.9. Вал поворотной-лопастной турбины, объединенный с крышкой рабочего колеса

Таблица 12

Размеры вала (в мм) объединенного с крышкой рабочего колеса

d_T	$d_{Ц}$	D_B	z	d	d_1	k_1	k_2	k_3
M60	910-1200	350-500	16	65	88	55	110	94
M68	1225-1400	500-600	20	72	96	60	120	102
M76	1440-1600	600-750	24	80	110	70	140	115
M90	1625-1800	700-850	24	95	128	85	170	134
	1825-1900	800-850	28	95	128	85	170	134
M100	1950-2200	800-1000	28	105	145	95	190	150
M110	2225-2325	950-1100	28	115	155	100	200	160
M120	2400-2500	1000-1200	28	125	170	110	220	175
M130	2550-2675	1100-1300	28	135	185	115	230	190
	2725-2900	1200-1400	32	135	185	115	230	190
M140	2950-3250	1300-1500	32	145	200	125	250	205

Продолжение табл. 12

k_4	h	h_1	h_2	h_3	s	S_1	$R=R_2$	R_1	R_3
120	110	42	10	15	70	95	80	100	40
130	120	42	10	15	80	100	80	100	40
142	130	42	10	15	85	105	80	100	40
185	160	70	10	20	90	110	100	120	50
185	160	70	10	20	100	120	100	120	50
205	180	75	15	20	100	135	100	120	50
220	200	85	15	25	110	140	100	150	50
240	220	95	15	25	110	140	120	150	60
255	240	105	15	30	130	155	120	180	60
255	250	115	15	30	140	165	120	180	60
280	260	120	15	30	160	195	130	200	60

б) Направляющие подшипники

Направляющие подшипники для гидротурбин применяют на масляной или водяной смазке. Масляная смазка загрязняет акваторию нижнего бьефа, требует специальных устройств для непрерывной подачи.

Если содержание взвешенных в воде частиц не превышает $0,1 \text{ г/л}$, у отечественных турбин с вертикальным валом обычно устанавливаются подшипники с резиновым вкладышами на водяной смазке (табл.8)

Таблица - 13

D	h	Кол. секторов		D	h	Кол. секторов
265 ^{+0,15}	200	4		1120 ^{+0,28}	650	8
315 ^{+0,15}	230			1220 ^{+0,28}	700	
365 ^{+0,18}	270			1320 ^{+0,30}	750	
415 ^{+0,18}	300			1420 ^{+0,30}	800	
465 ^{+0,18}	330			1520 ^{+0,30}	840	
515 ^{+0,20}	360			1620 ^{+0,30}	880	
565 ^{+0,20}	390					
620 ^{+0,20}	420					
670 ^{+0,22}	460	6		1720 ^{+0,35}	910	12
720 ^{+0,22}	490			1820 ^{+0,35}	940	
770 ^{+0,22}	520			1920 ^{+0,40}	980	
820 ^{+0,25}	540			2020 ^{+0,40}	1000	
870 ^{+0,25}	560					
920 ^{+0,25}	580					
970 ^{+0,25}	600					
1020 ^{+0,25}	620					

Направляющие подшипники с водяной смазкой имеют в настоящее время широкое применение в гидротурбиностроении, особенно в отечественных конструкциях. Они конструктивно проще подшипников с масляной смазкой.

При подшипнике на водяной смазке отпадает надобность в уплотнениях, так как проходящая через турбину воды не только не опасна, но в большинстве случаев сама используется для смазки подшипника. Отпадает необходимость и в ряде вспомогательного оборудования для смазки подшипника (резервуары, насосы и т.п.)

Необходимый расход воды для подшипника определяется тепловым расчётом.

Подшипники на водяной смазке применяются в основном с резиновыми вкладышами (рис. 10)[3] и реже с вкладышами из древлпластиков.

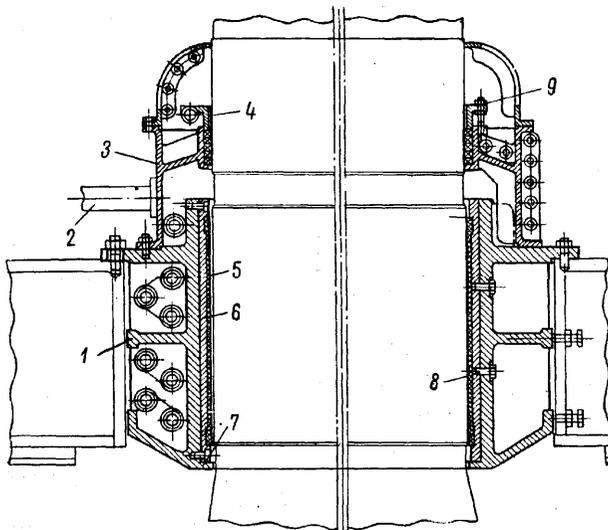


Рис.10. Подшипник с резиновым вкладышем на водяной смазке.

1 - корпус, 2 - трубопровод, 3 - ванна, 4 - нажимная втулка, 5 - привулканизированная резина, 6 - вкладыш, 7 - болты, 8 - обрезиненные сегменты, 9 - шпильки

Направляющий подшипник состоит из литого чугунного корпуса 1, разделенного на несколько частей, прикрепленных на крышке турбины. К корпусу, внутри его, укреплены с помощью болтов 7 и 8 обрезиненные сегменты 5. сегменты вкладыша 6 представляют собой части стального цилиндра, к внутренней поверхности которых при вулканизирована резина 5. обрезиненная поверхность вкладыша снабжена продольными канавками, по которым во время работы турбины протекает вода, охлаждающая и смазывающая подшипник. Вода подводится трубопроводом 2 в замкнутое пространство над корпусом подшипника- ванну 3[10]. Около вала ванна уплотняется сальником. Плотность прилегания набивки сальника к валу регулируется нажимной втулкой 4, которая подтягивается шпильками 9. Содержащая сера в резине способствует коррозии стального вала, поэтому вал необходимо предохранить рубашкой, лучше всего нержавеющей сталью.

Диаметр водопроводящего трубопровода верхней ванны подшипника определяется по формуле:

$$D_n = (2.5-3) \sqrt{D_g}, \text{ мм}$$

здесь D_b – ширина вала где устанавливается подшипник, мм.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИНХРОННЫХ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Подавляющие современные гидрогенераторы оборудуются вертикальными гидроагрегатами с установленной вертикальных синхронных гидрогенераторов с установкой вертикальных синхронных гидрогенераторов трехфазного тока.

В ряду электрических машин гидрогенераторы занимают особое место. Это обусловлено тем, что будучи мощными электрическими машинами, они в то же время характеризуются низкими номинальными частотами вращения, и потому превосходят все другие электрические машины по значениям вращающихся моментов, по своим радиальным и осевым габаритам, массы вращающихся частей и общим массам машин.

Гидрогенераторы, как правило, проектируются для каждой гидроэлектростанции как электрические машины индивидуального изготовления. На стадии рабочего проектирования ГЭС все вопросы, связанные с выбором основных параметров гидрогенераторов, согласовываются проектной организацией с заводом-поставщиком.

На предварительных стадиях проектирование основных габаритных размеров гидрогенераторов.

7. Определение основных параметров гидрогенератора

Исходными данными для определения основных параметров гидрогенератора служат: номинальная мощность гидротурбины N_T , её номинальная частота вращения n , тип гидротурбины и диаметр колеса D_l .

По номинальной мощности гидротурбины N_T , значением коэффициента полезного действия $\eta_{ген}$ и мощности $\cos\varphi$ гидроге-

нератора определяются полная S и активная $N_{ген}$ мощности гидрогенератора:

$$N_{ген} = N_m \eta_{ген}, \text{ кВт}$$

$$S = N_{ген.} / \cos \varphi; \text{ кВА}$$

Поскольку потери в синхронных гидрогенераторах ограничены жестким требованиями ГОСТа 5616 – 81, значения номинального коэффициента мощности $\cos\varphi$ принимаются в зависимости от мощности гидрогенератора.

Табл. 14

$S_{ген}, \text{ МВ*А}$	до 125	126-360	более 360
$\cos\varphi.$	0,8	0,85	0,9

Ориентировочный уровень коэффициента полезного действия гидрогенератора можно определить по табл. 10.

Табл. 15.

Мощность	Частота вращения n , об/мин			
	51,8-100	100-187,5	187,5-300	300-500
$S, \text{ МВ*А}$	$\eta_{ген}, \%$			
25-60	96,15-96,8	96,5-97,1	96,3-97,0	96,1-96,9
60-100	96,8-97,2	97,1-97,8	97,0-97,6	96,9-97,5
100-125	97,5-98,3	98,2-98,3	98,0-98,3	-

Для гидрогенератора в соответствии с ГОСТом назначаются номинальные напряжения из стандартного ряда: 3,15; 6,3; 10,5; 18,0; 20,0; 21,0; 24,0 кВ. Допускаются напряжения 13,8 и 15,75 кВ при мощности гидрогенератора большей 50 МВт.

Отсутствие стандартной номенклатуры гидрогенераторов затрудняет их подбор, поэтому для начальных стадий проектирования используются данные по уже изготовленным отечественным гидрогенератором. В тех случаях, когда на ГЭС приходится устанавливать ранее не выпускавшиеся гидрогенераторы, можно воспользоваться номограммой, представленной на рис.11, отображающей общие закономерности изменения параметров гидрогенераторов и позволяющей определить значения некоторых параметров и геометрических

величин в зависимости от удельной нагрузки на полюс генератора. Здесь:

$2P$ - удельная нагрузка на полюс, в кВА/полюс;

I_t - высота активной стали статора, в см;

τ - полюсное деление, в см;

G_a/G - доля активных материалов от общей массы гидрогенератора, в %;

G_3 - коэффициент Эссона, отражающий степень использования активного объема гидрогенератора, кВА/м³ об/мин.;

G_2/S - масса генератора, отнесенная к единице мощности, в кг/кВА.

На номограмме кривые с индексом «1» соответствуют гидрогенераторам с косвенным воздушным охлаждением, с индексом «2» - гидрогенераторам с системой непосредственного водяного охлаждения активных частей. Система водяного охлаждения применяется настоящее время на крупных уникальных гидрогенераторах большой мощности. Все кривые построены в логарифмической системе координат для гидрогенераторов со средними значениями постоянной инерции $T_a = 7...9$ сек.

Удельная нагрузка на полюс определяется по формуле:

$$S/2P,$$

где p - число пар полюсов ротора гидрогенератора:

$$p = 3000/n.$$

По значению удельной нагрузки на полюс $S/2P$ на номограмме находится пределы возможных значений величин полюсного деления $\tau_{мин.}$ и $\tau_{макс.}$, в см. определяются возможные величины окружной скорости $U_{окр.}$, в см.

$$U_{окр.мин.} = 100k_p \tau_{мин.};$$

$$U_{окр.макс.} = 100k_p \tau_{макс.}$$

где k_p - коэффициент разгона гидротурбины $k_p = n_p/n$, где n_p - разгонная частота вращения определяется по разгонным характеристикам. При отсутствии разгонной характеристики, коэффициент разгона k_p принимается равным:

(1,6 - 1,7) - для тихоходных РО ГТ;

(1,7 - 1,9) - для РО ГТ нормальной быстроходности;

(1,9 - 2,1) – для быстроходных РО ГТ;
 (2,0 - 2,2) – для ПЛ ГТ при сохранении комбинированной связи;
 (2,2 - 2,6) – для ПЛ ГТ при нарушении комбинированной зависимости.

По турбинному коэффициенту разгона и предельной величине окружной скорости находится максимально допустимая величина полюсного деления:

$$\tau_{\text{макс. доп.}} = v_{\text{окр. пред.}} / 100 K_p$$

при этом предельные значения окружной скорости принимаются ;

$v_{\text{окр. пред.}} = 160$ м/с гидрогенераторов мощность менее 175 МВ·А;

$v_{\text{окр. пред.}} = 185$ м/с гидрогенераторов мощностью более 175 МВ·А.

Основными размерами генератора являются – диаметр расточки статора D_i и высота активной стали статора L_t .
 Возможные величины диаметра расточки статора определяются :

$$D_{i \text{ мин. доп.}} = (2p * \tau_{\text{мин.}}) / \pi,$$

$$D_{i \text{ макс. доп.}} = (2p * \tau_{\text{макс.}}) / \pi.$$

В полученных пределах задаются значением диаметра расточки статора, исходя из конструктивных соображений. При наличии нижней крестовины по условиям ее раскрепления назначают диаметр расточки статора $D_i > D_{ш} + 0,6$ м. При отсутствии нижней крестовины по условиям переноса крышки турбины или верхнего кольца направляющего (НА) аппарата назначают $D_i > D_{ш} + 0,2$ м. При пониженном машинном зале, когда сборка ротора производится в кратере генератора, с целью обеспечения проноса верхнего кольца НА сквозь отъемный обод ротора назначают $D_i > D_{ш} + 0,2$ м. Диаметр турбинной шахты $D_{ш}$ определяется в зависимости от диаметра рабочего колеса

гидротурбины (ГТ) $D_{ш} = (1,3-1,5) D_l.$

По назначенному диаметру расточки статора уточняется величина полюсного деления τ и проводится соблюдение условия $\tau_{\min.} < \tau < \tau_{\max.}$

Высота активной стали статора определяется по формуле:

$$L_t = S / (D_i^2 \cdot n \cdot C_3),$$

При этом должно выполняться условие $L_{t\min.} < L_t < L_{t\max.}$, а величины $L_{t\min.}$, L_t , $L_{t\max.}$ и C_3 находятся по значению удельной нагрузки на полюс по номограмме на рис. 11.

Назначения L_t следует выбирать по ряду предпочтительных величин. Стандартные величины активной стали: 33, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 67, 75, 82, 90, 100, 110, 122, 130, 135, 150, 165, 182, 200, 220, 245, 270, 300 см.

По условиям железнодорожной перевозки максимальное значение $L_t = 2,5$ м при IV степени негабаритности и $L_t = 2,7$ м при перевозке на специальной платформе с пониженным полом. В случае, если величина активной стали статора превышает указанные пределы, то обмотка статора должна укладываться при монтаже гидроагрегата.

Отношение диаметра расточки к высоте активной стали определяет конструктивное исполнение гидрогенератора. При соотношении $D_i / L_t < 4$ следует принимать **подвесное**, при $D_i / L_t > 5$ – **зонтичное** исполнение. При $D_i / L_t = 4 - 5$ и частоте вращения $n > 150$ об/мин. подвесное исполнение.

Маховый момент, характеризующий инерцию вращающихся масс GD^2 , где G – масса вращающихся частей агрегата, т; D – диаметр инерции массы ротора относительно оси вращения, м; может быть определен по геометрическим размерам гидрогенератора по формуле:

$$D^2 = 6,53 \cdot D_i^{3,4} \cdot L_t.$$

Важным параметром является постоянная инерции генератора. От значений постоянной инерции T_a зависит гарантии регулирования гидротурбины и динамическая устойчивость генератора при работе в системе. Постоянная

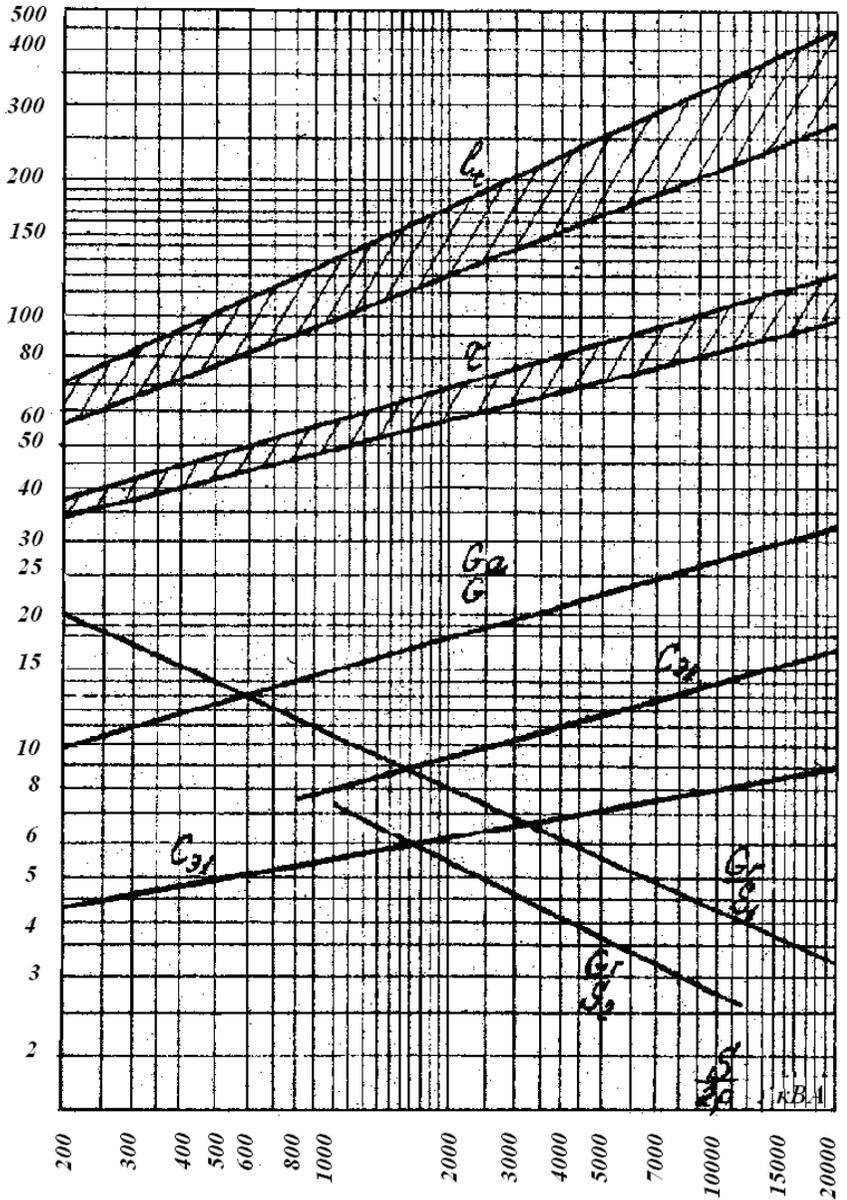


Рис.11. Номограмма

инерции генератора равна времени, в течении которого ротор разворачивается от состояния покоя до номинальной частоты вращения, в результате воздействия приложенного со стороны сети электрического момента вращения, соответствующего активной мощности, численно равной полной мощности генератора S , в кВ·А. постоянную инерции также можно представить как время остановки агрегата после мгновенного прекращения подачи воды на рабочее колесо турбины, при подключенной электрической мощности потребителя, равной номинальной мощности генератора $N_{ген}$ в кВт при $\cos\varphi=1$. при этом $N_{ген} = S$.

Постоянная инерции в сек. определяется по формуле:

$$T_a = (GD^2 \cdot n^2 \cdot \eta_{ген}) / 365 \cdot S,$$

причем параметры считаются выбраны верными если $T_a = 7 - 9$ сек.

Масса гидрогенератора определяется по формуле:

$$G_{ген} = (G/S) \cdot S,$$

где (G/S) - удельная металлоемкость в кг/кВА находится по номограмме на рис. 11.

При этом массу гидрогенератора зонтичного исполнения с опорой пяты на крышку турбины следует уменьшить относительно полученной по номограмме на 7...10%, т.е.

$$G_{зон.ген} = (0,9 - 0,93) \cdot G_{ген}.$$

а) Определение основных размеров гидрогенератора зонтичного исполнения

Компоновка гидрогенератора зонтичного исполнения выполняется следующим образом. Все узлы гидрогенератора располагаются ниже отметки пола машинного зала, под перекрытием верхней крестовины. Статор устанавливается в бетонном кожухе на бетонных фундаментах, между которыми циркулирует охлаждающий воздух. Ротор безвального исполнения с центральной частью остова, непосредственно соединяемой с фланцем вала гидротурбины. Под ротором на специальной конусной подставке, опирающейся на крышку турбины, устанавливается масляная ванна с подпятником, На корпус статора

гидрогенератора опирается своими лапами верхняя крестовина, в центральной части которой располагается масляная ванна с подшипником. Втулка подшипника насаживается на подставку вала, закреплённую на остова ротора.

На рис.12. изображена конструктивная схема гидрогенератора зонтичного исполнения с расположением ванны подпятника на конусной подставке, опирающейся на крышку турбины. Такая схема возможна при диаметрах рабочего колеса гидротурбины $D_1 > 5 \text{ м}$.

Для данного компоновочного решения основные размеры могут быть приняты согласно опыту изготовления подобных гидрогенераторов по следующим соотношениям:

Внешний диаметр статора:

$$D_1 = (1,05 - 0,0017 \cdot n) \cdot D_i \quad \text{при } n \geq 100 \text{ об/мин};$$

$$D_1 = (1,05 - 0,002 \cdot n) \cdot D_i \quad \text{при } n < 100 \text{ об/мин.}$$

Высота статора:

$$h_1 = (1,7 - 1,9) \cdot L_t.$$

Диаметр под воздухоохладителем:

$$D_2 = D_1 + (0,6 - 0,8 \text{ м}).$$

Высота воздухоохладителя:

$$h_2 = L_t.$$

Диаметр ротора:

$$D_3 = D_i - 2 \cdot \delta,$$

где δ - воздушный зазор.

Высота ротора:

$$h_3 = L_t + (0,5 - 0,8 \text{ м})$$

Диаметр верхней крестовины принимается равным внешнему диаметру статора:

$$D_4 = D_1.$$

Высота верхней крестовины:

$$h_4 = (0,1 - 0,12) \cdot D_i \geq 0,4 \text{ м}.$$

Диаметр ванны подпятника принимается равным:

$$D_5 = (0,4 - 0,5) \cdot D_i.$$

Высота подпятника:

$$h_5 = (0,1-0,12) \cdot D_i$$

Диаметр надстройки регулятора:

$$D_6 = (0,15-0,25) \cdot D_{i..}$$

Высота надстройки:

$$h_6 = (0,3-0,5 \text{ м}).$$

При компоновке гидрогенератора с поворотно-лопастными гидротурбинами определяется диаметр маслоприемника:

$$D_7 = (0,35-0,4) \cdot D_{i..}$$

Высота маслоприемника:

$$h_7 = 1,5-1,8 \text{ м}.$$

Диаметр внешнего кожуха гидрогенератора:

$$D_8 = D_2 + (0,3-0,5 \text{ м}).$$

Высота воздушного канала под статором: $h_{13} \geq 0,8 \text{ м}.$

Высота воздушного канала над статором: $0,3 \leq h_8 \leq h_4.$

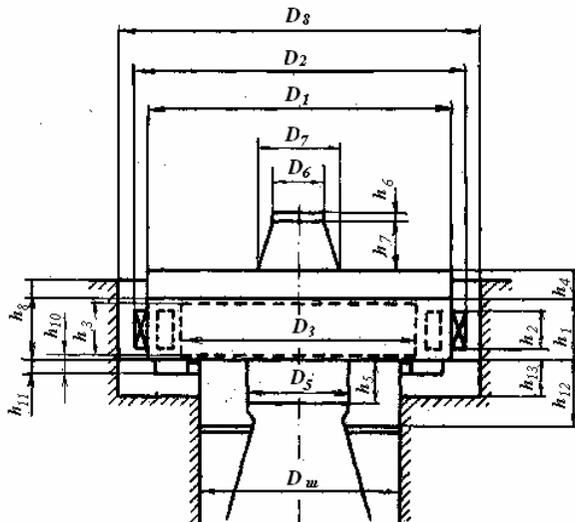


Рис.12. Гидрогенератор зонтичного исполнения с опиранием подпятника на крышку турбины

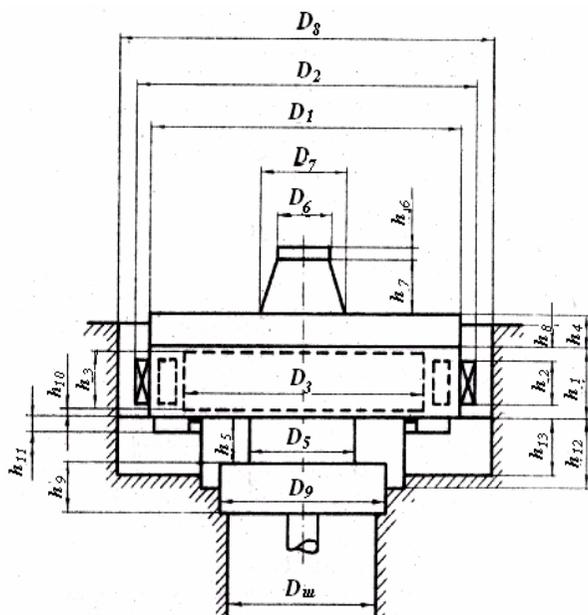


Рис. 13. Гидрогенератор зонтичного виконання з опираєм на нижню крестовину

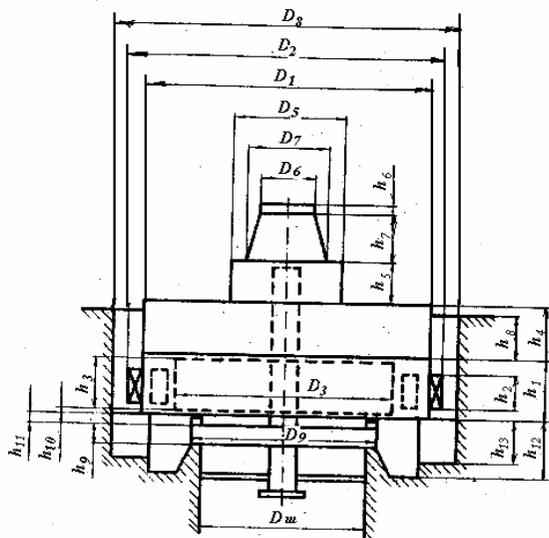


Рис. 14. Гидрогенератор підвешеного виконання

Высота зазора между ротором генератора и тормозными колодками:

$$h_{10}=0,01 \text{ м.}$$

Высота тормозных колодок:

$$h_{11}=0,3 \text{ м.}$$

Габариты прохода:

$$h_{12}=1,9-2,0 \text{ м.}$$

Схема гидрогенератора с расположением подпятника на нижней крестовине применяется при значениях диаметра рабочего колеса ГТ менее 5 м. Такой генератор показан на рис.13 порядок определения основных размеров генератора тот же, что и при опирании подпятника гидрогенератора на крышку ГТ. При этом дополнительно рассчитываются:

Диаметр нижней крестовины: $D_9 = D_{ш} + (0,3-0,5 \text{ м}).$

Высота нижней крестовины: $h_9 = (0,25-0,3 \text{ 0}) \cdot D_{ш}.$

б) Определение основных размеров гидрогенератора подвешенного исполнения

Гидрогенератор подвешенного исполнения выполняется с двумя направляющими подшипниками, с расположением ванны подпятника на верхней крестовине, маслоприемника ГТ и регуляторного генератора над подпятником и тормозов на нижней крестовине.

Основные размеры генератора подвешенного исполнения (рис. 14) определяется по следующим соотношениям:

Внешний диаметр статора:

$$D_1 = (1,15 + 0,0008n) D_i \text{ при } n \leq 250 \text{ об/мин;}$$

$$D_1 = (1,05 + 0,0017n) D_i \text{ при } n > 250 \text{ об/мин.}$$

Высота верхней крестовины: $h_4 = (0,2-0,25)D_i.$

Высота нижней крестовины: $h_9 = (0,10-0,12)D_{ш}.$

Порядок определения размеров гидрогенератора полностью сохраняется по аналогии с гидрогенератором зонтичного исполнения.

8. Определение отметки заложения РК

Для определения отметки заложения рабочего колеса, под характеристикой $H = f(Q)$ строим зависимость $V_{нб} = f(Q)$, в том же самом масштабе, что и $H = f(Q)$.

Переносим точки пересечения H_s с линией ограничения мощности на кривую $\nabla n\bar{b} = f(Q)$, и откладываем от $\nabla n\bar{b} = f(Q)$ соответствующее значение H_s . Самая низкая точка и будет отметкой заложения рабочего колеса $\nabla p.k.$

9. Выбор кранового оборудования

Кран выбирается по ГОСТу 6711-81, по весу самой массивной детали – ротор генератора. $G_{рот}$, т.

Выбирается кран [5] грузоподъемностью главного и вспомогательного крюка, т.

Высота подъема:

- главного крюка , м;
- вспомогательного крюка , м;

Пролет крана , м;

Скорость подъема:

- главного крюка , м/с;
- вспомогательного крюка, м/с;

Размеры мостового крана, мм

A	A'	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B	B ₁	B ₂	H	H ₁ ±25	n	h ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃

По данным вычерчивается на миллиметровке мостовой кран в 2х проекциях, см.рис.15.

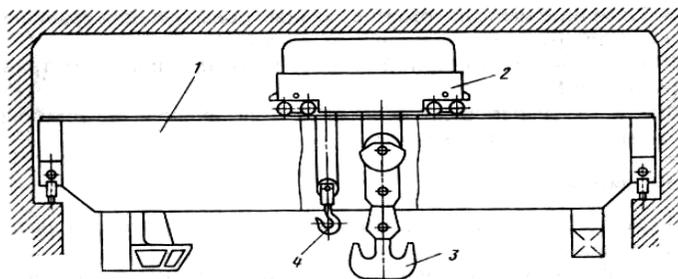


Рис. 15. Общий вид мостового крана.

1 - ферма, 2 - тележка, 3 - главный крюк, 4 - вспомогательный крюк

10. Расчёт технического водоснабжение генератора

Производительность технического водоснабжения (ТВС) определяется температурой воды, поступающей в систему, равной 20°C для районов севернее 50-й параллели и 25°C-южнее.

На предварительных стадиях проектирования расход воды в системе ТВС может определяться по следующим формулам:

а) охлаждение генератора, м³/с,

$$Q_{\text{воздух.охл.}} = \frac{0,36 \cdot P(1 - \eta_g)}{\Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}$$

здесь P – номинальная мощность генератора, кВт;

η_g – генераторни ФИК;

Δt – перепад температуры охлаждающей воды, град. который принимается равным 10°C при температуры воды на входе в ТВС, равной менее 20°C, и 5°C при температуры воды на входе более 25°C;

б) охлаждение подпятника генератора, м³/с,

$$Q_{\text{подп.}} = \frac{0,86 \cdot \Delta P}{\Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\Delta P = A \cdot P_z^{3/2} \cdot n^{3/2} \cdot 10^{-4}$, кВт;

$A = 3,5$ – для подвешенного генератора;

$A = 0,5$ – для зонтичного генератора;

P_z – полное осевое усилие на пяту, МН;

n – частота вращения агрегата, об/мин;

$\Delta t = 5 - 8^\circ\text{C}$ для охлаждения воды;

Осевое усилие ротора вала $G_{\text{осев.р.в.}} = K(\pi/4) \cdot D_1^2 \cdot H_{\text{мак}}$; тс/м³.

Осевое усилие вращения вала $G_{\text{вращ.}} = G_{\text{рот}} + G_{\text{вал}} + G_{\text{р.к.}}^2$; тс/м³.

Осевое усилие рабочего колеса $G_{\text{р.к.}} = K \cdot D_1^3$; тс/м³.

Осевое усилие вала рабочего колеса $G_{\text{вал}} = 0,5 \cdot G_{\text{р.к}}$; тс/м³.

Расход направляющего подшипника:

$$Q_{\text{подп.}} = 0,5 \cdot Q_{\text{подп.т.}}; \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Питание системы технического водоснабжения обычно осуществляется из верхнего бьефа или нижнего бьефа ГЭС. В зависимости от напора на ГЭС обычно рекомендуется принимать схемы питания:

а) при напорах до 15 или 40 - 50 м – насосное питание из нижнего бьефа гидроэлектростанции. При напорах, больших 40 – 50 м, может также применяться питание из верхнего бьефа или турбинных водоводов с последующим понижением давления специальными редукторами или диафрагмами.

б) при напорах от 10 до 50 м – самотечная система с забором воды из верхнего бьефа гидроэлектростанции, а в приплотинных зданиях ГЭС – из турбинных водоводов.

На рис. 16 изображена схема технического водоснабжения агрегата с различными источниками питания.

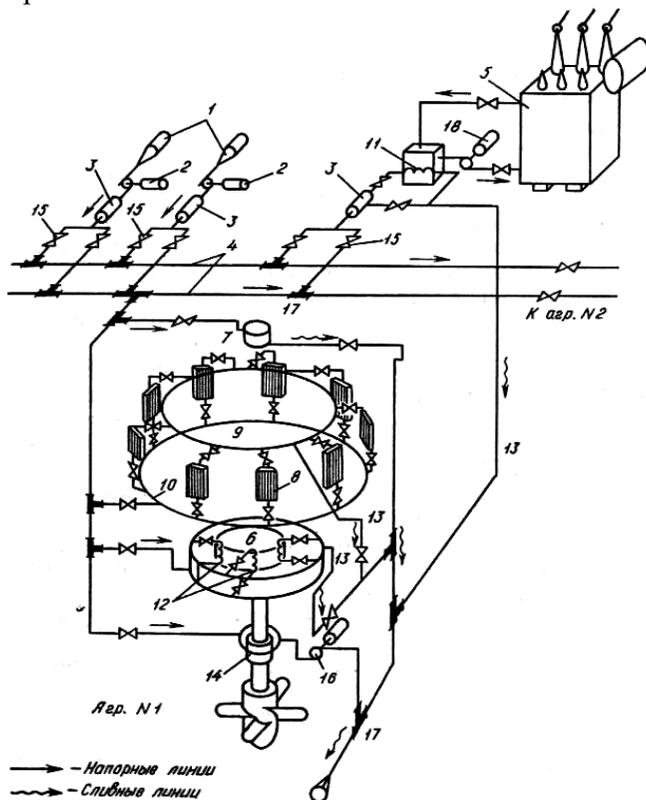


Рис.16. Принципиальная схема технического водоснабжения агрегата и трансформатора:

1 – водозаборное устройство; 2 – насосы подкачки; 3 – фильтровальные установки; 4 – магистрали технического водоснабжения; 5 – силовой трансформатор; 6 – подпятник агрегатов; 7 – верхний направляющий

подшипник; 8 – охладители гидрогенератора; 9 – напорное кольцо системы охлаждения гидрогенератора ; 10 – сливное кольцо системы охлаждения гидрогенератора; 11 - змеевик водяного охлаждения подпятника агрегата; 12 – охладитель подпятника; 13 – сливные линии; 14 – направляющий подшипник турбины; 15 – задвижки; 16 – откачка воды с крышки турбины; 17 – места присоединения (тройники); 18 – насос циркуляции масла.

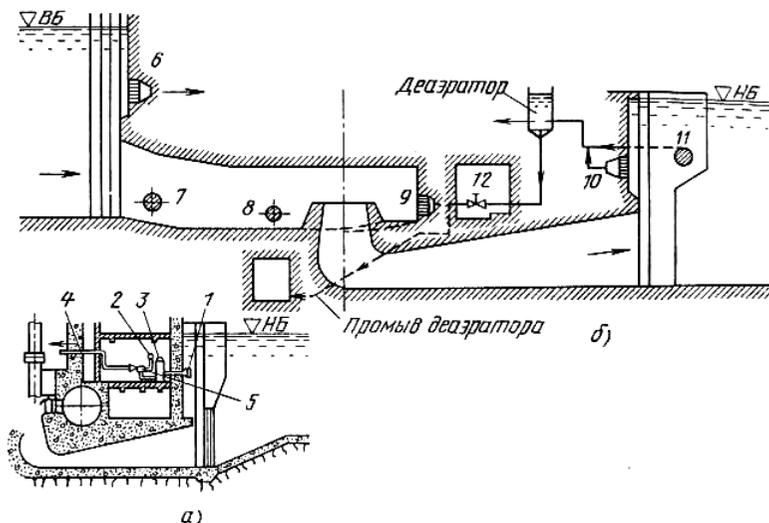


Рис. 17. Схема расположения эжекторов (а) и места водозабора (б) технического водоснабжения:

1 - водоприемное отверстие из нижнего бьефа; 2 - магистраль подвода воды из верхнего бьефа; 3 - фильтры; 4 - трубопровод к агрегату; 5 - эжектор; 6 - водоприемное отверстие в напорной стенке верхнего бьефа; 7 - то же в напорном водоводе; 8 - то же в спиральной камеры; 9 - то же в спиральной камеры на боковой стенке; 10 - то же в напорной стенке нижнего бьефа; 11 - то же в разделительном бачке нижнего бьефа ; 12 - задвижка (вентиль), нормально закрыто.

В целях упрощения обслуживания системы и снижения эксплуатационных расходов питание системы технического водоснабжения в последнее время стали осуществлять с помощью струйных насосов (эжекторов), забирающих из верхнего бьефа лишь часть общего расхода системы и подсасывающих остальной расход из нижнего бьефа (рис.17). Эксплуатационные

преимущество такого питания весьма велики, в связи с чем в настоящее время для многих проектируемых и строящихся ГЭС предусматривается только эжекторное питание, а на ряде действующих ГЭС, имевших насосное питание (например, Братская ГЭС), переход на эжекторное питание осуществляли в процессе эксплуатации.

Эжекторная система питания ТВС может применяться при напорах 50 – 250 м.

Для очистки воды используется фильтры, Подача воды к агрегатам ГЭС осуществляется по двум магистральным водоводом, один из которых является резервным. В целях повышения надежности всей системы дублируются также системы водозабора и фильтрования. Слив воды из системы осуществляется в нижней бьеф ГЭС.

Специальная система водяного пожаротушения принципиально не отличается от системы технического водоснабжения и предназначена для тушения огня в гидрогенераторах и помещениях здания ГЭС. Давление в месте расположения огнетушительных устройств этой системы не должно быть меньше 0,2 - 0,25 МПа.

11. Расчет производительности осушения проточной части

При ремонтах и осмотрах проточной части гидроагрегатного блока и турбины необходимо опорожнить турбинные камеры, отсасывающие трубы и отводящие лотки ковшовых турбин. Часть проточного тракта, расположенная выше уровня нижнего бьефа, осуществляется самотеком, вода из остальной части должна откачиваться специальными насосами. На крупных гидроагрегатах объем турбинной камеры и отсасывающей трубы может достигать 8-10 тыс. м³. Кроме того, через неплотности затворов поступает дополнительный расход (принимается 0,5 л/с на 1 м уплотнений). Необходимо иметь в виду, что хорошее уплотнение затворов происходит только после образования некоторого перепада давления перед и за затвором, в связи с чем система осушения должна быть спроектирована таким образом, чтобы этот перепад возникал возможно быстрее.

Системы осушения проектируется таким образом, чтобы длительность откачки составила 4 – 8 ч.

На рис. 18 приведено несколько возможных схем откачки, применяемых на ГЭС разной мощности с различным числом агрегатов.

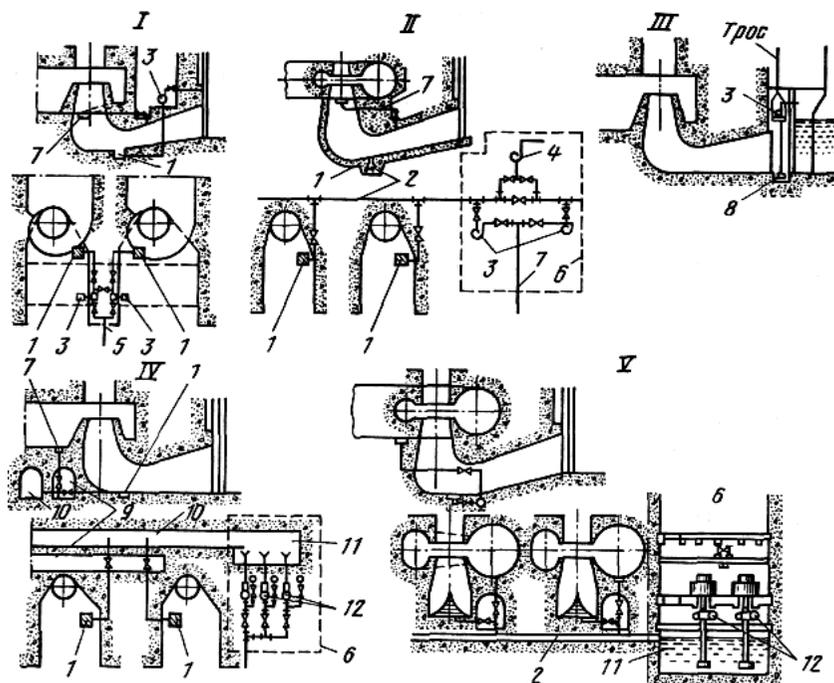


Рис. 18. Схема осушения проточного тракта агрегатов:

1 – приямок с сорозащитной решеткой; 2 – магистральный трубопровод (коллектор); 3 – насосные установки откачки воды; 4 – вакуумный насос; 5 – сброс воды в нижней бьеф; 6 – блок монтажной площадки; 7 – слив из турбинной камеры; 8 – клапан с сеткой; 9 – галерея задвижек; 10 – водоприёмная потерна; 11 – ёмкость приёма воды; 12 – вертикальные шахтенные насосы.

Для откачки воды в водоводах и камерах при ревизии или остановке для ремонта ГЭС требуется определить расход воды дренажного насоса.

Расход дренажного насоса

$$Q_{нас} = (W_{отк}/T) + Q_{фильт} ; \text{ м}^3,$$

где T – время откачки,

$W_{отк}$ – объем откачки:

$$W_{отк} = W_{рот.части} + W_{тр} = W_{ск} + W_{отс.тр} + W_{нап.тр} ; \text{ м}^3,$$

где $W_{рот.части}$ – объем роторной части,

$W_{тр}$ – объем трубопровода,

$W_{ск}$ – объем спиральной камеры,

$W_{отс.тр}$ – объем отсасывающей трубы,

$W_{нап.тр}$ – объем напорной трубы.

Объем спиральной камеры:

$$W_{ск} = W_0 + \bar{V}D^3 ; \text{ м}^3,$$

где W_0 – объем водоприемника.

$$W_0 = \pi R^2 L ; \text{ м}^3,$$

$$R = 4,4 \cdot L ; \text{ м}$$

$\bar{V} = 6,512$ – объем раб. камеры

$$W_{отс.тр} = W_{нап} + W_{кол} + W_{диф} ; \text{ м}^3.$$

где $W_{нап} = 0,7 \cdot D^3 ; \text{ м}^3$.

$$W_{кол} = 3,7815 \cdot D^3 ; \text{ м}^3.$$

$$W_{диф} = 7 \cdot D^3 ; \text{ м}^3.$$

$$W_{кол.зр} = 0 \text{ – объем коллекторной трубы.}$$

Расход на фильтрации:

$$Q_{фильт} = L_{ВБ} \cdot q_1 \cdot L_{НБ} \cdot q_2 ; \text{ м}^3/\text{ч}.$$

где $L_{ВБ}$ – периметр затвора ВБ.

$L_{НБ}$ – периметр затвора НБ.

$$q_1 = q_2 = 3 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ – удельный расход фильтр.}$$

Принимается несколько насоса имеющий производительность $\text{м}^3/\text{ч}$ каждый.

12. Типы и компоновка зданий ГЭС

Здание станции является наиболее сложным сооружением гидроузла и предназначается для установки в нем агрегатов и многочисленного вспомогательного оборудования. Его конструкция и компоновка должны обеспечивать надежные и возможно более удобные условия эксплуатации этого оборудования.

Здание станции состоит из нижней массивней части и верхней строение.

Нижняя массивная часть, в пределах которой размещается проточный тракт реактивной гидромашины, состоит из фундаментальной плиты, заделанных в нее основных и промежуточных бычков и поперечных бетонных конструкций.

В пределах нижней массивной части размещается ряд помещений, в частности турбинная (подгенераторная) шахта.

В состав **верхнего строения** входит шатер с мостовым кранами, т. е. машинный зал и продолжение его – монтажная площадка и т. д.

а) Нижняя массивная часть

При размещении на скальных породах устойчивость воспринимающего напор здания ГЭС руслового типа на сдвиг по основанию обычно заведомо обеспечивается, поэтому в целях экономии следует всемерно стремиться к уменьшению объема нижней массивной части, в которой сосредоточен основной объем бетона. Наоборот, при мягких грунтах нижняя часть зданий отличается массивностью, так как необходимо обеспечить их устойчивость на сдвиг по основанию. Промежуточное положение между этими двумя решениями занимают здания станций, строящиеся на полускальных породах.

Проточный тракт гидротурбин. Бетонные конструкции нижней массивной части здания станции должны обеспечивать оптимальные условия работы проточного тракта реактивных гидротурбин в любых режимах их работы.

Применительно к зданию ГЭС руслового типа с вертикальными агрегатами в состав проточного тракта входит водоприемная часть, спиральная бетонная камера рабочего колеса и изогнутая отсасывающая труба с коленом. При установке горизонтальных капсульных агрегатов вместо спиральной применяется коническая турбинная камера и прямоосная отсасывающая труба (см. рис. 19).

На приплотинных и деривационных ГЭС в нижней массивной части размещаются концевой участок трубопровода, металлическая спиральная камера, а также изогнутая отсасывающая труба (на небольших ГЭС — прямая коническая). Кроме того, на деривационных ГЭС, напор которых превышает 250 — 300 м, в здании станции с верхней стороны могут быть установлены дисковые или шаровые затворы (см. рис. 21) либо задвижки (см. рис. 20.).

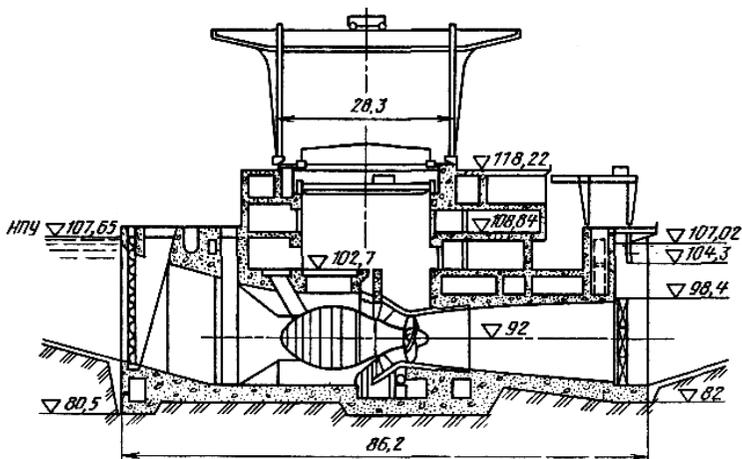
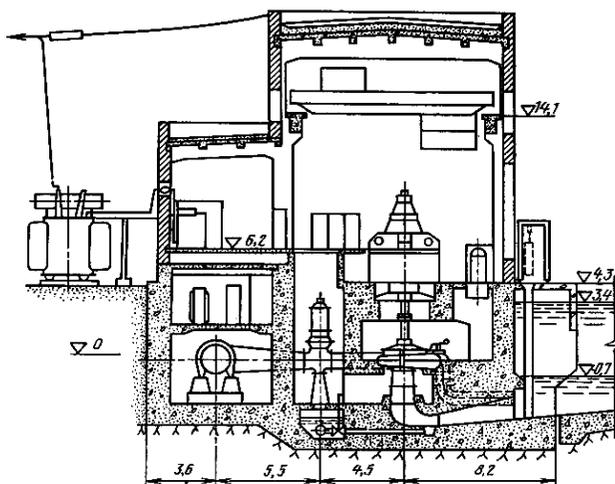


Рис.19. Русловая ГЭС Надьмарош на р. Дунае (Чехословакия — Венгрия) полуоткрытого типа с горизонтальными капсульными агрегатами ($H_p = 6,8$ м; $Q_T = 466$ м³/с; $D_1 = 7,5$ м; $n = 62,5$ об/мин; $N_y = 6 \times 26,3 = 158$ МВт).



Песчан ики.

Рис.20. Здание деривационной Теребля-Рикской ГЭС с радиально-осевыми турбинами, перед которыми установлены задвижки, и островной компоновкой гидрогенераторов ($H = 200$ м; $Q_T = 6$ м³/с; $D_1 = 1,6$ м; $n = 600$ об/мин; $N = 3 \times 9 = 27$ МВт)

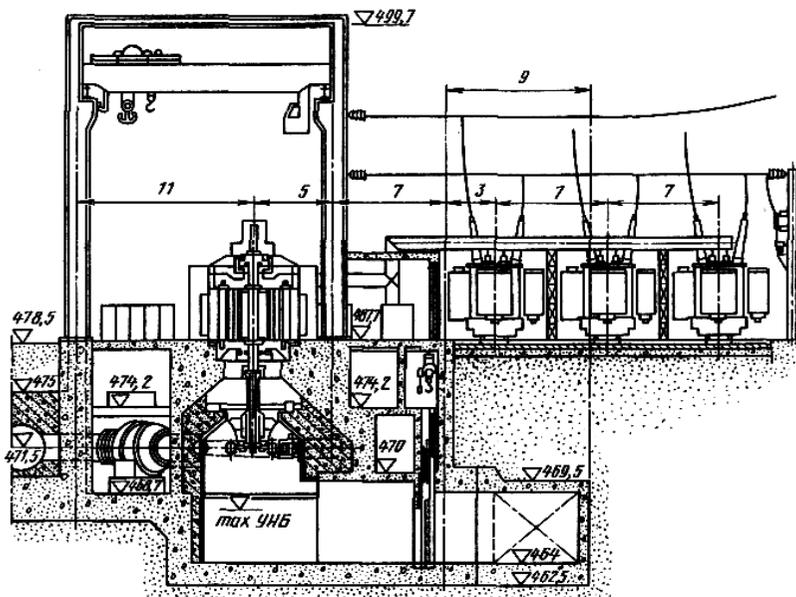


Рис. 21. Здание деривационной ГЭС Чивор (Колумбия) с ковшовыми турбинами и полуостровной компоновкой гидрогенераторов ($H = 741$ м; $Q = 19$ м³/с; $OD_1 = 2,36$ м; $n = 450$ об/мин; $N = 8 \times 125 = 1000$ МВт)

Спиральные камеры. Почти на всех русловых и на некоторых деривационных ГЭС, в частности размещаемых в канале и воспринимающих напор, поворотно-лопастные турбины устанавливаются в бетонных спиральных камерах таврового сечения. Обычно спиральная камера выполняется в массивном бетоне. Иногда в целях экономии, особенно при скальном основании, переходят к тонкостенной конструкции. При совмещенном с водосбросом здании ГЭС вместо симметричной тавровой формы делают несимметричную форму спиральной камеры с сечениями, полностью или частично развитыми вверх (см. рис.22.23), либо вниз (см.рис.25.26). ГЭС в зависимости от общей мощности и количество агрегатов разбивается на блоки. Минимальным с точки зрения ширины спиральной камеры B , следовательно, и размера агрегатного блока поперек течения B_{bl} является угол охвата с $\varphi^0 = 180^0$, при котором $B/D_1 = 2,5 - 2,6$. Любое увеличение или уменьшение его на совмещенных ГЭС до 135^0 (см. рис22..23) приводит к тому, что B/D_1 становится больше. Уменьшение угла охвата до 135^0 на двух крупнейших

Волжских ГЭС совмещенного типа привело к снижению КПД турбин примерно на 1%.

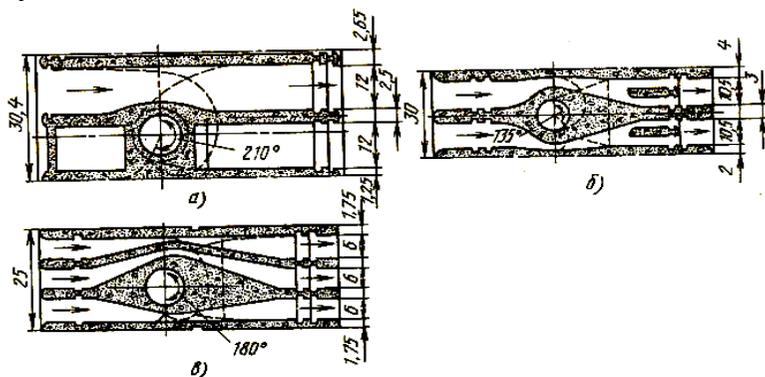


Рис. 22. Варианты числа водобросных напорных галерей совмещенных ГЭС при разных углах охвата спиральной камеры φ° :
 а- одна галерея 210° , б-две галереи 135° ; в – тригалереи 180°

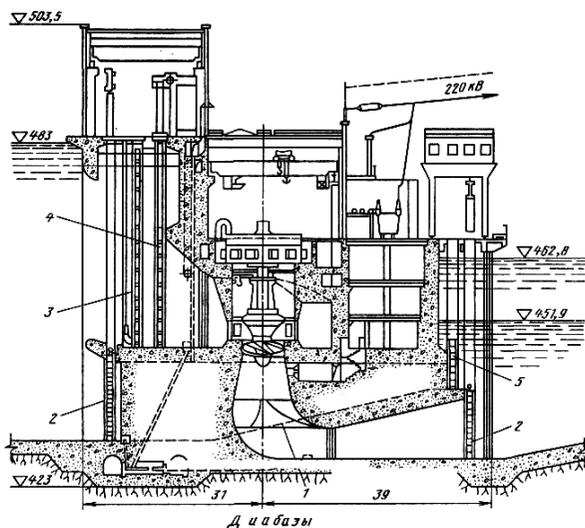


Рис. 23. Вил'юйская ГЭС-1Н совмещенного типа с напорными водобросными галереями:

1 - очертание дна водобросной галереи; 2 - ремонтные затворы; 3 - сороудерживающая решетка; 4 - турбинный затвор, обслуживаемый гидроподъёмником; 5 - основной затвор водоброса

Для определения $B_{6л}$ к B нужно добавить толщину двух полу-бычков. При бетонных спиральных камерах, используемых для напоров до 80 м, ширина блока $B_{6л} = (2,9 - 3,1)D_1$. Относительно большие размеры получаются при мягких грунтах за счет более толстых бычков.

Металлические спиральные камеры круглого сечения применяются при напорах от 50 до 700 м с углами охвата $\varphi_0 = 345 - 360^\circ$. У металлических камер по мере роста напора уменьшается отношения B/D_1 , потому что расчетные скорости во входном сечении металлических спиралей существенно увеличиваются с ростом напоров.

В зоне напоров от 40 до 80 м могут быть применены как бетонные с металлической облицовкой при $H > 50$ м, так и металлические спиральные камеры, которые, однако, имеют большие размеры B и $B_{6л} = (4 - 4,5) D_1$. При высоких напорах эти размеры уменьшаются и $B_{6л} = (3 - 3,5) D_1$.

Отсасывающие трубы. Габариты изогнутых отсасывающих труб являются решающими для определения соответствующих разме-

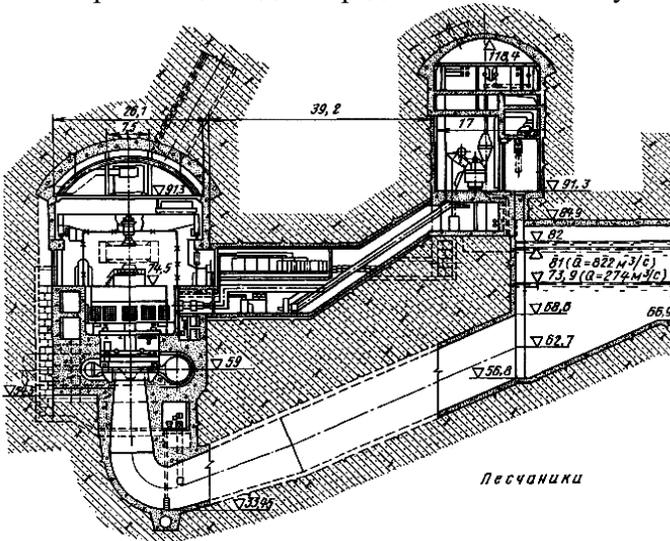


Рис.24. Рогунская ГЭС на р. Вахш подземного типа с двумя залами ($H_p = 245$ м; $Q_T = 274 \text{ м}^3/\text{с}$; $D_1 = 6,0$ м; $n = 166,7$ об/мин; $N_T = 6 \times 600 = 3600$ МВт).

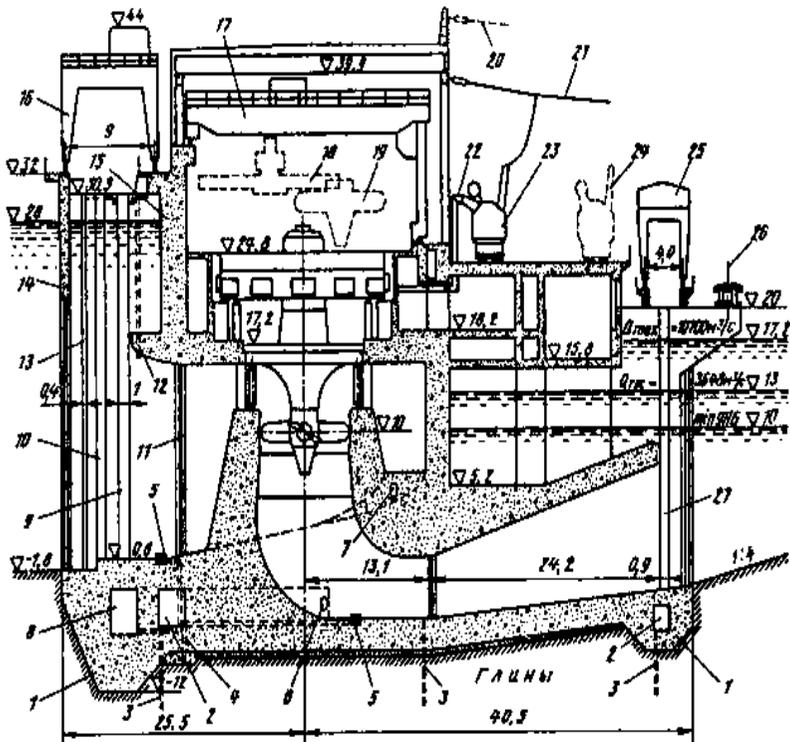


Рис. 25.. Здание Рижской ГЭС на р. Даугаве руслового типа ($H_p = 12,9$; $Q_T = 608 \text{ м}^3/\text{с}$; $D_1 = 9,3 \text{ м}$; $n = 55,6 \text{ об/мин}$; $N = 6 \times 6 = 396 \text{ МВт}$):

1-зуб фундаментальной плиты; 2- смотровые потерны; 3- скважины глубинного дренажа; 4- вывод из горизонтального дренажа основания; 5- приемки для осушения проточного тракта турбины; 6- лаз в отсасывающую трубу; 7- лаз в спиральную камеру; 8- водоприемная потерна; 9- лаз плоского затвора; 10- паз сородерживающей решетки и ремонтного затвора; 11- бычок в спиральной; 12-аэрационная труба; 13- направляющий паз грейфера; 14- забральная балка; 15- напорная стенка; 16- козловой кран для обслуживания водоприемной части; 17- полукозловые краны с лебедками грузоподъемностью по 250/32 т; 18- габарит ротора генератора массой 415 т при транспортировке; 19- габарит рабочего колеса поворотно-лопастной турбины при транспортировке; 20- защитный трос; 21 - ЛЭП 330 кВ; 22- генераторные выводы напряжением 13,8 кВ; 23- главный повышающий трансформатор с обмотками 13,8-347 кВ; 24 - габарит трансформатора при транспортировке; 25- козловой кран грузоподъемностью 2х20 т; 26 - ось железнодорожного мостового перехода; 27 - паз ремонтного ограждения.

ров агрегатного блока в высоту и длину. Заводами-поставщиками гидромашины рекомендуется принимать высоту труб не менее $2D_1$ для поворотно-лопастных машин, а для радиально-осевых по мере роста напоров она увеличивается до $3,5D_1$.

Длина труб на русловых и приплотинных установках составляет обычно $(4 - 5) D_1$, а на деривационных установках при $H > 230$ м увеличивается до $(5 - 6)D_1$.

Ширина трубы на русловых ГЭС с ПЛ гидротурбинами составляет $(2,5 - 3) D_1$, что хорошо согласуется с вышеуказанными размерами B и B_{6n} . При установке РО гидротурбин значения B и B_{6n} , как правило, больше ширины трубы, равной $(2 - 3,1) D_1$.

На подземных ГЭС рекомендуется применять особые типы труб, у которых высота более $(3,5 - 4) D_1$, ширина уменьшена до $(1,5 - 2)D_1$. Эти удлиненные трубы имеют обычно круглую или близкую к овальной форму сечения и выполняются в скальной выломке с облицовкой соответствующей толщины, зависящей от качества породы. Угол подъема подобных труб составляет до 20° , а при необходимости и больше (см. рис.24).

В обычных условиях вертикальный конус и колено трубы окружены массивным бетоном. Дном горизонтального или наклонного под углом до 12° диффузора служит верх фундаментной плиты, а потолок его образуется либо перекрытием из монолитного бетона той или иной толщины, либо из сборного железобетона.

Фундаментная плита и бычки. Основную роль в обеспечении устойчивости русловых зданий станций, воспринимающих напор и строящихся на мягких грунтах, играет фундаментная плита. При глинистых и мелкозернистых песчаных грунтах с малыми коэффициентами трения толщина фундаментной плиты с верховой стороны может достигать $8 - 10$ м и более, а с низовой стороны $3 - 4$ м, изредка до $5,5$ м. Подошву фундаментной плиты следует делать горизонтальной, в крайнем случае местами с возможно более пологим подъемом (см. рис.25).

Длина плиты вдоль течения должна быть такой, чтобы обеспечивалось давление на грунт, исключаяющие возможность появления растягивающих напряжений с верховой стороны.

Для удлинения путей фильтрации с верховой или низовой стороны, а при необходимости с обеих сторон, устраивают зубья с

пологими откосами. Если основание сложено сильнофильтрующими грунтами, под зубьями устанавливают шпунтовую стенку.

Полускальные грунты позволяют делать фундаментную плиту с резкими переломами ее подошвы на переходе от верховой стороны к низовой. Толщина плиты с верховой стороны может быть уменьшена примерно вдвое, т.е. до **4 м** и с низовой до **2 м**, в зависимости от геотехнических характеристик породы.

Устройство зубьев позволяет увеличить устойчивость здания станции на сдвиг по основанию, чему способствует и подъем диффузора отсасывающей трубы на угол до **12°**, который уменьшает также объем выемок грунта в нижнем бьефе по сравнению с горизонтальным дном трубы. Такой подъем делают и при скальных породах.

Толщину фундаментной плиты при скальных породах с верховой стороны уменьшают до **1 м**, а с низовой — до **0,5 — 1 м** (см. рис.26); на очень крупных установках, например на Красноярской ГЭС, она равна **1,5 м** [12]. Большая толщина назначается при значительной ширине отсасывающей трубы без промежуточного бычка.

Толщину разрезных бычков, заделанных в фундаментную плиту, при скальных грунтах следует принимать не менее **2,8 — 3 м**, когда они находятся на границе агрегатных блоков или секций, отделяемых друг от друга температурно-осадочным швом.

При мягких грунтах основания толщину основных бычков увеличивают до **3,5 — 4 м** и более, особенно тогда, когда они находятся на границе секций. Для полускальных грунтов принимают промежуточные средние значения рекомендованных выше толщин бычков для мягких и скальных грунтов.

Для уменьшения пролетов перекрытий над спиральными камерами и отсасывающими трубами при установке крупных гидромашин, когда эти пролеты превышают **10 - 12 м**, в проточном тракте делают промежуточные бычки. Обычно толщину их принимают равной **1,8 — 2 м**, при небольших размерах гидромашин ее уменьшают до **1,5 м**.

На крупных русловых ГЭС при диаметрах рабочих колес гидромашин **8 м** и более в отсасывающих трубах иногда делают два промежуточных бычка, что, однако, существенно ухудшает КПД, поэтому данное решение должно быть обосновано

соответствующими доводами. Одновременно решается вопрос о целесообразности устройства двух бычков в спиральной камере.

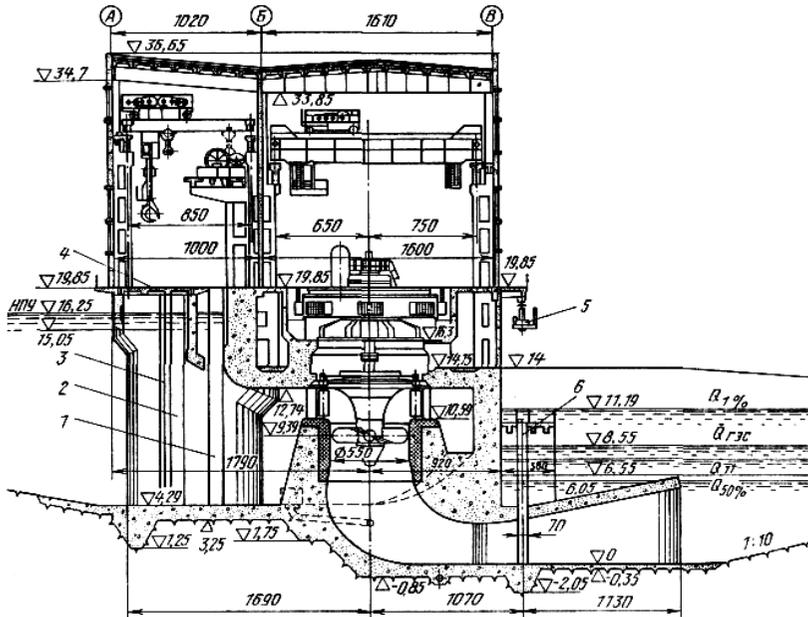


Рис.26. Поперечный разрез низконапорной Палокоргской ГЭС на р. Выг руслового типа на скальном основании ($H_p = 8,0$ м; $Q_T = 147$ м³/с; $D = 5,5$ м; $n = 68,2$ об/мин; $N = 3 \times 10 = 30$ МВт):

1 - паз быстродействующего турбинного затвора; 2 — совмещенный паз ремонтного заграждения и решетки; 3 — паз грейфера; 4 — съемные железобетонные плиты; 5 — таль электрическая для установки ремонтного заграждения; 6 — паз ремонтного заграждения

Форму оголовков основных разрезных и неразрезных, а также промежуточных бычков необходимо с верхней стороны делать гидравлически наиболее совершенной во избежание потерь напора. С низовой стороны на выходе потока их делают лишь слегка закругленными.

Конец бычка в спиральной камере должен иметь удобообтекаемую форму для обеспечения свободного перетока

воды из правого отсека в левый, из которого питается значительно большая часть направляющего аппарата (см. рис.27).

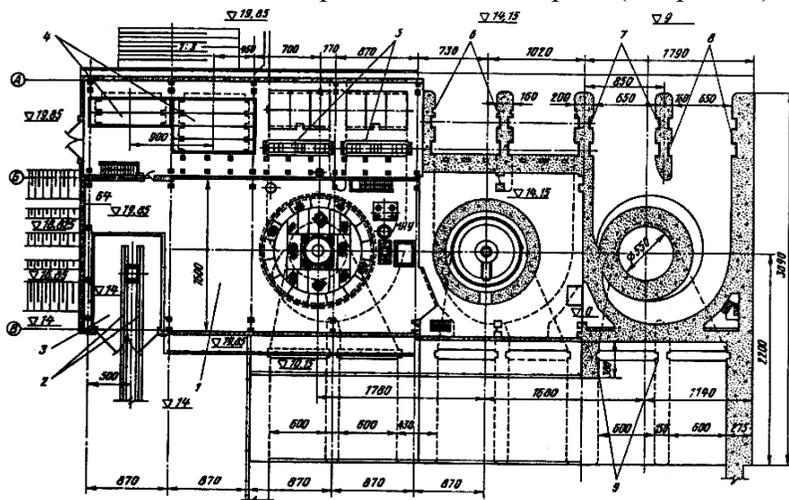


Рис.27. План Палокорской ГЭС на разных отметках:

1- монтажная площадка; 2- железнодорожный путь для доставки оборудования; 3- перегрузочное помещение; 4- помещение для хранения ремонтных заграждений; 5 - быстродействующие затворы; 6 - пазы грейфера; 7- совмещенные пазы ремонтного заграждения и решетки; 8-пазы быстродействующие затворы; 9- пазы ремонтного заграждения отсасывающей трубы.

С этой целью выходная кромка бычка должна находиться от оси агрегата на расстоянии не меньше $1,4D_1$. В отсасывающей трубе расстояние до входной кромки промежуточного бычка рекомендуется принимать $1,35D_1$.

Рекомендации по определению габаритов агрегатных блоков более подробно рассматриваются в [14].

Подгенераторная шахта и другие помещения. Подгенераторная, или турбинная, шахта — это пространство между крышкой гидромашины и нижней крестовиной гидрогенератора внутри его опор в форме полого цилиндра, что хорошо видно на рис.27-29.

Для прохода на крышку гидромашины с одной из сторон этого цилиндра делают дверной проем. Внутренний диаметр шахты предварительно назначается $D_{ш} = (1,3 - 1,5)D_1$, а окончательно

принимается равным внутреннему диаметру колонн статора гидротурбины.

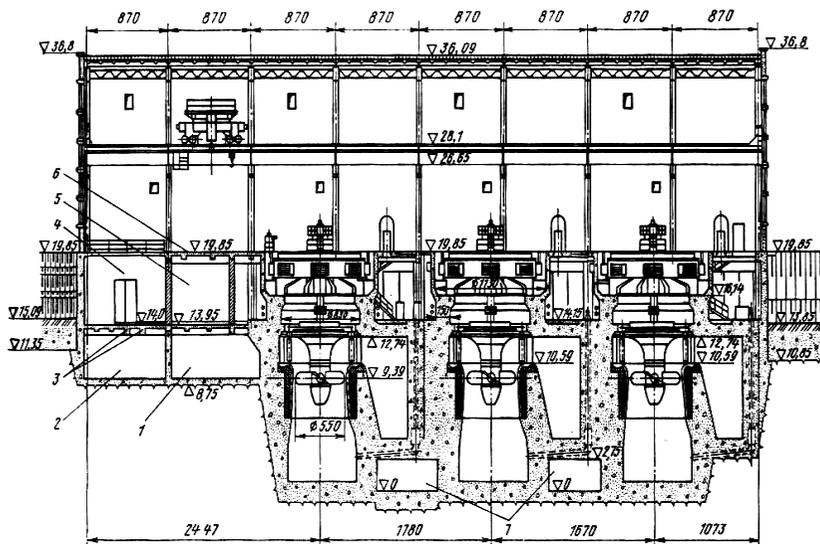


Рис.28. Продольный разрез по оси агрегатов Палокоргской ГЭС:

1- помещение насосов технического водоснабжения; 2- механическая мастерская; 3- железнодорожный путь для доставки оборудования; 4- перегрузочное помещение; 5- генераторное распределительное устройство; 6- монтажная площадка; 7- сливные полости системы откачки проточного тракта турбин.

Высота шахты зависит от формы спиральной камеры (степени ее развития вверх), толщины бетона над ней и конструкции нижней крестовины, которая должна опираться на достаточно массивный бетон. Наиболее трудно осуществлять вход в шахту при бетонных спиральных камерах, развитых вверх, и, наоборот, легче этот вопрос решается при спиральной камере, сечения которой полностью развиты вниз (см. рис.25). Обычно высота шахты составляет **3,5 — 4 м** и более.

Под полом машинного зала вокруг кожуха гидрогенератора или подгенераторных опор устраивается турбинный этаж, отметка пола которого определяется толщиной перекрытия над спиральной камерой максимального входного сечения. Этаж этот должен быть сквозным на всем протяжении здания станции, так как в нем

прокладываются многочисленные коммуникации. На очень крупных установках это помещение может быть сделано двухэтажным.

Значительные по объему помещения получаются над отсасывающими трубами. На усиленном верхнем перекрытии этих помещений на русловых, а иногда и на приплотинных зданиях станций устанавливаются главные повышающие трансформаторы. Здания станций, которые строят на скальных породах, независимо от их типа разрезаются поперек потока температурными сквозными швами на агрегатные блоки по осям основных бычков, поскольку осадка каждого отдельного блока практически исключается [10]. При этом оказывается, что расстояние между осями агрегатов $B_{oc} = B_{bl}$ (см. рис.27).

Напротив, при мягких фундаментах в основании возможность появления осадок делает более целесообразным поперечную разрезку температурно-осадочными швами так, чтобы в пределах одной секции находилось два-три агрегатных блока, общей длиной порядка 50 — 60 м. Большая толщина основного разрезного бычка на границе секций по сравнению с толщиной неразрезного основного бычка между агрегатными блоками приводит к тому, что $B_{oc} > B_{bl}$ [14].

б) Верхнее строение

Машинный зал и крановое оборудование. По габаритным размерам машинный зал является наиболее крупной составной частью верхнего строения, в состав которого входят также монтажная площадка, а в суровых климатических условиях и щитовое помещение (см.рис.26). Полногабаритный машинный зал и служащую его продолжением монтажную площадку оборудуют, как правило, мостовыми кранами, в связи с чем каркас шатра должен быть рассчитан на соответствующую крановую нагрузку.

Переход в последнее время на установку полукозловых кранов, как это осуществлено на Саяно -Шушенской (см. рис.29) и Рижской ГЭС (см. рис.25), Днепрогэс-П [13] и на других установках, позволяет низовую стену машинного зала делать облегченной, не рассчитанной на крановую нагрузку, что уменьшает стоимость шатра на 30 — 35%.

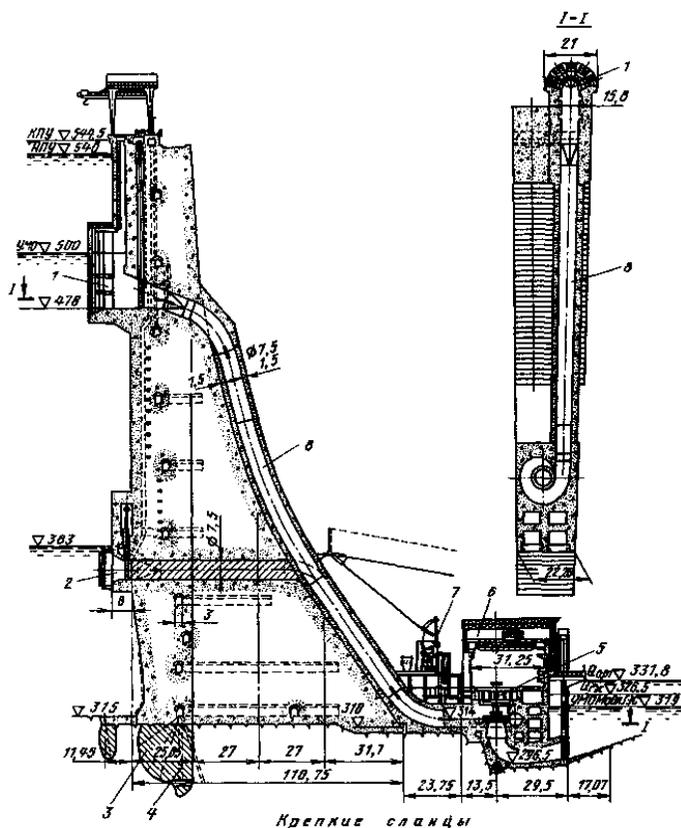


Рис.29. Станционная часть плотины и здание приплотинного типа Саяно-Шушенской ГЭС на р. Енисее ($H = 194$ м; $Q = 358$ м³/с; $D_1 = 6,77$ м; $n = 142,8$ об/мин; $N = 10 \times 640 = 6400$ МВт):

1 — постоянный водоприемник; 2 — временные водоприемники агрегатов № 1 и 2 со сменными рабочими колесами; 3 — цементационная завеса; 4 — скважины глубокой цементации; 5 — генератор; 6 — здание станции; 7 — главный повышающий трансформатор; 8 — сталежелезобетонный турбинный трубопровод

Каркас шатра состоит из колонн, обязательно заделанных в бетонные конструкции нижней массивной части, связанных в продольном направлении, подкрановых балок и верхнего перекрытия большей частью из стропильных ферм: односкатных (см. рис.30) или двухскатных (см. рис. 25), а при небольших пролетах в виде железобетонной балочной конструкции (см. рис.20).

Все эти элементы конструкции выполняют металлическими или железобетонными (возможны и комбинированные решения). Однако в целях экономии дефицитного металла следует всемерно ориентироваться на применение сборного железобетона заводского изготовления.

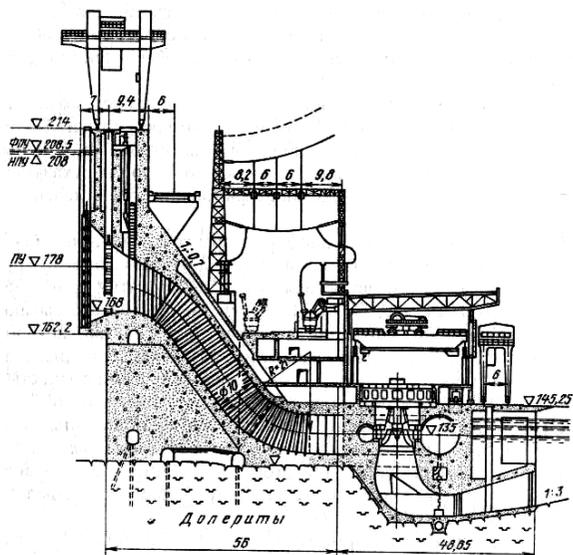


Рис.30. Приплотинная ГЭС на р. Ангара ($H_p = 65,5\text{м}$; $Q_m = 585 \text{ м}^3/\text{с}$; $D_j = 7,5 \text{ м}$; $n = 90,9 \text{ рб/мин}$; $N_z = 12 \times 333 = 4000 \text{ МВт}$)

Шатер как конструкция промышленного назначения должен отвечать всем требованиям, предъявляемым к зданиям этого типа, за исключением шага колонн. Можно не придерживаться регламентируемого в промышленных зданиях стандартного шага колонн, кратного 3 м, поскольку подчинение этому правилу в нижней массивной части вызывает неоправданное увеличение объема бетона здания станции. Колонны, устанавливаемые в местах, где проходят швы нижней массивной части, делают сдвоенными, несколько большего размера, чем обычные, учитывая их сквозную разрезку швами, которыми разрезаются и подкрановые балки.

Габариты шатра в длину $L_{мз}$ определяются как произведение числа агрегатных блоков n на их размер $B_{6л}$ с

добавлением длины монтажной площадки $L_{мн}$ т.е. $L_{мз} = nB_{бл} + L_{мн}$. При использовании двух крупных кранов, ширина которых превышает $B_{бл}$ приходится отодвигать торцевую стену зала на ΔL , что соответственно увеличивает $L_{мз}$.

Ширина шатра машинного зала $B_{мз}$ зависит от наружного размера кожуха генератора $D_{кз}$ и размеров проходов с обеих сторон, принимаемых равными 2 — 3 м в зависимости от мощности агрегатов и общей компоновки машинного зала. В среднем $B_{мз} = D_{кз} + 5м$.

Высота машинного зала зависит главным образом от габаритных размеров наиболее крупной части гидроагрегата при транспортировке ее кранами во время монтажа или ремонта. В

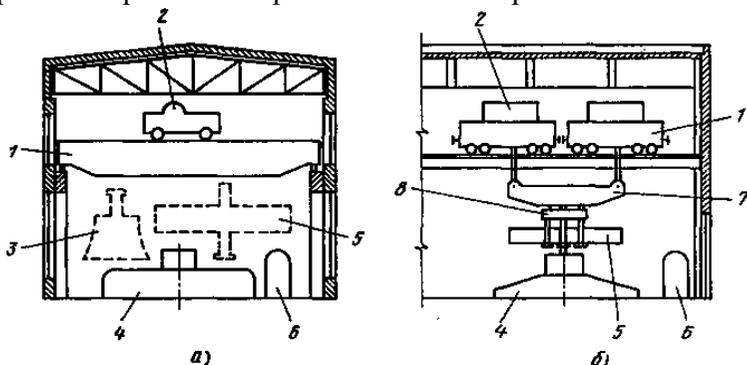


Рис.31. Варианты транспортировки ротора гидрогенератора: а - подвесного типа с валом одним краном сбоку от соседних агрегатов; б - зонтичного типа без вала двумя кранами с траверсой; 1 - мостовой кран; 2 - тележка с лебедкой; 3 - рабочее колесо радиально-осевой турбины; 4 - верхняя крестовина гидрогенератора; 5 - ротор гидрогенератора; 6 - МНУ; 7 - траверса; 8 - крепление ротора к траверсе.

большинстве случаев определяющей является операция по транспортировке ротора генератора без вала при зонтичной конструкции и с валом при подвесной конструкции. В последнем случае для уменьшения габаритов зала в высоту целесообразно осуществлять транспортировку ротора с валом не посередине, а сбоку от соседних агрегатов, что, однако, может вызвать некоторое увеличение ширины зала (рис. 31, а). При установке двух кранов вал ротора может быть пропущен между кранами.

В сравнительно редких случаях высота машинного зала определяется транспортировкой рабочего колеса с валом радиально-осевых гидромашин (см. рис.26.25). При поворотных турбинах следует ориентироваться на транспортировку только их втулки даже без обтекателя, который может быть отделен.

Полная высота машинного зала определяется как сумма следующих размеров: высота ротора или рабочего колеса с захватным устройством и запасом до **0,5 м** над верхом соседних агрегатов,

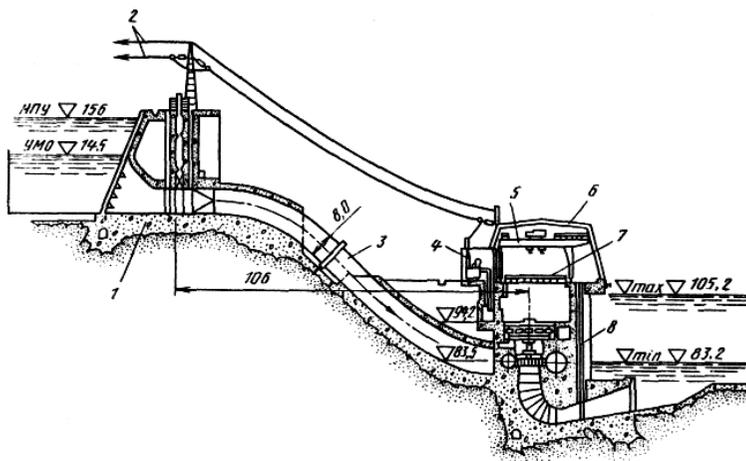


Рис.32. ГЭС Инга II на р. Заир деривационного типа ($H = 58$ м; $Q = 350$ м³/с; $D = 6,35$ м; $n = 107$ об/мин; 1 очередь - $N_e = 4 \times 175 = 700$ МВт):

1 - водоприемник напорного бассейна с наклонной сороудерживающей решеткой; 2 - ЛЭП с защищенным тросом; 3 — турбинный трубопровод; 4 — главный повышающий трансформатор; 5 — полукозловой кран; 6 — облегченный шатер; 7 — съемная крышка над люком; 8 — ремонтное ограждение

крепление к крюку крана (застропка), вынос крюка, высота моста и лебедки крана и запас над последней порядка **0,8 — 1 м** до низа стропильной фермы или верхнего балочного перекрытия. При выполнении операций двумя кранами (рис. 31, б) добавляется еще высота траверсы [14].

В продольных стенах машинного зала для лучшей освещенности делают окна максимально возможной высоты, за исключением

мест, где установлены пожароопасные трансформаторы. Учитывая монументальность сооружений зданий ГЭУ, их внешнему архитектурному оформлению и интерьерам должно быть уделено надлежащее внимание.

В целях экономии в благоприятных климатических условиях применяют пониженную конструкцию машинного зала, т.е. переходят к полукрытому типу установок или к облегченной конструкции шатра в виде ангара с внутренним козловым краном см. рис.32).

Принципы определения габаритов щитового помещения над водоприемной частью русловых установок примерно такие же, как и для машинного зала. Длина этих помещений обычно одинакова. Ширина определяется числом пазов, предусматриваемых в водоприемной части, межпазовыми расстояниями и свободным пространством перед решетками для маневрирования грейфером.

Высота определяется операцией по транспортировке секции рабочего затвора с учетом застропки и выноса крюка крана, а также габарита мостового крана и его лебедки (высота секции решетки назначается меньше, чем затвора).

Монтажная площадка. Размеры монтажной площадки выбираются таким образом, чтобы на ней во время первичного монтажа оборудования и последующих его ремонтов могли быть размещены основные части одного агрегата, не считая зоны, которая занята концевым участком подъездного пути, т.е. въездом железной или автомобильной дороги.

Поскольку весь шатер здания обслуживается одними и теми же кранами, ширина площадки принимается равной ранее выбранной ширине машинного зала, т.е. $B_{мн} = B_{мз}$

Длина монтажной площадки $L_{мн}$ зависит от размеров монтируемого оборудования, ширины подъездного пути, если он сделан фронтальным, и ширины "мертвой", не обслуживаемой краном зоны в торце (см. ниже). Минимальной длина монтажной площадки получается в тех случаях, когда пол ее находится на одной отметке с машинным залом, т.е. УМП = УМЗ, так как в этом случае часть монтируемых деталей агрегата может быть размещена на прилегающей к ней части машинного зала.

Обычно при небольшом числе агрегатов (до четырех-пяти) и при УМП = УМЗ следует принимать $L_{мн} = (1 - 1,2)B_{бл}$ с

проверкой габаритов ее в плане на основании "раскладки" основных деталей гидроагрегата (рис.33). К их числу относятся: ротор генератора, подпятник, рабочее колесо гидромашины и ее крышка с регулирующим кольцом и другие малогабаритные детали. Крестовина гидрогенератора может быть установлена на роторе или под ним.

Согласно нормам технологического проектирования длина монтажной площадки не должна превышать $1,5B_{6л}$ [11]. Однако при большом числе агрегатов отступают от этого правила и принимают $L_{мп} = (1,5 \text{ -}; 2) B_{6л}$ или делают две монтажные площадки, как на Братской ГЭС.

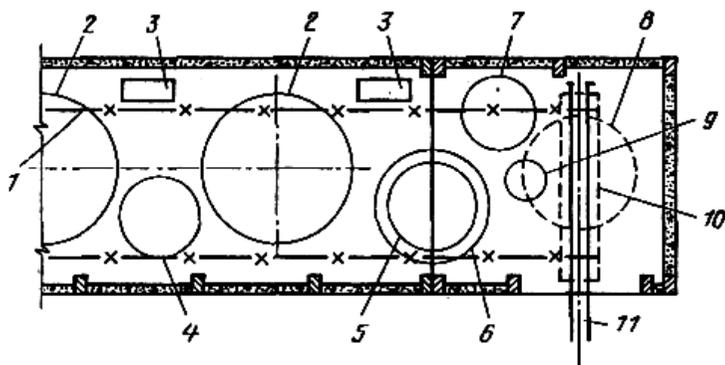


Рис.33. Монтажная площадка с фронтальным подъездным путем:

- 1 - зона действия главного крюка крана; 2 - смонтированные агрегаты;
- 3 - МНУ; 4 - крышка турбины; 5 - ротор гидрогенератора; 6 - верхняя крестовина; 7 - рабочее колесо; 8 - первичное положение верхней крестовины;
- 9 - опора пяты с подпятником; 10 - вагон(платформа); 11 - ось подъездного железнодорожного пути

Во всех случаях необходимо учитывать наличие "мертвой", не обслуживаемой краном зоны в торце монтажной площадки, равной примерно половине ширины крана — $0,5B_{кр}$ (при грузоподъемности кранов 400 — 500 т $B_{кр}$ достигает 14 — 16 м). В связи с этим ось фронтального подъездного пути должна быть удалена от торцевой стены на расстояние более $0,5B_{кр}$, а при необходимости сама стена отодвинута.

Габариты монтажной площадки в плане должны быть выбраны таким образом, чтобы на ней можно было выполнять необходимые операции с трансформаторами, которые на собственном ходу по рельсовому пути соответствующей ширины транспортируются на место установки либо в обратном направлении при ремонте или при замене на новые после истечения срока службы.

При определении габаритов монтажной площадки сложным является выбор отметки ее пола **УМП**, т.е. высоты $H_{мп}$, так как в практике проектирования часто отметка въезда подъездного пути на монтажную площадку **УПП** получается значительно ниже **УМЗ** (см. рис. 28).

Решается вопрос двояко:

1) предпочитают опустить монтажную площадку на более низкие отметки, что потребует некоторого увеличения ее $L_{мп}$, так как **УМП** = **УПП** < **УМЗ** и использовать ближайший агрегатный блок невозможно;

2) на низкой отметке делают только подъездной путь, а для остальной части площадки сохраняют условие, что **УМП** = **УМЗ**(отметка).

Когда монтажная площадка становится как бы двухэтажной, под ее рабочей площадью можно сделать трансформаторную мастерскую, т.е. предусмотреть внизу помещение таким образом, чтобы операция по поднятию и опусканию сердечника трансформатора ни в коем случае не вызвала увеличения $H_{м.н.}$ Последнее условие необходимо соблюдать и тогда, когда **УМП** = **УМЗ**. С этой целью для операций с трансформатором делают местное понижение пола — трансформаторную яму такой глубины, чтобы из-за подъема сердечника не пришлось увеличивать $H_{м.н.}$

Подъездные пути и мостовые переходы. Местоположение монтажной площадки зависит от рельефа местности и типа подъездного пути железнодорожного или автодорожного. Въезд этого пути на русловых гидроузлах большей частью, а на приплотинных почти всегда фронтальный, так как крутые берега, особенно на приплотинных гидроузлах, практически исключают возможность осуществить подъезд с торца, т.е. поперек горизонталей. Подъезд с торца может оказаться целесообразным на деривационных установках и изредка на русловых, когда его можно сделать по берме плотины из местных материалов.

Подъезд на монтажную площадку следует делать прямолинейным и на подходе к ней без уклона. Ширина въезда исходя из железнодорожного габарита при нормальной колее 1524 мм должна быть не менее 4,5 — 5 м, а при совмещении его с путями прокатки трансформатора назначается исходя из длины последнего с соответствующими запасами с обеих сторон. Этим определяется и ширина ворот на монтажной площадке.

Уклоны подъездных путей к сооружениям гидроузла обычно не должны превышать при железнодорожном транспорте 0,003 и автомобильном 0,09 (как исключение, 0,1), а минимальные радиусы закруглений соответственно 100 — 150 и 35 м (желательно не менее 300 и 125 м). В исключительных, специально обоснованных случаях допускаются отклонения от этих рекомендаций.

Наиболее приемлемым местом размещения мостовых переходов на русловых зданиях станций являются консоли бычков водоприемной части, при необходимости несколько выдвинутые в сторону верхнего бьефа. Такое решение хорошо согласуется с прокладкой транзитного пути аналогичным способом на водосливной плотине и по гребню плотины из местных материалов.

Со стороны нижнего бьефа одним из простейших вариантов является устройство мостового перехода на консолях низовых бычков (см. рис.25) с дальнейшим выходом пути на берму плотины из местных материалов на всем ее протяжении или с подъемом на гребень. Однако сравнительно низкие отметки подобного перехода не всегда позволяют аналогично решить вопрос об устройстве моста в пределах водосливной плотины.

Наиболее приемлемым местом размещения мостовых переходов транзитных дорог на приплотинных установках является расширение бетонного оголовка станционной части плотины с низовой его стороны или более экономичный вариант — устройство мостов на контрфорсах, примыкающих к оголовку (см. рис.30).

Что касается внутристанционных служебных мостовых переходов на низких отметках, т.е. непосредственно в пределах здания станции, то они при наличии свободного моста могут быть сделаны над отсасывающими трубами, а в затрудненных условиях — на консолях низовых бычков (см. рис.29).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мухаммадиев М.М., Низамов О.Х. Гидротурбиналар: Ўқув кўлланма. -Тошкент, ТошДТУ, 2006.
2. Васильев Ю.С., Саморуков И.С., Хлебников С.Н. Основное энергетическое оборудование гидроэлектростанций: Учеб. пособие, Санкт-Петербург, СПбГТУ. 2002.
3. Справочник конструктора гидротурбин. /Под ред. Н.Н.Ковалева. -Л.: Машиностроение, 1971.
4. Использование водной энергии./ Под ред.Ю.С.Васильева. -М.: Энергоатомиздат, 1995.Т.1 и 2.
5. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций./Под ред. Ю.С.Васильева и Д.С.Щавелева. -М.: Энергоатомиздат, 1988.Т.1 и 2.
6. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. - М.: Высшая школа, 1969.
7. Определение основных размеров вертикальных синхронных гидрогенераторов. / Сост. Артемчук С.В., Володин Л.А., Корнакова И.Г.Метод. указ. к курс. и дипломному проекту. ТашПИ.1987.
8. Киселёв П.Г. Справочник по гидравлическим расчётам. - М. - Л.: Госэнергоиздат.1961, 1966.
9. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. - М.: Энергоатомиздат, 1991. К. 1 и 2.
10. Гидроэлектрические станции / Под ред.В.Я. Карелина и Г.И Кривченко. М.: Энергоатомиздат, 1987.
11. Нормы технического проектирования гидроэлектростанций. ВНТЮ 12-77/Минэнерго СССР. М., 1977.
12. Использование водной энергии / Под ред. Д.С. Щавелева. Л.: Энергия, 1976.
13. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанции / Под ред. Ю.С. Васильева и Д.С. Щавелева. Л.: Энергоатомиздат, 1988.Т.11.
14. Васильев Ю.С. Претро Г.А. Проектирование зданий гидроэлектростанций (строительная часть): Учебная пособие. Л.: ЛГТУ, 1990.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. Определение параметров гидротурбины: N_{\max} , N_{\min} , N , D_1 , Q'_1 , n_{si} , η_t , n_s , N_s и на основании N_{\max} напора выбирают тип гидротурбины.....	6
2. По заданному напору определить тип ГЭС и плотины.....	10
3. Расчёт турбинных водоводов.....	11
4. Расчет спиральной камеры.....	14
5. Расчет отсасывающей трубы.....	17
6. Расчёт вала и подшипника гидротурбины.....	20
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИНХРОННЫХ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ.....	28
7. Определение основных параметров гидрогенератора.....	28
а) Определение основных размеров гидрогенератора зонтичного исполнения.....	34
б) Определение основных размеров гидрогенератора подвешенного исполнения.....	38
8. Определение отметки заложения РК	38
9. Выбор кранового оборудования.....	39
10. Расчёт техническое водоснабжение генератора.....	40
11. Расчет производительности осушения проточной части.....	43
12. Типы и компоновка зданий ГЭС.....	45
а) Нижняя массивная часть.....	46
б) Верхнее строение.....	57
Список литературы.....	67