

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

И.Г. БЕЛАШ

**ВЫБОР ГИДРОТУРБИНЫ
НА ЗАДАнные ПАРАМЕТРЫ ГЭС**

Методическое пособие
по курсам
«Гидротурбины, гидроэнергетические установки»
и *«Основное энергетическое оборудование»*
для студентов, обучающихся по направлению
«Технологические машины и оборудование»

УДК 621.2
Б 43

*Утверждено учебным управлением МЭИ(ТУ)
в качестве учебного пособия для студентов*

Подготовлено на кафедре гидромеханики и гидравлических машин

Рецензент: к.т.н. доц. Д.Х. Цакирис

Белаш И.Г.

Б 43 Выбор гидротурбины на заданные параметры ГЭС: методическое пособие / И.Г. Белаш. — М.: Издательский дом МЭИ, 2009 — 44 с

В методическом пособии содержатся современные рекомендации и теоретические основы выбора гидротурбины для заданных условий ГЭС.

Излагается порядок расчетов основных параметров и форма представления характеристик гидротурбины.

Методическое пособие предназначено для студентов кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» и кафедры «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» при выполнении расчетного задания, а также в курсовом и дипломном проектах.

Учебное издание

Белаш Иван Григорьевич
ВЫБОР ГИДРОТУРБИНЫ
НА ЗАДАнные ПАРАМЕТРЫ ГЭС

Методическое пособие
по курсам

«Гидротурбины, гидроэнергетические установки»
и «Основное энергетическое оборудование»
для студентов, обучающихся по направлению
«Технологические машины и оборудование»

Редактор издательства В.Я. Горская

Темплан издания МЭИ 2008 (I), метод.	Подписано к печати 12.02.09
Печать офсетная	Формат 60X84/16
Тираж 200 экз.	Физ. печ. л. 2,75
	Заказ

ЗАО «Издательский дом МЭИ», 111250, Москва, Красноказарменная ул., д.14
Отпечатано в ФКП «НИИ «Геодезия»,
141292, Московская обл., г. Красногорск, просп. Испытателей, д. 14

© Московский энергетический институт
(технический университет), 2009

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое методическое пособие относится к двум взаимосвязанным между собой работам, выполняемым последовательно студентами. Сначала в расчетном задании выбирается реактивная гидротурбина на заданные параметры ГЭС. А после этого, в следующем семестре, для выбранной гидротурбины разрабатывается ее конструкция.

Целью этих работ является закрепление и расширение знаний, полученных студентами при изучении дисциплин по гидротурбинам и гидроэнергетическим установкам, а также для получения практических конструкторских навыков.

Выбор системы, типа и конструктивно-установочной схемы гидротурбины основан на применении теории подобия в сочетании с технико-экономическим анализом уровня качества, который зависит от размеров, гидравлического КПД, высоты отсасывания, массы гидротурбины и некоторых других параметров.

Предлагаемая методика выбора гидротурбины содержит некоторые вынужденные упрощения, обусловленные рамками отдельных дисциплин и соответствующего семестра. В частности, предлагается упрощенное определение располагаемых напоров: максимального, расчетного и минимального, не учитывая потерь в водоводах. Без должного технико-экономического обоснования задается высота отсасывания. Однако, задавая ориентировочно высоту отсасывания, облегчается выбор системы, типа, размеров и частоты вращения гидротурбины. При этом не утрачивается взаимозависимость кавитационных качеств гидротурбины с высотными отметками здания ГЭС.

Работы выполняются каждым студентом по индивидуальным заданиям.

Предлагаемая методика выбора гидротурбин основывается на современных требованиях, включая последние рекомендации Международного стандарта (СЕI/IEC 60193:1999).

В курсовом проекте разрабатывается конструкция реактивной, желательно поворотно-лопастной (ПЛ или ПЛД) гидротурбины, проточная часть которой геометрически подобна ее модельному аналогу, выбранному в расчетном задании.

В процессе разработки конструктивных чертежей общего вида — разреза, плана и сборочного чертежа поворотно-лопастного рабочего колеса — необходимо уяснить взаимодействие деталей и узлов, порядков и условия сборки, разборки и монтажа гидротурбины на ГЭС. В

процессе разработки конструкции гидротурбины необходимо выполнить некоторые расчеты и продумать способы изготовления основных элементов ее конструкции.

Методическое пособие к расчетному заданию и курсовому проекту включает содержание отдельных этапов работы, ссылки на соответствующую литературу, а по некоторым разделам приводится методика выполнения расчетов.

Расчетное задание по выбору гидротурбин на заданные параметры ГЭС предполагает отчетливое представление о законах подобия в гидротурбинах, энергетической классификации гидротурбин; кавитационных процессах и способах их предотвращения на ГЭС; знание принципов построения номенклатуры гидротурбин. Для удобства и оперативности в работе эти вопросы коротко изложены в методических указаниях. Расчетное задание рассчитано на 80 ч самостоятельной работы студента при еженедельных консультациях.

Курсовой проект предполагает использование знаний студентов из ряда дисциплин: инженерной графики, механики материалов и конструкций, автоматизированного (проектирования) конструирования машин, технологии материалов и др. Курсовой проект рассчитан на 130 ч самостоятельной работы при еженедельных консультациях.

1. ПОДОБИЕ ГИДРОТУРБИН

Общая теория гидромеханики позволяет сформулировать законы подобия реактивных гидротурбин, исключив из рассмотрения свободноструйные (активные) гидротурбины и режимы работы в условиях кавитации, когда в потоке возникают поверхности раздела жидкой и газообразной фаз.

При соблюдении условий:

- геометрического подобия для обтекаемых граничных поверхностей;
- кинематического подобия для скоростей на границах проточной части;
- динамического подобия для сил внутреннего трения (вязкости).

Будет иметь место подобие внутри потоков:

- кинематическое подобие для потоков внутри области;
- динамическое подобие для перепадов давлений в сходственных точках внутри области.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что условия подобия касаются тех сторон явления, которыми можно управлять (изменять границы и вязкость), а само подобие является следствием этих условий и относится к точкам внутри области течения, на которых непосредственно воздействовать не можем.

Границами области потока в гидротурбине являются соприкасающиеся с жидкостью стенки неподвижных и движущихся элементов конструкции, а также условные границы, отделяющие поток в гидротурбине от подводящих и отводящих воду каналов. Такими условными границами в гидротурбине принимаются сечения входа в турбинную (спиральную) камеру, которые располагаются на расстоянии не менее двух диаметров рабочего колеса ($2D_1$) от его оси вращения и сечения на выходе из отсасывающей трубы. Указанные твердые и условные границы образуют проточную часть реактивной гидротурбины, в пределах которой должны быть обеспечены условия подобия.

1.1. Геометрическое подобие в гидротурбинах

Геометрическое подобие модельной гидротурбины и ее натурального прототипа выражается постоянством отношения любых сходных размеров границ проточной части:

$$\frac{D_{1,н}}{D_{1,м}} = \frac{D_{0,н}}{D_{0,м}} = \frac{b_{0,н}}{b_{0,м}} = \frac{d_{вт.н}}{d_{вт.м}} = \dots = \text{const.} \quad (1.1)$$

Омываемые поверхности проточной части модельной и натурной гидротурбин должны иметь геометрически подобные очертания.

1.2. Кинематическое подобие в гидротурбинах

Кинематическое подобие для скоростей на омываемых границах проточной части требует одинакового распределения скоростей и на условных границах. Следовательно, у геометрически подобных гидротурбин должны быть обеспечены подобные условия подвода и отвода воды.

Кинематически подобные режимы геометрически подобных гидротурбин называют изогональными режимами работы.

Изогональные режимы работы характеризуются равенством коэффициентов расхода модели с ее натурным прототипом

$$\left(\frac{Q}{nD_1^3} \right)_м = \left(\frac{Q}{nD_1^3} \right)_н \quad (1.2)$$

В изогональных режимах работы в сходственных точках потока модельной гидротурбины и ее натурального прототипа абсолютные (v_i), окружные (u_i) и относительные (w_i) скорости одинаково направлены и пропорциональны по величине:

$$\frac{v_{i,н}}{v_{i,м}} = \frac{u_{1,н}}{u_{1,м}} = \frac{w_{1,н}}{w_{1,м}} = \text{const}; \quad (1.3)$$

$$\alpha_{1,н} = \alpha_{1,м}; \quad \beta_{1,н} = \beta_{1,м}.$$

Другими словами, в этих условиях треугольники скоростей модели и натуре геометрически подобны.

1.3. Динамическое подобие гидротурбин

Условие динамического подобия для сил внутреннего трения в гидротурбине может быть выражено требованием постоянства чисел Рейнольдса в изогональных режимах работы модели и натуре:

$$\left(\frac{nD_1^2}{\nu}\right)_M = \left(\frac{nD_1^2}{\nu}\right)_H = Re = \text{const.} \quad (1.4)$$

Для гидротурбин существует довольно широкая зона автомодельности по числу Рейнольдса, в которой числа Рейнольдса модели и натурны могут быть неодинаковыми, что практически всегда имеет место. Числа Рейнольдса моделей, размеры которых в 10÷30 раз меньше натурных прототипов, и напоры, при которых проводятся исследования в лабораториях модельных гидротурбин, практически всегда меньше, чем на ГЭС, оказываются в 50÷100 раз меньше, чем числа их натурных прототипов ($Re_H > Re_M$).

Учитывая это, Международный стандарт рекомендует при исследовании рабочего процесса модельных реактивных гидротурбин не выходить за пределы некоторых минимальных значений Re_{min} , а также связанных с этим напоров H_M и диаметров рабочих колес $D_{1,M}$.

Эти минимальные допустимые значения указаны в табл. 1.

Таблица 1.1

Минимальные размеры, числа Рейнольдса и удельная энергия при испытании модельной гидротурбины

Параметры	Система гидротурбин		
	Радиально-осевая (РО)	Диагональная ПЛД (ПрД)	Осевая Пл (Пр) Капсульная (ГК)
Число Рейнольдса (Re)	$4 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$
Напор H , м	10	5	3
Удельная энергия $E = Hg$, Дж/кг	100	50	30
Диаметр рабочего колеса D_1 , м	0,25	0,30	0,30

В изогональных режимах работы модельной и натурной гидротурбины имеет место равенство коэффициентов напоров

$$\left(\frac{gH}{n^2 D_1^2}\right)_M = \left(\frac{gH}{n^2 D_1^2}\right)_H \quad (1.5)$$

При строгом соблюдении всех условий подобия гидравлические коэффициенты полезного действия модели и натурны в изогональных режимах должны быть одинаковыми, т.е. $\eta_{Г,М} = \eta_{Г,Н}$.

Наряду с этим, при равенстве $g_m = g_n$ в местах их работы, в изогональных режимах работы должны быть одинаковыми и приведенные величины:

- приведенные расходы

$$\left(\frac{Q}{D_1^2 H^{0,5}} \right)_m = \left(\frac{Q}{D_1^2 H^{0,5}} \right)_n, \text{ т.е. } Q'_{l,m} = Q'_{l,n}; \quad (1.6)$$

- приведенные обороты

$$\left(\frac{n D_1}{H^{0,5}} \right)_m = \left(\frac{n D_1}{H^{0,5}} \right)_n, \text{ т.е. } n'_{l,m} = n'_{l,n}, \quad (1.7)$$

а также равенство коэффициентов кавитации модели и натуре

$$\sigma_{t,m} = \sigma_{t,n}.$$

Однако на практике это не подтверждается. Все названные выше параметры у натуре оказываются несколько больше, чем у ее модельного аналога ($\eta_{г,н} > \eta_{г,м}$; $Q'_{l,н} > Q'_{l,м}$; $n'_{l,н} > n'_{l,м}$; $\sigma_{т,н} > \sigma_{т,м}$).

Обусловлено это в значительной степени тем, что не удастся обеспечить полное геометрическое подобие модели и ее натурального прототипа. Это относится к величине относительной шероховатости обтекаемых поверхностей проточной части, которая у модели значительно больше, чем у натуре. Не удастся обеспечить полного подобия входных и выходных кромок лопаток направляющего аппарата и, особенно, лопастей рабочего колеса, а также зазоров между вращающимися и неподвижными элементами у модели и ее натурального прототипа. Поэтому при переходе с модели на натуре в изогональных режимах работы гидравлический КПД натуре, как правило, оказывается выше, чем у модели. А это влечет и рост приведенных величин $Q'_{l,н}, n'_{l,н}$, и коэффициента кавитации турбины $\sigma_{т,н}$.

Универсальные характеристики модельных гидротурбин строятся в координатах приведенных величин n'_l, Q'_l , вычисленных через располагаемый напор H , м, определяемый как разность полных удельных энергий на входе и выходе из гидротурбины:

$$H = \left(\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (1.8)$$

Если же приведенные величины определять не через располагаемый напор H , м, а через его полезно используемую гидротурбиной часть $H_T = H\eta_{\Gamma}$, в которой исключены гидравлические потери в проточной части, то в этом случае имелось бы равенство приведенных величин $Q'_{I,M}^* = Q'_{I,H}^*$ и $n'_{I,M}^* = n'_{I,H}^*$.

Но так как на практике $\eta_{\Gamma,M} > \eta_{\Gamma,H}$, то приведенные величины модели и натуре в изогональных режимах работы связаны между собой следующими соотношениями:

- модель:

$$n'_{I,M}^* = \left(\frac{nD_1}{\sqrt{H\eta_{\Gamma}}} \right)_M = \left(\frac{n'_I}{\sqrt{\eta_{\Gamma}}} \right)_M ; \quad (1.9)$$

- натура:

$$n'_{I,H}^* = \left(\frac{nD_1}{\sqrt{H\eta_{\Gamma}}} \right)_H = \left(\frac{n'_I}{\sqrt{\eta_{\Gamma}}} \right)_H . \quad (1.10)$$

В этом случае в изогональных режимах работы имеет место равенство $n'_{I,M}^* = n'_{I,H}^*$, а следовательно, и равенство

$$\left(\frac{n'_I}{\sqrt{\eta_{\Gamma}}} \right)_M = \left(\frac{n'_I}{\sqrt{\eta_{\Gamma}}} \right)_H . \quad (1.11)$$

Отсюда

$$n'_{I,H} = n'_{I,M} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma,H}}{\eta_{\Gamma,M}}} . \quad (1.12)$$

Аналогично для приведенных расходов модели и ее натурального прототипа:

- модель:

$$Q'_{I,M}^* = \left(\frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H\eta_{\Gamma}}} \right)_M = \frac{Q'_{I,M}}{\sqrt{\eta_{\Gamma,M}}} ; \quad (1.13)$$

- натура:

$$Q'_{I,н} = \left(\frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H \eta_{\Gamma}}} \right)_н = \frac{Q'_{I,н}}{\sqrt{\eta_{\Gamma,н}}}. \quad (1.14)$$

В изогональных режимах работы

$$Q'_{I,м} = Q'_{I,н}, \text{ т.е. } \frac{Q'_{I,м}}{\sqrt{\eta_{\Gamma м}}} = \frac{Q'_{I,н}}{\sqrt{\eta_{\Gamma н}}} \quad (1.15)$$

или

$$Q'_{I,н} = Q'_{I,м} \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma н}}{\eta_{\Gamma м}}}. \quad (1.16)$$

Поэтому при пересчете энергетических характеристик модельной гидротурбины на ее натурный прототип следует пользоваться соотношениями (1.12) и (1.16).

2. КАВИТАЦИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ. ВЫБОР ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ОТСАСЫВАНИЯ

Надежный прогноз энергетических характеристик натурной гидротурбины, полученных путем пересчета их с ее модельного прототипа, может быть обеспечен только при условии ее безкавитационной работы в условиях ГЭС. Обеспечивается это только при правильно выбранной допустимой высоте отсасывания $(H_s^{\text{доп}})_м$, что соответствует условию

$$\sigma_{\text{уст}} > \sigma_{\text{т}}.$$

Здесь $\sigma_{\text{уст}}$ — коэффициент кавитации установки, который определяется как

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{B - H_{\text{д}} - H_s}{H}, \quad (2.1)$$

где $B = \left(\frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{\nabla}{900} \right)$ — барометрическое давление, приведенное к местным условиям $\left(\frac{\nabla}{900} \right)$, м вод. ст., а $P_{\text{атм}}$ — атмосферное давле-

ние на уровне моря, $\frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} = 10,33$ м вод. ст.; $H_{\text{д}}$ — давление насыщенных паров, м вод. ст.; H_s — высота отсасывания, м; H — рабочий напор, чаще всего расчетный, м.

Коэффициент кавитации турбины σ_T определяется геометрией, прежде всего лопастной системы рабочего колеса и проточной части в целом, а также режимом работы гидротурбины:

$$\sigma_T = \frac{(w_c^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_c^2) + v_2^2 - v_5^2}{2gH} - \sum_c^5 \frac{h_w}{H}. \quad (2.2)$$

Здесь индексом c обозначена точка «С» — условное место минимального давления на линии тока поверхности лопасти рабочего колеса; индекс 2 обозначает точку «2» — выход из рабочего колеса, а индекс 5 — точку «5» — выход из отсасывающей трубы; w_c и w_2 — относительные скорости потока, м/с; u_c и u_2 — переносные скорости, м/с; v_2 и v_5 — абсолютные скорости, м/с; $\sum_c^5 \left(\frac{\Delta h_w}{H} \right)$ — относительные потери энергии в проточной части на участке «С—5».

В данном случае масштабный эффект при переходе с модели по натуре приводит к росту коэффициентов кавитации натурной турбины, т.е. $\sigma_{T,н} > \sigma_{T,м}$. Поэтому для обеспечения бескавитационной работы гидротурбины на ГЭС необходимо вводить поправку или так называемый запас по кавитационному коэффициенту $\Delta\sigma_T$. Этот запас в конкретной турбинной установке на ГЭС реализуется в виде дополнительного заглубления гидротурбины на величину $\Delta H_s = \Delta\sigma_T H_p$.

Необходимость в запасе по кавитации в натуральных условиях на ГЭС обусловлена рядом причин, некоторые из них уже были отмечены выше. Но есть еще одна причина, которая обусловлена методом косвенного экспериментального определения σ_T по так называемым срывным характеристикам $\eta_T(\sigma_T)$ модельных гидротурбин. По виду эти характеристики весьма разнообразны и обусловлено это многими условиями, и в частности быстроходностью гидротурбины и связанной с ней геометрией лопастных систем рабочих колес, режимом работы гидротурбины, содержанием паров или воздуха в воде и др. На рис. 2.1 показаны некоторые характерные виды срывных характеристик.

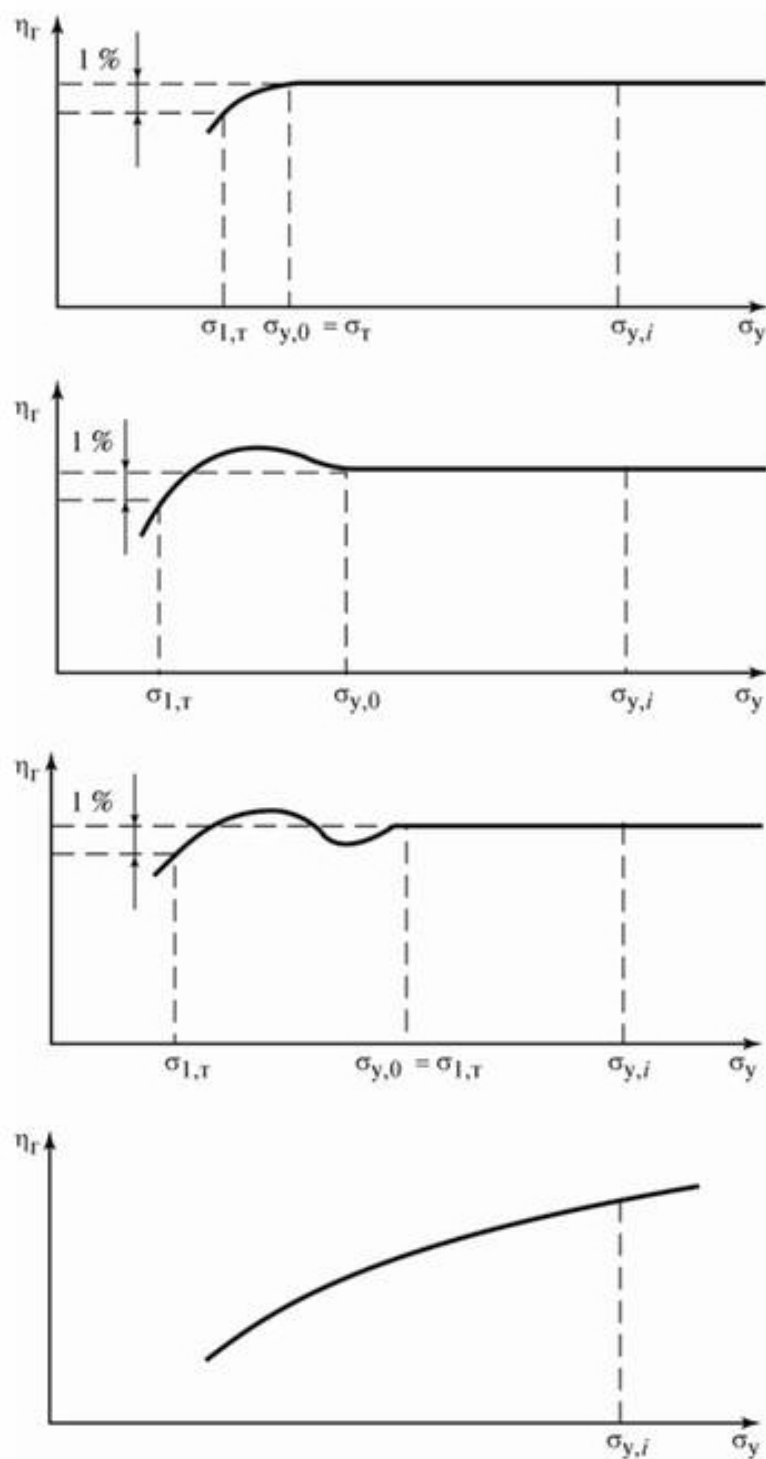


Рис. 2.1. Виды срывных кавитационных характеристик

На графиках отмечено значение коэффициента кавитации установки $\sigma_{y,i}$, начиная с которого в потоке визуально обнаруживаются кавитационные пузырьки. Следующее характерное значение $\sigma_{y,0}$ — это критическое значение коэффициента кавитации установки, начиная с которого начинает меняться гидравлический КПД гидротурбины. Это

значение чаще всего принимают за коэффициент кавитации турбины ($\sigma_{y,0} = \sigma_{l,t}$). В некоторых случаях в качестве коэффициента кавитации турбины принимается второе критическое значение коэффициента кавитации установки $\sigma_{l,t}$, за которым гидравлический КПД гидротурбины снижается на 1 % по сравнению с исходным значением в этом режиме работы.

Выбирая допустимую высоту отсасывания $H_s^{\text{доп}}$ с учетом запаса ($\Delta\sigma_T$) по кавитации, рекомендуем пользоваться табл. 2.1, в которой приведены значения $\Delta\sigma_T$ в зависимости от напора H . Следует обратить внимание на то, что этот запас $\Delta\sigma_T$ увеличивается по мере роста быстроходности низконапорных гидротурбин.

Таблица 2.1

Запас по кавитации в зависимости от располагаемого напора

$H, \text{ м}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\Delta\sigma_T$	0,15	0,075	0,05	0,04	0,030	0,027	0,215	0,20	0,018	0,016
$H, \text{ м}$	120	140	160	180	200	250	300	400	—	—
$\Delta\sigma_T$	0,013	0,011	0,0095	0,0085	0,0075	0,006	0,0050	0,004	—	—

Обусловленное этим запасом дополнительное заглубление гидротурбины $\Delta H_s = \Delta\sigma_T H_p$ в широком диапазоне напоров оказывается близким к $\Delta H_s = 1,5 \text{ м}$.

Определяя отметку заглубления гидротурбины на ГЭС, важно правильно установить отметку так называемой характерной плоскости, от которой отсчитывается высота отсасывания $H_s^{\text{доп}}$. Эта плоскость, с одной стороны, должна находиться вблизи вероятной зоны возникновения кавитации в проточной части гидротурбины, но лежать несколько выше нее (этим обеспечивается тоже запас по кавитации), а с другой стороны — она должна быть привязана к некоторому характерному сечению проточной части гидротурбины.

Так, у вертикальных осевых гидротурбин эта плоскость $\nabla z_{x,п}$ совпадает с осью поворота лопасти $\nabla z_{x,п} = 0$; у радиально-осевых (РО) и диагональных ПЛД (ПрД) гидротурбин она располагается на середине высоты направляющего аппарата $\nabla z_{x,п} = b_0 / 2$, а у горизонтальных капсульных (ГК) она совпадает с верхней периферийной точкой лопастей рабочего колеса $\nabla z_{x,п} = D_1 / 2$.

Учитывая все выше указанное, допустимая высота отсасывания гидротурбины на ГЭС определяется соотношением

$$H_s^{\text{доп}} = 10,33 - \frac{\nabla}{900} - H_d - \sigma_T H_p - \Delta\sigma_T H_p - \nabla z_{\text{х.п.}} \quad (2.3)$$

Это выражение иногда упрощают, используя соотношения:

$$\frac{P_{\text{атм}}}{\rho g} - H_d \cong 10,0 \text{ м вод.ст.}$$

и $\Delta\sigma_T H_p \cong 1,5 \text{ м.}$

Тогда формула для расчета допустимой высоты отсасывания гидротурбины примет вид

$$H_s^{\text{доп}} = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H_p - 1,5 - \nabla z_{\text{х.п.}} \quad (2.4)$$

При выполнении курсовой работы можно пользоваться одной из двух формул для определения $H_s^{\text{доп}}$, м.

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИН

Гидротурбины по отдельным характерным энергетическим признакам подразделяются на классы, системы и типы.

По конструктивным признакам гидротурбинные установки бывают открытые и закрытые; по положению вала гидроагрегата — вертикальные и горизонтальные; по размерам и мощности — крупные, средние и малые гидротурбины.

Энергия потока воды в гидротурбине преобразуется в полезно используемую энергию ее рабочим колесом и посредством вала передается ротору генератора. Эта полезно используемая энергия представляет разность полных удельных энергий потока перед и за рабочим колесом:

$$H = \left(\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \underbrace{\frac{P_1 - P_2}{\rho g} + (z_1 - z_2)}_{\text{П}} + \underbrace{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}}_{\text{К}} \quad (3.1)$$

Здесь индексы 1 и 2 обозначают точки «1» и «2», которые лежат на линии тока соответственно на входе и выходе из рабочего колеса; P_1 и P_2 — статическое давление в потоке, Па; z_1 и z_2 — геометриче-

ская высота, отсчитываемая от условной плоскости до рассматриваемых точек, м; v_1 и v_2 — абсолютная скорость потока, м/с; Π — потенциальная часть энергии потока; K — кинетическая часть энергии потока.

В зависимости от рода используемой гидротурбиной энергии потока они делятся на два класса: реактивные и активные.

В проточной части реактивной гидротурбины используются и потенциальная, и кинетическая энергии потока, а у активных — только кинетическая составляющая полной энергии потока.

Характеристикой использования видов энергии потока гидротурбиной служит коэффициент реактивности, который представляет отношение потенциальной части энергии потока к полной удельной энергии потока:

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) + (z_1 - z_2)}{\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) + (z_1 - z_2) + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right)} = \frac{\Pi}{\Pi + K} = \frac{\Pi}{H}. \quad (3.2)$$

У реактивных гидротурбин $\Pi > 0$, так как $P_1 > P_2$ и $z_1 > z_2$ (у вертикальных). А у активных — $\Pi = 0$, так как $P_1 = P_2$; $z_1 = z_2$.

У реактивных гидротурбин коэффициент реактивности $\varepsilon \geq 0,5$ и он увеличивается по мере роста быстроходности гидротурбин ($0,5 \leq \varepsilon \leq 1,0$).

Из отмеченного следует, что реактивные гидротурбины полнее, чем активные, используют энергию потока, поэтому у них и гидравлический КПД выше.

На рис. 3.1 показаны диаграммы преобразования энергии потока в проточной части реактивной и активной гидротурбин.

Классы гидротурбин подразделяются на системы в зависимости от направления потока в рабочем колесе по отношению к его оси вращения, а также от возможности регулировать расход (мощность) его же лопастями. Исходя из этого, имеются системы реактивных гидротурбин: радиально-осевые (РО); диагональные (поворотно-лопастные (ПЛД) и пропеллерные (ПрД)); осевые вертикальные (поворотно-лопастные (ПЛ) и пропеллерные (Пр)); осевые горизонтальные (поворотно-лопастные (ПЛ-ГК) и пропеллерные (Пр-ГК)).

Классификация гидротурбин

Классы гидро-турбин	Реактивные гидротурбины				Активные гидротурбины			
Системы гидротурбин	Радиально-осевые (РО) Френсис (1847—1849)	Напор H от 30 до 1000 м Диаметр рабочих колес $D_1 \leq 9,5$ м Мощность $N \leq 1300$ МВт			Ковшовые Пельтон (1880)	Напор $300 \leq H \leq 2000$ м Диаметр рабочих колес $D_1 \leq 6,0$ м Мощность N до 315 МВт		
	Диагональные В.С. Квятковский (1950)	Поворотно-лопастные (ПЛД)	Напор H от 25 до 230 м Диаметр рабочих колес $D_1 \leq 9,0$ м Мощность N до 1300 МВт			Наклонно-струйные Тюрго (1919)	Напор $10 \leq H \leq 400$ м Мощность N до 4 МВт	
		Пропеллерные (ПрД)						
	Осевые вертикальные В. Каплан (1912—1914)	Поворотно-лопастные (Пл)	Напор H от 2 до 80 м Диаметр рабочих колес $D_1 \leq 11,0$ м Мощность N до 350 МВт		Напор $10 \leq H \leq 150$ м Мощность N до 0,3 МВт			
	Осевые Горизонтальные Капсульные	Поворотно-лопастные (ПЛ-ГК)	Напор H от 3 до 25 м Диаметр рабочих колес $D_1 \leq 10,6$ м Мощность N до 50 МВт		Двукратные Банки (1918)			
Пропеллерные (ПР-ГК)								
Типы гидро-турбин		Тихоходные	Нормальные	Быстроходные		Тихоходные	Нормальные	Быстроходные
	Радиально-осевые	$n_s = 60 \div 150$	$n_s = 150 \div 250$	$n_s = 250 \div 400$	Ковшовые	$n_s = 4 \div 10$	$n_s = 14 \div 18$	$n_s = 20 \div 26$
	Диагональные	$n_s = 180 \div 230$	$n_s = 230 \div 330$	$n_s = 330 \div 450$	Наклонно-струйные	$n_s = 25 \div 35$	$n_s = 35 \div 45$	$n_s = 45 \div 60$
	Осевые	$n_s = 300 \div 450$	$n_s = 450 \div 700$	$n_s = 700 \div 1100$	Двукратные	$n_s = 30 \div 50$	$n_s = 50 \div 75$	$n_s = 75 \div 100$
Конструктивные признаки	Открытые, закрытые; вертикальные, горизонтальные; крупные, средние, малые				Односопловые, многосопловые; одноколесные, многоколесные; вертикальные, горизонтальные; крупные, средние, малые			

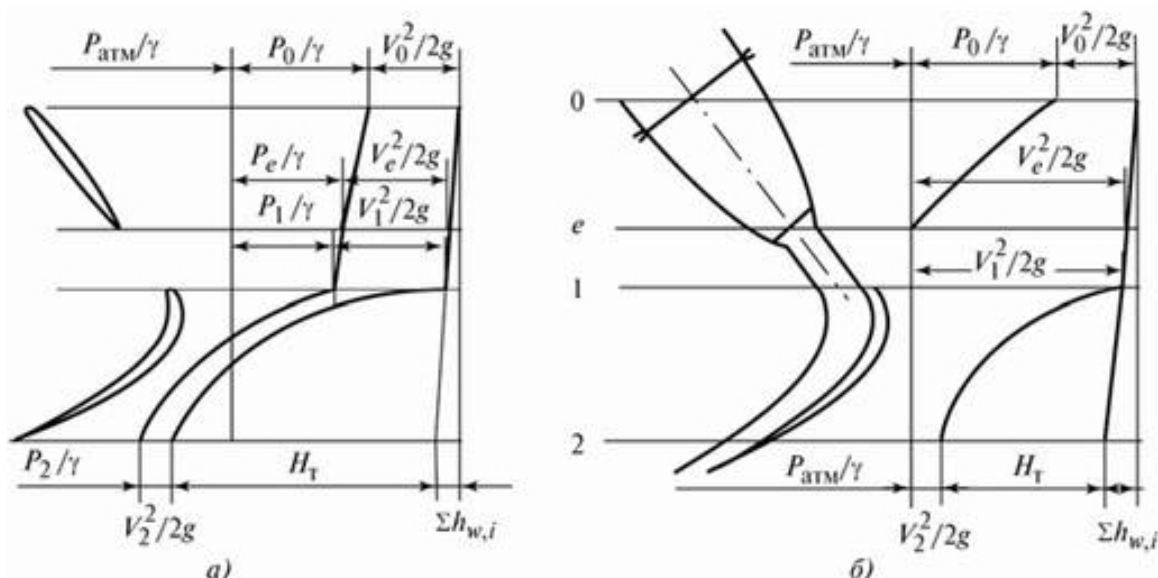


Рис. 3.1. Диаграммы преобразования энергии потока в гидротурбинах:
 а — реактивная турбина; б — активная гидротурбина

В свою очередь каждая из систем гидротурбин подразделяется на типы в зависимости от величины коэффициента быстроходности (n_s), который определяется геометрией проточной части.

В табл. 3.1 приведены конкретные параметры, которые положены в основу классификации гидротурбин.

4. НОМЕНКЛАТУРА РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИН

Параметры каждой ГЭС индивидуальны и определяются они режимом водотока реки и береговым рельефом, который часто и определяет величину возможного максимального напора $H_{\max}$. Это приводит к тому, что и гидротурбины почти для каждой ГЭС индивидуальны. Поэтому, учитывая большое разнообразие параметров гидротурбинных установок, проводится работа по унификации и нормализации гидротурбин, что позволяет придать гидротурбиностроению в определенной мере характер серийности. С этой целью разрабатывается отраслевой стандарт так называемая номенклатура для каждого класса и системы гидротурбин. Эти номенклатуры время от времени уточняются и обновляются.

В настоящее время действуют номенклатуры на гидротурбины для ГЭС:

- вертикальные осевые поворотно-лопастные (ОСТ 108.023.15—82);
- вертикальные поворотно-лопастные диагональные (ОСТ 108.023.109—85);

- вертикальные радиально-осевые (ОСТ 108.023.15—82)
- горизонтальные капсульные (ОСТ 108.023.107—85).

Сущность номенклатуры заключается в том, что весь практически используемый у нас диапазон напоров от 2 до 600 м разбивается на участки, обслуживаемые наименьшим числом нормальных классов, систем и типов гидротурбин. При этом важным является вопрос минимально необходимого количества серий данной системы гидротурбин, покрывающего все номенклатурное поле H , м — N , кВт. Под серией понимается набор геометрически подобных гидротурбин одной системы, но разных размеров. Каждая серия характеризуется определенным значением оптимального коэффициента быстроходности $n_s^{\text{опт}}$.

Выбирая минимально необходимый набор серий, нужно стремиться к тому, чтобы при этом падение КПД не превышало $1 \div 1,5$ %. Исходя из этого, устанавливается ряд напоров в диапазоне применения каждой системы реактивных гидротурбин:

$$n_{s,i+1}^{\text{опт}} = \chi n_{s,i}^{\text{опт}} = (1,18 \div 1,12) n_{s,i}^{\text{опт}} \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5 \dots).$$

Кроме того, необходимо принять экономически допустимую величину заглубления гидротурбины $H_s^{\text{доп}}$, м. Для поворотно-лопастных осевых и диагональных гидротурбин принято $H_s^{\text{доп}} = -(10 \div 11)$ м. Таким образом получены напорные ряды в действующих номенклатурах гидротурбин. При этом важно обеспечить стыковку границ напоров не только различных систем гидротурбин, но и перекрытие этих границ на $2 \div 3$ диапазона предельных напоров.

Основным размером проточной части реактивной гидротурбины является диаметр рабочего колеса D_1 . Это позволяет унифицировать и придать характер серийности некоторым деталям, узлам и механизмам (в частности, механизм поворота направляющего аппарата) гидротурбины. С этой целью принят стандартный ряд номинальных диаметров рабочих колес гидротурбин различных систем D_1 , мм: 1250; 1400; 1600; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600; 6000; 6300; 6700; 7100; 7500; 8000; 8500; 9000; 9500; 10000; 10600.

При этом в номенклатуре указаны рекомендации относительно границ использования минимального $D_{1\text{min}}$ и максимального значения $D_{1\text{max}}$ диаметров рабочих колес различных систем. Так, для верти-

кальных радиально-осевых гидротурбин $1250 \leq D_1 \leq 9000$; диагональных вертикальных $1800 \leq D_1 \leq 9000$; осевых вертикальных $1800 \leq D_1 \leq 10600$ и горизонтальных капсульных $3550 \leq D_1 \leq 10600$.

Горизонтальные осевые гидротурбины с диаметром рабочего колеса меньше, чем 3550 мм делаются с вынесенным из проточной части генератором.

Принята стандартная маркировка каждой из гидротурбин, которая включает в себя величину предельного напора $H_{\text{пред}}$, положение оси гидроагрегата (В или Г), диаметр рабочего колеса D_1 , см, а для диагональных гидротурбин и угол наклона осей поворота лопастей рабочего колеса ($\theta = 60^\circ; 45^\circ; 30^\circ$). В маркировке может быть указан номер рабочего колеса, присваиваемый его разработчиком.

Примеры условного обозначения гидротурбин

Горизонтальная капсульная на предельный напор $H_{\text{пред}} = 15$ м с диаметром рабочего колеса $D_1 = 500$ см

ПЛ 15-ГК-500.

Эта же гидротурбина, но с номером рабочего колеса

ПЛ 15/826-ГК-500.

Осевая вертикальная поворотной-лопастная на предельный напор $H_{\text{пред}} = 20$ м с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1060$ см

ПЛ 20-В-1060.

С номером рабочего колеса

ПЛ 20/811-В-1060.

Диагональная вертикальная поворотной-лопастная на предельный напор $H_{\text{пред}} = 70$ м с углом наклона осей поворота лопастей рабочего ко-

леса $\theta = 60^\circ$ и с номинальным диаметром рабочего колеса $D_1 = 600$ см

ПЛД 70-В60°-600.

С номером рабочего колеса

ПЛД 70/4011^а-В60°-600.

Радиально-осевая вертикальная на предельный напор $H_{\text{пред}} = 170$ м с диаметром рабочего колеса $D_1 = 500$ см

РО 170-В-500.

С номером рабочего колеса
РО 170/821-B-500.

Ковшовая вертикальная гидротурбина на предельный напор $H_{\text{пред}} = 1500$ м с числом сопел $z_c = 6$ и номинальным диаметром $D_1 = 250$ см; с номером рабочего колеса 461
К 1500/461 В6-250.

5. ПЕРЕСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КПД МОДЕЛЬНОЙ РЕАКТИВНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ЕЕ НАТУРНЫЙ ПРОТОТИП

Гидравлический КПД гидротурбины представляет отношение полезной мощности N_r , воспринятой гидротурбиной от потока, к расходуемой мощности на входе в гидротурбину N :

$$\eta_r = \frac{N_r}{N}. \quad (5.1)$$

При соблюдении геометрического, кинематического и динамического подобия, когда $Re_m = Re_n$, гидравлический КПД модели и натурности могли бы быть одинаковыми ($\eta_{r,m} = \eta_{r,n}$). Однако на практике, как уже было отмечено выше, эти условия выдерживаются не в полном объеме. В итоге гидравлический КПД натурной гидротурбины, как правило, оказывается выше, чем у ее модельного прототипа. Этому вопросу уделяется много внимания и предложено несколько формул пересчета гидравлического КПД при переходе с модели на натуру. При разработке этих формул исходят из того, что не все гидравлические потери в гидротурбине зависят от числа Рейнольдса. Имеется группа потерь, относительная величина которых в изогональных режимах работы остается практически одинаковой у модели и натурности. Это так называемые непересчитываемые потери. К ним относятся по-

тери на выходе из отсасывающей трубы $\left(\frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} \right)$ и некоторые виды

концевых потерь в рабочем колесе гидротурбины. Поэтому в формулах пересчета важно более или менее правильно установить пропорции между пересчитываемыми, зависящими от числа Рейнольдса Re , и непересчитываемыми гидравлическими потерями, а также степень зависимости пересчитываемых потерь от числа Рейнольдса.

Далее будем придерживаться рекомендаций международного стандарта CEI/IEC 60193: 1999, который рекомендует рассчитывать увеличение гидравлического КПД в изогональных режимах работы при переходе с модели на натуру по формуле

$$(\Delta\eta_{\Gamma})_{\text{м} \rightarrow \text{н}} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{м}}} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{н}}} \right)^{0,16} \right]. \quad (5.2)$$

Здесь

$$\text{Re}_{\text{м}} = \frac{D_{\text{лм}}(gH)_{\text{м}}^{0,5}}{\nu_{\text{м}}} \text{ — число Рейнольдса модели;}$$

$$\text{Re}_{\text{н}} = \frac{D_{\text{лн}}(gH)_{\text{н}}^{0,5}}{\nu_{\text{н}}} \text{ — число Рейнольдса натуре;}$$

$\text{Re}_{\text{ref}} = 7 \cdot 10^6$ — базовое значение числа Рейнольдса для гидротурбины; δ_{ref} — относительная величина пересчитываемых гидравлический потерь, соответствующая базовому значению числа Рейнольдса $\text{Re}_{\text{ref}} = 7 \cdot 10^6$, и пересчитывается по формуле

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\Gamma, \text{м}}^{\text{опт}}}{\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{м}}^{\text{опт}}} \right)^{0,16} + \left(\frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}} \right)}. \quad (5.3)$$

Здесь V_{ref} — коэффициент распределения пересчитываемых потерь при $\text{Re}_{\text{ref}} = 7 \cdot 10^6$ (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Значения V_{ref} для различных гидротурбин

Система гидротурбины	V_{ref}
Радиально-осевая (Френсис)	0,7
Осевая (Каплан) и диагональная (Квятковский) поворотнo-лопастные	0,8
Осевая и диагональная пропеллерные	0,7

Относительная величина непересчитываемых потерь во всем диапазоне гарантированных КПД принимается постоянной:

$$\delta_{n,s,m}^{\text{опт}} = \left[\left(1 - \eta_{\Gamma}^{\text{опт}} \right)_m - \delta_{ref} \right] = \text{const} = \delta_{n,s,n}^{\text{опт}}.$$

Преобразуем формулу (5.2) к более удобному для пользования виду:

$$\begin{aligned} (\Delta\eta_{\Gamma})_{m \rightarrow n} &= \frac{\left(1 - \eta_{\Gamma,m}^{\text{опт}} \right)}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_m^{\text{опт}}} \right)^{0,16} + \left(\frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}} \right)} \cdot \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_m} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_n} \right)^{0,16} \right] = \\ &= V^{\text{опт}} \left(1 - \eta_{\Gamma,m}^{\text{опт}} \right) \left[\left(\frac{Re_m^{\text{опт}}}{Re_m} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_m^{\text{опт}}}{Re_n} \right)^{0,16} \right]. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Здесь

$$V^{\text{опт}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{Re_m^{\text{опт}}}{Re_{ref}} \right)^{0,16} \cdot \left(\frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}} \right)} \quad (5.5)$$

— коэффициент распределения пересчитываемых гидравлических потерь в оптимальном режиме работы модельной гидротурбины, соответствующий числу Рейнольдса в оптимальном режиме $Re_m^{\text{опт}}$. Если $Re_m^{\text{опт}} = Re_{ref}$, тогда $V_m^{\text{опт}} = V_{ref}$, а если $Re_m^{\text{опт}} \neq Re_{ref}$, тогда новый коэффициент распределения $V^{\text{опт}}$ нужно пересчитать по формуле (5.5).

По формуле (5.4) можно вычислить увеличение гидравлического КПД $(\Delta\eta_{\Gamma})_{m \rightarrow n}$ для всех изогональных режимов работы.

Гидравлический КПД натурной гидротурбины в любом изогональном режиме работы определяется как сумма соответствующих КПД модели $\eta_{\Gamma,m}$ и увеличения КПД

$$\eta_{\Gamma,n} = \eta_{\Gamma,m} + (\Delta\eta_{\Gamma})_{m \rightarrow n}. \quad (5.6)$$

Если энергетическая универсальная характеристика модельной гидротурбины получена при постоянном напоре $H_m = \text{const}$, а также при близкой к постоянной температуре воды (при этом $v_m = \text{const}$), то это значит, что испытания модельной гидротурбины выполнены при

постоянном числе Рейнольдса $Re_M = \text{const}$. В этом случае увеличение КПД при переходе с модели на натуру можно рассчитать по формуле

$$(\Delta\eta_{\Gamma})_{M \rightarrow H} = V_M^{\text{опт}} (1 - \eta_{\Gamma, M}^{\text{опт}}) \left\{ 1 - \left[\left(\frac{g_M H_M}{g_H H_H} \right)^{0,5} \frac{D_{1, M} v_H}{D_{1, H} v_M} \right]^{0,16} \right\}. \quad (5.7)$$

Выполняя курсовую работу по выбору гидротурбины на заданные параметры ГЭС, можно пользоваться формулой (5.7).

В случае, когда на универсальной характеристике указан диапазон напоров, при котором были выполнены испытания модели, тогда при расчете Re_M можно употребить среднеарифметическое значение напора $H_{\text{ср}}$. При этом приращение КПД $(\Delta\eta_{\Gamma})_{M \rightarrow H}$ определяется в оптимальном режиме работы и принимается одинаковым во всем диапазоне гарантированных режимов работы натурной гидротурбины:

$$\eta_{\Gamma, H_i} = \eta_{\Gamma, M_i} + (\Delta\eta_{\Gamma})_{M \rightarrow H}. \quad (5.8)$$

Если же универсальная характеристика модельной гидротурбины была получена при различных числах Рейнольдса $Re_H = \text{var}$, а натурная гидротурбина работает во всем диапазоне режимов с постоянным числом Рейнольдса $Re_H = \text{const}$, тогда пересчет гидравлического КПД следует производить по формуле

$$(\Delta\eta_{\Gamma})_{M_i \rightarrow H} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_{M_i}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_H} \right)^{0,16} \right]. \quad (5.9)$$

При этом гидравлический КПД натуре в различных режимах работы будет определяться по формуле

$$\eta_{\Gamma, H_i} = \eta_{\Gamma, M_i} + (\Delta\eta_{\Gamma})_{M_i \rightarrow H}. \quad (5.10)$$

6. РАСЧЕТНОЕ ЗАДАНИЕ «ВЫБОР ГИДРОТУРБИНЫ ДЛЯ ГЭС». СОДЕРЖАНИЕ ЭТАПОВ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Для ГЭС с напорами: $H_{\text{max}} =$ м; $H_{\text{рас}} =$ м;
 $H_{\text{min}} =$ м — выбрать реактивную гидротурбину мощностью
 $N =$ кВт, при расчетном напоре и ориентировочной вы-

соте отсасывания $H_s^{\text{доп}} =$ м. Определить диаметр рабочего колеса, синхронную частоту вращения и фактическую высоту отсасывания в расчетном режиме работы гидротурбины.

Отметки уровней воды в нижнем бьефе ГЭС:

- расчетная $\nabla \text{НУ}_{\text{рас}} =$ м;
- максимальная $\nabla \text{НУ}_{\text{max}} =$ м;
- минимальная $\nabla \text{НУ}_{\text{min}} =$ м.

Показатели качества базовой гидротурбины:

1. Диаметр рабочего колеса	$D_l =$	м
2. Высота отсасывания	$H_s^{\text{доп}} =$	м
3. Частота вращения	$n =$	об/мин
4. КПД гидравлический, максимальный	$\eta_{г, \text{max}} =$	%
5. КПД гидравлический в расчетной точке	$\eta_{г.р.т} =$	%
6. Ширина блока	$B_{\text{бл}} =$	м
7. Отметка дна отсасывающей трубы	$\nabla_{\text{дна от}} =$	м
8. Масса гидротурбины	$G_T =$	т

По совокупности показателей качества рассмотренных и базовой гидротурбин выбрать одну из них. Для выбранной гидротурбины построить рабочие характеристики $\eta_{г.н}(N)$; $Q_n(N)$; $H_s(N)$ и вспомогательные характеристики $\alpha_0(N)$, $\phi(N)$ и на их основе построить эксплуатационную, напорно-мощностную характеристики.

Начертить габаритный эскиз гидротурбинной установки и рассчитать отметку высотного положения гидротурбины на ГЭС. Расчет оформить в виде расчетно-пояснительной записки (см. п. 6.2.3) с приложением графиков характеристик и эскиза установки.

6.1. Этап I. Выбор системы и типа гидротурбины

Отбор гидротурбин для рассмотрения их показателей качества в условиях работы на данной ГЭС производится по универсальным характеристикам модельных гидротурбин, предельные напоры которых соответствуют максимальному напору, указанному в задании, т.е.

$$H_{\text{max}} \leq H_{\text{пред}}.$$

Предварительный отбор универсальных характеристик модельных гидротурбин для рассмотрения их в условиях данной ГЭС ориентировочно следует делать так. Например, для ГЭС с $H_{\max} = 6,9$ м следует рассмотреть горизонтальную капсульную осевую гидротурбину ПЛ 7-ГК и вертикальную осевую ПЛ 10-В; если $H_{\max} = 43,5$ м, тогда следует рассмотреть осевую вертикальную ПЛ 50-В, диагональную вертикальную с углом наклона осей поворота лопастей $\theta = 60^\circ$ ПЛД50-В60° и радиально-осевую РО 45-В; при $H_{\max} = 121,7$ м следует рассмотреть диагональную вертикальную с углом наклона осей поворота лопастей $\theta = 45^\circ$ ПЛД 140-В-45° и радиально-осевую РО 140-В и т.п.

Заданную мощность N , кВт, гидротурбина должна обеспечить, по возможности, меньшим размером рабочего колеса D_1 , большей синхронной частотой вращения n_c (при этом будет меньше размер и вес генератора) при допустимой высоте отсасывания соответствующей заданной с точностью $\pm 0,5$ м.

6.1.1. Определение основных параметров

1. Первым из конструктивных параметров гидротурбины определяется диаметр ее рабочего колеса D_1 . Для его вычисления нужно в поле универсальных характеристик рассматриваемых модельных гидротурбин наметить, в первом приближении, так называемую расчетную точку (Q'_1 и $\eta_{г.м}$). Эта точка должна лежать на линии приведенных оборотов ($n'_1 \geq n'_{1,опт}$) и правее оптимального значения $Q'_{1,опт}$ на 15—20 %. Положение расчетной точки на этой линии определяется величиной коэффициента кавитации турбины σ_T , получаемой расчетом, исходя из заданной высоты отсасывания H_s , м, при расчетном напоре H_p , м:

$$\sigma_T = \frac{10 - \frac{\nabla}{900} - H_s^{\text{доп}} - \Delta\sigma_T H_p}{H_p}. \quad (6.1)$$

Здесь $\Delta\sigma_T H_p \cong 1,5$ м — запас по кавитации. Этому значению σ_T на линии $n'_1 \geq n'_{1,опт}$ соответствуют значения $Q'_{1р.т}$, м³/с, и $\eta_{г.мр.т}$, кото-

рые принимаются для предварительного определения диаметра рабочего колеса натурной гидротурбины.

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81 \cdot Q'_{I.p.t} \cdot \eta_{г.м.р.т} \cdot H_p^{\frac{3}{2}}}}. \quad (6.2)$$

Полученное значение D_1 округляется до ближайшего стандартного, лучше в меньшую сторону; в некоторых случаях целесообразно рассмотреть оба значения D_1 и большее, и меньшее.

2. Для принятых значений D_1 , м, (для всех рассматриваемых вариантов гидротурбин) определяется увеличение гидравлического КПД при переходе от модели к натуре по формуле

$$(\Delta\eta_g)_{m \rightarrow n} = V^{opt} (1 - \eta_g^{opt}) \left\{ 1 - \left[\left(\frac{g_m H_m}{g_n H_n} \right)^{0,5} \cdot \frac{D_{1,m}}{D_{1,n}} \cdot \frac{v_n}{v_m} \right]^{0,16} \right\}. \quad (6.3)$$

Гидравлический КПД натуральных гидротурбин определяется по формуле

$$\eta_{г.н} = \eta_{г.м} + (\Delta\eta_g)_{m \rightarrow n}. \quad (6.4)$$

3. Синхронная частота вращения гидроагрегата n_c , об/мин, предварительно определяется на базе $n'_{I,m} = \text{const}$, где находится расчетная точка, но с учетом поправки на КПД натуры:

$$n = \frac{n'_{I,m} \cdot \sqrt{H_p}}{D_{1,n}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}}; \quad m = \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}}. \quad (6.5)$$

Полученное значение n , об/мин, округляется до ближайшей синхронной частоты вращения, лучше в большую сторону.

Приняв синхронную частоту n_c , об/мин, уточняем расчетную приведенную частоту $n'_{I,p}$:

$$n'_{I,p} = \frac{n_c \cdot D_{1,n}}{\sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}} \cdot H_p}}. \quad (6.6)$$

Желательно, чтобы новое значение $n'_{I,p} \geq n'_{I,ом}$. Если это не так, то

После того как приняли D_1 , м, и синхронную частоту n_c для каждого из рассматриваемых вариантов гидротурбин, необходимо уточнить положение новой расчетной точки и значение параметров в ней $(Q'_1; \eta_{г.м}; \sigma_{т.м})$ на уточненной линии $n'_{1,р} = \text{const}$. Расчетная точка характеризуется произведением $(Q'_1 \eta_{г.м})_м$, которое определяется так

$$(Q'_1 \eta_{г.м})_{м.р.т} = \frac{N}{9,81 \cdot D_{1,н}^2 \cdot H_p^{3/2} (\eta_{г.о.н} / \eta_{г.о.м})^{3/2}}, \quad (6.7)$$

где N — номинальная мощность гидротурбины, кВт; D_1 — диаметр рабочего колеса натурной гидротурбины, м; H_p — расчетный напор ГЭС, м; $\eta_{г.о.н}$ — гидравлический КПД натурной гидротурбины в оптимальном режиме работы; $\eta_{г.о.м}$ — тоже для модельной турбины; $Q'_{1,м.р.т}$ — приведенный расход в расчетной точке, м³/с; $\eta_{г.м.р.т}$ — гидравлический КПД модельной гидротурбины в расчетной точке, в относительных единицах ($\eta_{г.м} < 1,0$).

Параметры произведения $(Q'_1 \eta_{г.м})_{м.р.т}$ берутся в одной точке (расчетной) на линии $n'_{1,р} = \text{const}$.

У радиально-осевых гидротурбин расчетная точка должна находиться на линии $n'_{1,р} = \text{const}$ вблизи линии ограничения мощности на универсальной характеристике модельной гидротурбины, но обязательно левее ее. В уточненных расчетных точках каждой из рассматриваемых гидротурбин берутся три параметра: приведенный расход $Q'_{1,м.р.т}$, м³/с, гидравлический КПД $\eta_{г.м.р.т}$ и коэффициент кавитации турбины $\sigma_{т.р.т}$.

5. Далее производится уточнение допустимой высоты отсасывания гидротурбины.

Приняв коэффициент кавитации гидротурбины в уточненной расчетной точке $\sigma_{т.р.т}$, определяется допустимая высота отсасывания гидротурбины на ГЭС по формуле

$$H_s^{\text{доп}} = 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_t H_p - \Delta \sigma_t H_p - \nabla z_{х.пл}. \quad (6.8)$$

Здесь $\Delta\sigma_T$ можно взять из таблицы, но можно принять запас допустимой высоты отсасывания $\Delta H_s = \Delta\sigma_T H_p = 1,5$ м; $\Delta z_{x,пл}$ — отметка характерной плоскости гидротурбины, от которой отсчитывается высота отсасывания $H_s^{доп}$, м.

Уточненная величина $H_s^{доп}$ должна быть близкой к заданной (с точностью $\pm 0,5$ м).

6. Масса гидротурбины определяется в основном диаметром рабочего колеса D_1 , м, и величиной максимального напора H_{max} , м. С диаметром рабочего колеса пропорционально связаны все основные размеры гидротурбины, а напряжение в элементах конструкции определяется величиной максимального напора.

Точную массу гидротурбины можно установить на основании ее рабочего проекта. Однако проекты гидротурбин, разработанные на одинаковые параметры разными конструкторскими бюро, нередко дают различающиеся между собой массы.

Выполняя курсовую работу, для сравнения масс рассматриваемых вариантов гидротурбин можно пользоваться эмпирическими формулами.

Массу осевой вертикальной поворотной-лопастной гидротурбины G , т, с бетонной спиральной камерой можно вычислить по формуле

$$G_{т.б.сп}^{пл} = 1,15(D_1)^{2,6} \cdot (H_{max})^{0,35}. \quad (6.9)$$

Масса осевой вертикальной поворотной-лопастной гидротурбины с металлической спиральной камерой можно оценить с помощью следующих соотношений:

- масса металлической спиральной камеры

$$G_{т.м.сп}^{пл} \cong 0,3G_{т.б.сп}^{пл} \quad (6.10)$$

- общая масса гидротурбины с металлической спиральной камерой

$$G_T^{пл} = G_{т.б.сп}^{пл} + G_{т.сп.к}^{пл} \cong 1,3G_{т.б.сп}^{пл}; \quad (6.11)$$

- масса диагональной вертикальной поворотной-лопастной гидротурбины

$$G_T^{дпл} = 1,4 D_1^{2,7} \cdot H_{max}^{0,35}. \quad (6.12)$$

Масса радиально-осевой вертикальной гидротурбины

$$G_T^{po} = 1,4 D_1^{2,6} \cdot H_{max}^{0,35} \quad (6.13)$$

Масса горизонтальной капсульной осевой поворотно-лопастной гидротурбины ориентировочно может быть определена по формуле

$$G_T^{гк} = D_1^{2,6} \cdot H_{max}^{0,35}$$

Все, выше рассчитанные параметры каждого из рассматриваемых вариантов гидротурбин, для удобства их сравнения целесообразно представить в табличной форме (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Основные параметры рассматриваемых гидротурбин

№ варианта	Марка гидротурбины	D_1 , м	n_c , об/мин	$H_s^{доп}$, м	$\eta_{г, max}$, %	$\eta_{г.р.т}$, %	$B_{бл}$, м	G_T , т	∇ дна отсасывающей трубы, м
1									
2									
3									

Выбор гидротурбины для ГЭС производится на основе анализа обобщенных показателей качества каждого из рассматриваемых вариантов.

6.1.2. Оценка уровня качества гидротурбин

Государственный стандарт устанавливает следующую номенклатуру основных групп показателей качества: показатели назначения; показатели надежности; эргономические показатели; эстетические показатели; показатели технологичности; показатели транспортабельности; показатели стандартизации и унификации; патентно-правовые показатели; экологические показатели; показатели безопасности.

Хотя экономические показатели качества непосредственно не входят в номенклатуру показателей качества, предусмотренную ГОСТ, при оценке уровня качества они учитываются.

Выполняя курсовую работу, мы не располагаем всей номенклатурой перечисленных выше показателей качества, которые оказываются определяющими при выборе лучшей гидротурбины. Эти показатели качества взяты из двух групп показателей качества: показателей назначения и экономических показателей.

Показатели назначения

1. Диаметр рабочего колеса D_1 , м.

2. Частота вращения синхронная n_c , об/мин.
3. Допустимая высота отсасывания $H_s^{\text{доп}}$, м.
4. Ширина турбинного блока (ширина спиральной камеры гидротурбины) $B_{\text{бл}}$, м.
5. Отметка дна отсасывающей трубы $V_{\text{дна от}}$, м.

Экономические показатели

1. КПД натурной гидротурбины максимальный $\eta_{\text{г. max}(n)}$, %.
2. КПД натурной гидротурбины в расчетной точке $\eta_{\text{г. р. т}(n)}$, %.
3. Масса гидротурбины G_T , т.

На разных этапах оценки уровня качества предусмотрены три метода: дифференциальный, комплексный и смешанный.

Анализ уровня качества рассматриваемых гидротурбин проводится путем сравнения их показателей качества так называемой базовой гидротурбины.

Выполняя курсовую работу, рекомендуем пользоваться комплексным методом оценки уровня качества гидротурбин.

6.1.3. Комплексный метод оценки уровня качества гидротурбин

Этот метод предусматривает характеризовать уровень качества гидротурбины одним обобщенным интегральным показателем качества.

Обобщенный показатель качества определяется на основе единичных показателей качества как средне взвешенный арифметический показатель качества Q с введением коэффициента весомости m_i для каждого показателя качества:

$$Q = \frac{\sum_{i=1}^n m_i q_i}{\sum_{i=1}^n m_i}. \quad (6.14)$$

Здесь q_i — относительный i -й показатель качества.

Дифференциальные относительные показатели качества оцениваемой гидротурбины, отнесенные к соответствующему показателю базовой гидротурбины, определяются следующим образом.

1. Относительный показатель диаметра рабочего колеса гидротурбины

$$q_{D_1} = \frac{D_{1,б}}{D_{1,н}}. \quad (6.15)$$

Здесь $D_{1,б}$ и $D_{1,н}$ — диаметры рабочих колес соответственно базовой и оцениваемой гидротурбин, м.

2. Относительный показатель синхронной частоты вращения рабочего колеса

$$q_{n_c} = \frac{n_{с,н}}{n_{с,б}}. \quad (6.16)$$

Здесь $n_{с,б}$ и $n_{с,н}$ — синхронные частоты базовой и оцениваемой гидротурбин.

3. Относительный показатель высоты отсасывания

$$q_{H_s} = 1 + \frac{H_{s,н} - H_{s,б}}{H_p}. \quad (6.17)$$

Здесь $H_{s,б}$ и $H_{s,н}$ — высоты отсасывания базовой и оцениваемой гидротурбин, м; H_p — расчетный напор оцениваемой гидротурбины, м.

4. Относительный показатель КПД в оптимальном режиме работы гидротурбины

$$q_{\eta, \text{опт}} = \frac{1 - \eta_{г,б}^{\text{опт}}}{1 - \eta_{г,н}^{\text{опт}}}. \quad (6.18)$$

Здесь $\eta_{г,б}^{\text{опт}}$ и $\eta_{г,н}^{\text{опт}}$ — гидравлический КПД базовой и оцениваемой гидротурбин в оптимальных режимах работы.

5. Относительный показатель КПД в расчетной точке

$$q_{\eta, \text{р.т.}} = \frac{1 - \eta_{г,р.т.б}}{1 - \eta_{г,р.т.н}}. \quad (6.19)$$

Здесь $\eta_{г,р.т.б}$ и $\eta_{г,р.т.н}$ — гидравлические КПД базовой и оцениваемой гидротурбин в расчетной точке.

6. Относительный показатель ширины блока

$$q_{бл} = \frac{B_{бл,б}}{B_{бл,н}}. \quad (6.20)$$

Здесь $B_{бл,б}$ и $B_{бл,н}$ — ширина блоков (спиральных камер) базовой и оцениваемой гидротурбин.

7. Относительный показатель массы гидротурбин

$$q_m = \frac{G'_6}{G_n}. \quad (6.21)$$

Здесь G'_6 — масса базовой гидротурбины, пересчитанная на параметры оцениваемой гидротурбины, т.

$$G'_6 = G_6 \left(\frac{D_{1,n}}{D_{1,6}} \right)^m \cdot \left(\frac{H_{n,\max}}{H_{6,\max}} \right)^n, \quad (6.22)$$

где $D_{1,n}$ и $D_{1,6}$ — диаметры рабочих колес оцениваемой и базовой гидротурбин, м; $H_{n,\max}$ и $H_{6,\max}$ — максимальные напоры оцениваемой и базовой гидротурбин, м; m и n — показатели степеней принимают из табл. 6.2.

Таблица 6.2

Показатели степеней для пересчета масс гидротурбин

Гидротурбина	m	n
Осевая поворотнo-лопастная (ПЛ)	2,6	0,35
Диагональная поворотнo-лопастная (ПЛД)	2,7	0,35
Радиально-осевая (РО)	2,6	0,35
Горизонтальная капсульная (ГК)	2,6	0,35

8. Относительный показатель отметки дна отсасывающей трубы гидротурбины

$$q_{\nabla \text{дна}} = \frac{\nabla_{\text{н.дна}}}{\nabla_{\text{б.дна}}}.$$

Здесь $\nabla_{\text{н.дна}}$ и $\nabla_{\text{б.дна}}$ — отметки дна отсасывающих труб базовой и оцениваемой гидротурбин, м.

Для принятых в курсовой работе показателей качества их коэффициенты весомости m_i приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Коэффициенты весомости для показателей качества

	Показатель качества	Коэффициент весомости m_i	
		ПЛ; ПЛД	РО
1.	Диаметр рабочего колеса	1,25	1,25
2.	Частота вращения синхронная	1,10	1,10
3.	Высота отсасывания при $H_{\text{рас}}$	1,01	0,99
4.	Ширина блока (спиральной камеры)	0,70	0,70
5.	КПД гидравлический тах (в оптимальном режиме)	1,35	1,39
6.	КПД гидравлический в расчетном режиме	1,40	1,38
7.	Масса гидротурбины	0,35	0,35
8.	Отметка дна отсасывающей трубы	0,84	0,84

Дифференциальные и обобщенные показатели качества всех оцениваемых гидротурбин надо представить в табличной форме (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Показатели качества оцениваемых гидротурбин

Марка гидро- турбины	q_{D_1}	q_{n_c}	q_{H_s}	$q_{\eta_{\text{опт}}}$	$q_{\eta_{p.t}}$	$q_{\text{бл}}$	$q_{\nabla_{\text{дна}}}$	q_m	Q

На основе сопоставления обобщенных показателей качества Q выбирается та из гидротурбин, у которой он окажется наивысшим. Выбор гидротурбины необходимо обсудить с руководителем.

Все последующие этапы работы, включая и курсовой проект, будут выполняться применительно к выбранной гидротурбине.

6.2. Этап II. Построение рабочих и вспомогательных характеристик выбранной гидротурбины

Для выбранной гидротурбины необходимо на основе универсальной характеристики модельной гидротурбины рассчитать и построить рабочие характеристики $\eta_r(N)$, $Q(N)$ и $H_s^{\text{доп}}(N)$ и вспомогательные характеристики $a_0(N)$ и $\varphi(N)$ при нормальной (синхронной) частоте вращения n_c , об/мин. Каждая из названных характеристик строится для трех указанных в задании напоров $H_{\text{рас}}$, H_{max} и H_{min} и одного дополнительного напора $H_{\text{ср}}$, который может быть $H_{\text{ср}} > H_p$, либо $H_{\text{ср}} < H_p$ по согласованию с руководителем.

Пересчет характеристик модельной гидротурбины на натурную рекомендуется производить в табличной форме для каждого напора отдельно. При этом используются следующие формы:

- расход натурной гидротурбины Q_H , м³/с,

$$Q_H = Q'_1 D_{1,n}^2 \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}} \cdot H_i} = K_Q Q'_1; \quad (6.23)$$

- мощность натурной гидротурбины N_H , кВт,

$$N_H = 9,81 Q'_1 D_{1,n}^2 \eta_{г.н} \left(\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}} H_i \right)^{3/2} = K_N Q'_1 \eta_{г.н}.$$

Здесь

$$\eta_{г.н} = \eta_{г.м} + (\Delta\eta_{г})_{m \rightarrow n}; \quad (6.25)$$

$$K_Q = D_{л,н}^2 \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}} H_i \text{ — коэффициент расхода;} \quad (6.26)$$

$$K_N = 9,81 \cdot D_{л,н}^2 \left(\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}} H_i \right)^{3/2} \text{ — коэффициент мощности.} \quad (6.27)$$

Высота отсасывания

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H_i - \Delta\sigma_T H_i - \nabla z_{х.пл} = 10 - \frac{\nabla}{900} - \sigma_T H_p - 1,5 - \nabla z_{х.пл}. \quad (6.28)$$

Формы таблиц для пересчета рабочих характеристик гидротурбины

Таблица 6.5

Рабочие характеристики $\eta_{г.н}(N)$ и $Q_n(N)$ гидротурбины (марка) при $H = \underline{\hspace{2cm}}$ м;
 $n_c = \underline{\hspace{2cm}}$ об/мин

№ точек	Модель $n'_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ об/мин		Натура $K_Q = \underline{\hspace{2cm}}; K_N = \underline{\hspace{2cm}}$		
	η_m	$Q'_1, \text{ м}^3/\text{с}$	η_n	$Q_n, \text{ м}^3/\text{с}$	$N, \text{ кВт}$
1					
2					
3					

Таблица 6.6

Рабочая характеристика $H_s(N)$ гидротурбины (марка)
 при $H = \underline{\hspace{2cm}}$ м; $n_c = \underline{\hspace{2cm}}$ об/мин

№ точек	Модель $n'_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ об/мин			Натура $K_N = \underline{\hspace{2cm}}$	
	σ_T	η_σ	$Q'_{л,\sigma}, \text{ м}^3/\text{с}$	$H_s, \text{ м}$	$N_\sigma, \text{ кВт}$
1					
2					
3					
4					
5					

Для расчета рабочих характеристик $\eta_{г.н}(N)$ и $Q_n(N)$ (табл. 6.5) значения η_m и $Q'_1, \text{ м}^3/\text{с}$, нужно брать в точках пересечения $n'_1 = \text{const}$,

соответствующего данному напору H , м, с изолинией КПД $\eta_{г.м}$ на универсальной характеристике модельной гидротурбины.

Для расчета рабочей характеристики $H_s(N)$ (табл. 6.6) значения η_σ и $Q'_{1,\sigma}$ нужно брать в точках пересечения той же линии $n'_1 = \text{const}$ с изолинией σ_T ; при этом нужно интерполировать значение η_σ , используя указанные на универсальной характеристике целые значения η_r .

Построение вспомогательных характеристик для выбранной гидротурбины $a_0(N)$ и $\varphi^\circ(N)$ выполняется для тех же напоров, что и для рабочих характеристик. Пересчет этих характеристик следует представлять в табличной форме, используя для пересчета соотношение

$$a_{0,н} = a_{0,м} \frac{D_{0,н}}{D_{0,м}} \cdot \frac{z_{0,м}}{z_{0,н}} = k_{a_0} \cdot a_{0,м}. \quad (6.29)$$

Здесь $D_{0,н}$ и $D_{0,м}$ — диаметры направляющего аппарата соответственно натуре и модели, мм; $z_{0,н}$ и $z_{0,м}$ — число лопаток в направляющем аппарате натуре и модели;

$k_{a_0} = \frac{D_{0,н}}{D_{0,м}} \cdot \frac{z_{0,м}}{z_{0,н}}$ — коэффициент открытия направляющего аппарата.

Здесь $D_{0,м}$ и $z_{0,м}$ — диаметр направляющего аппарата и число лопаток в нем у модельной гидротурбины указаны на ее универсальной характеристике.

Для натурной гидротурбины значения D_0 и z_0 следует принимать согласно рекомендациям отраслевых стандартов.

Для вертикальных осевых и радиально-осевых гидротурбин ОСТ 108.023.15—82 рекомендует $D_{0,н} = 1,2D_1$.

В технически обоснованных случаях разрешается принимать в пределах $D_0 = (1,15 - 1,25)D_1$.

Число лопаток направляющего аппарата z_0 принимается в зависимости от величины D_0 (ОСТ 108.023.14-82):

- $z_0 = 20$ при $D_0 < 7$ м;
- $z_0 = 24$ при $7 \text{ м} \leq D_0 < 10$ м;
- $z_0 = 28$ при $D_0 \geq 10$ м.

У диагональных вертикальных гидротурбин D_0 принимается в зависимости от величины угла $\theta = 60^\circ; 45^\circ$ и 30° .

В табл. 6.7 указаны рекомендуемые соотношения D_0 / D_1 .

Таблица 6.7

Соотношения D_0 / D_1 диагональных вертикальных гидротурбин

Тип гидротурбины	ПЛД-В60°	ПЛД-В45°	ПЛД-В30°
D_0 / D_1	1,25 — 1,30	1,32 — 1,35	1,38 — 1,42

Окончательные величины диаметров (D_0 , мм) направляющего аппарата натурной гидротурбины следует принимать из ряда стандартных значений (ОСТ 108.023.15—82):

1500; 1680; 2160; 2280; 2400; 2540; 2690; 2850; 3000; 3180; 3360; 3600; 3780; 4020; 4260; 4500; 4800; 5100; 5400; 5700; 6000; 6360; 6772; 7200; 7560; 8040; 8520; 9000; 9600; 10200; 10800; 11400; 12000; 12720.

Пересчет величины открытия направляющего аппарата модельной гидротурбины a_0 , мм, на натурную гидротурбину представляется в табличной форме (табл. 6.8, 6.9).

Таблица 6.8

Вспомогательная характеристика $a_{0,n}(N)$ гидротурбины (марка) при

$$H = \text{_____ м; } n_c = \text{_____ об/мин}$$

№ точек	Модель $n'_1 = \text{_____ об/мин}$			Натура $K_N = \text{_____}$	
	$a_{0,m}$, мм	$\eta_{г.м}$	Q'_1 , м ³ /с	$a_{0,n}$, мм	N , кВт
1					
2					
3					

Таблица 6.9

Пересчет режимов, соответствующих постоянным величинам углов установки лопастей рабочего колеса $\varphi^\circ(N)$ гидротурбины (марка) при $H = \text{_____ м;}$

$$n_c = \text{_____ об/мин}$$

№ точек	φ°	Модель $n'_1 = \text{_____ об/мин}$		Натура $K_N = \text{_____ кВт}$	
		$\eta_{г.м}$	Q'_1 , м ³ /с	N , кВт	
1					
2					
3					

У модельной гидротурбины и ее натурного прототипа углы установки лопастей рабочих колес одинаковые $\varphi_M^\circ = \varphi_H$.

Результаты пересчета рабочих характеристик $\eta_{г.н}(N)$; $Q_H(N)$; $H_s(N)$ и вспомогательных $a_0(N)$ и φ_H необходимо представить в виде графиков с одинаковым масштабом по оси абсцисс «N», разместив одноименные характеристики на одном поле соответствующих координат (см. рис. 6.1—6.3).

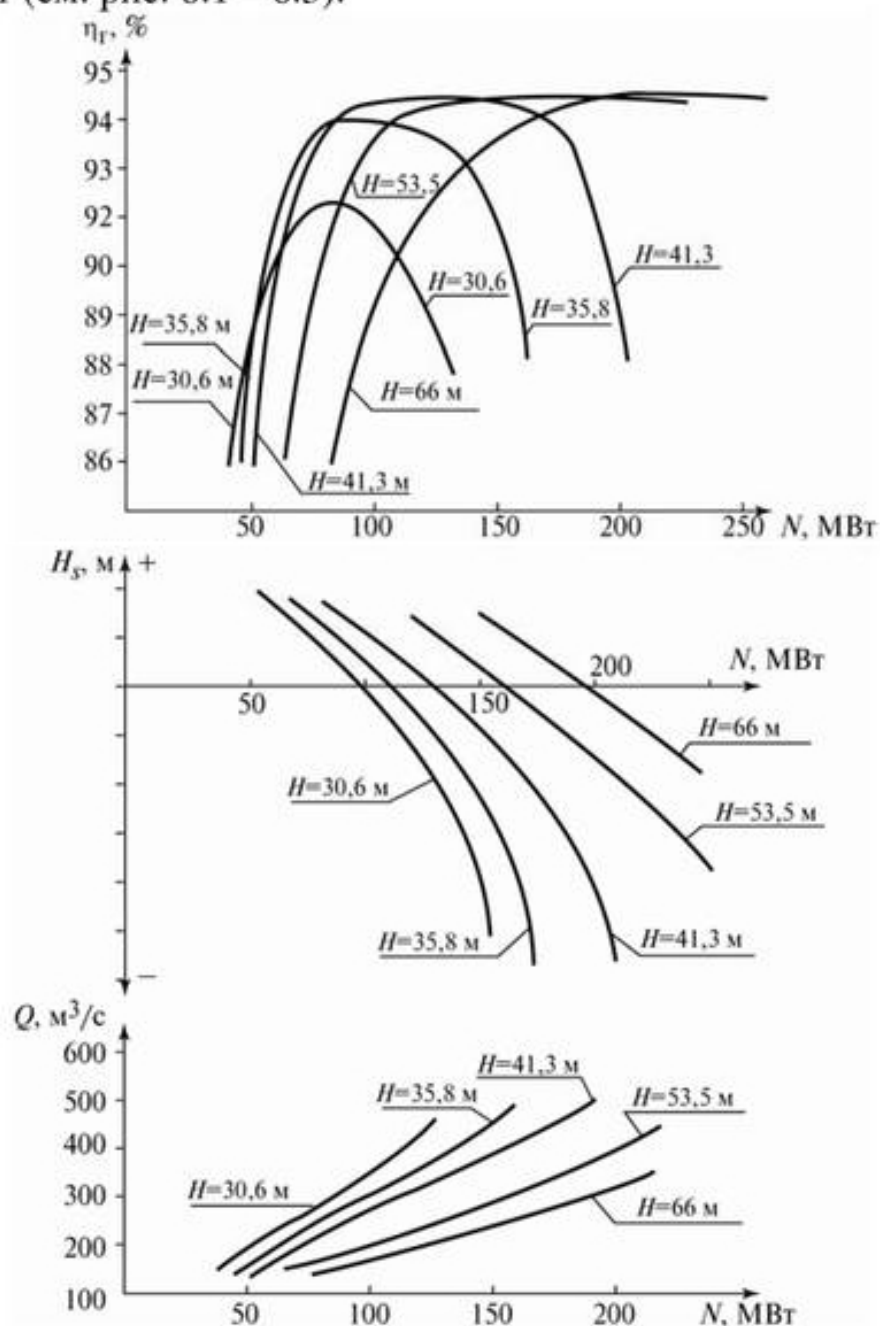


Рис. 6.1. Рабочие характеристики гидротурбины ПЛД 70/4011^а-В60°-710:
 $n_c = 107,1$ об/мин

6.2.1. Построение эксплуатационной характеристики гидротурбины

Эксплуатационная напорно-мощностная характеристика выбранной гидротурбины строится на основе ее рабочих характеристик $\eta_r(N)$ и $H_s^{\text{доп}}(N)$, а также вспомогательных характеристик $a_0(N)$ и $\varphi(N)$ (рис. 6.2).

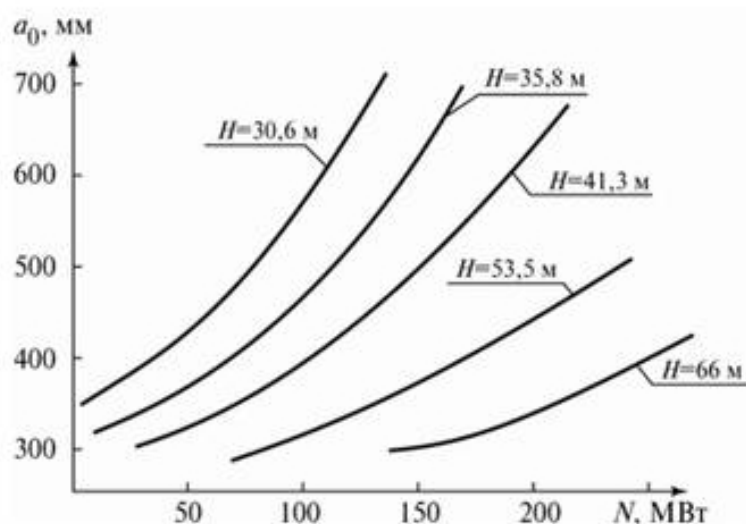


Рис. 6.2. Характеристика $a_0(N)$ гидротурбины ПЛД 70/14011^а-В60°-710:
 $n_c = 107,1$ об/мин

По оси абсцисс откладывается мощность N (кВт; МВт) с интервалом несколько большим номинальной мощности на 10—15 %, а минимальные значения мощности меньше номинальной мощности на 20—35 % показывать не следует.

По оси ординат откладывается напор H , м, в диапазоне $H_{\text{max}} < H \leq H_{\text{min}}$.

В поле эксплуатационной характеристики следует показать:

1. Изолинии КПД гидротурбины — через 1—2 %, полученные сечением рабочих характеристик гидротурбины $\eta_r(N)$ горизонтальными линиями $\eta_r = \text{const}$. Те изолинии, которые могут быть замкнуты в поле эксплуатационной характеристики, необходимо замкнуть.
2. Изолинии допустимых высот отсасывания через 1—2 м.
3. Изолинии открытий направляющего аппарата a_0 , мм, должны покрыть все поле эксплуатационной характеристики, и хотя бы одна линия должна быть нанесена правее линии ограничения мощности гидротурбины.
4. Линии углов установки лопастей рабочего колеса $\varphi_i = \text{const}$.
5. Линия ограничения мощности:

- по генератору при $H \geq H_{\text{рас}}$ проводится чаще всего вертикально, т.е. $N_{\text{н}} = \text{const}$;

- а для напоров меньше расчетного $H_{\text{рас}}$ и до его минимального значения H_{min} линия ограничения мощности (по гидротурбине) проводится исходя из условия безкавитационной работы гидротурбины $H_s^{\text{доп}}$ по возможности при $a_0 = \text{const}$ или $\varphi_{\text{max}} = \text{const}$.

Величина допустимой высоты отсасывания при H_{min} , м, может быть определена следующим образом:

$$H_{s(H_{\text{min}})}^{\text{доп}} = \nabla H U_{\text{max}} - \nabla z_{\text{х.пл.}}. \quad (6.30)$$

Здесь $\nabla z_{\text{х.пл.}}$ — отметка характерной плоскости гидротурбины на ГЭС, выбирается из условия обеспечения бескавитационной работы гидротурбины при расчетном напоре $H_{\text{р}}$ и принятой величины допустимой высоты отсасывания $H_s^{\text{доп}}$, м, и определяется она так

$$\nabla z_{\text{х.пл.}} = \nabla H U_{\text{рас}} + (H_s^{\text{доп}})_{H_{\text{р}}}. \quad (6.31)$$

В порядке проверки определяется эта отметка также для H_{max} и H_{min} :

- при H_{max}

$$(\nabla_{\text{х.пл.}})_{H_{\text{max}}} = \nabla H U_{\text{min}} + (H_s^{\text{доп}})_{H_{\text{max}}}; \quad (6.32)$$

- при H_{min}

$$(\nabla_{\text{х.пл.}})_{H_{\text{min}}} = \nabla H U_{\text{max}} + (H_s^{\text{доп}})_{H_{\text{min}}}. \quad (6.33)$$

Значение $(H_s^{\text{доп}})_{H_{\text{max}}}$ определяется по рабочей характеристике $H_s(N)$ при H_{max} , а значение $(H_s^{\text{доп}})_{H_{\text{min}}}$ выбирается по эксплуатационной характеристике натурной гидротурбины, исходя из того, как проведена линия ограничения мощности по гидротурбине (при $H < H_{\text{рас}}$). При этом нужно эту линию ограничения мощности провести так, чтобы при H_{min} не потребовалось дополнительного заглубления гидротурбины по сравнению с принятой $H_s^{\text{доп}}$ при $H_{\text{рас}}$ и для номинальной мощности.

Из определенных указанным выше способом отметок $\nabla_{х.пл}$ гидротурбины выбирается самая нижняя (меньшая), и она указывается на эскизе проточной части выбранной гидротурбины.

На эксплуатационной характеристике за пределами линии ограничения мощности (правее) необходимо построить хотя бы по одной изолинии каждого из параметров, указанных на этой характеристике. Это нужно для того, чтобы методом интерполяции можно было бы определить значения этих параметров на самой линии ограничения.

Все графики характеристик сопровождаются подрисовочными подписями с указанием полной марки гидротурбины.

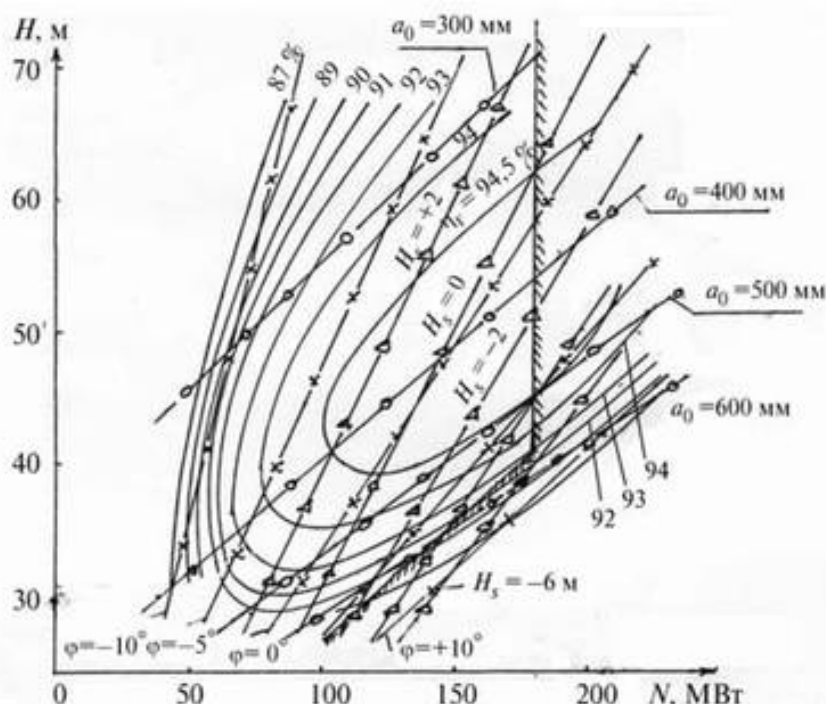


Рис. 6.3. Эксплуатационная характеристика гидротурбины ПЛД 70/14011^а-B60°-710: $n_c = 107,1$ об/мин

6.2.2. Габаритный эскиз проточной части гидротурбинной установки

Габаритный эскиз выполняется в масштабе 1:20, 1:50, 1:100 или 1:200 на миллиметровой бумаге формата А2.

На эскизе должна быть изображена проточная часть гидротурбины, включая спиральную камеру отсасывающую трубу (рис. 6.4).

Геометрия проточной части эскиза подобна проточной части модельной гидротурбины, аналогом которой является выбранная натурная гидротурбина. Основные соотношения проточной модельной гид-

ротурбины указаны на ее эскизе, показанном на универсальной характеристике. Диаметр направляющего аппарата D_0 следует выбирать из рекомендуемого ряда (см. этап II).

На эскизе показываются уровни нижнего бьефа, отметка уровня характерной плоскости гидротурбины $\nabla_{x,пл}$, м, и отметка дна отсасывающей трубы. Причем основной задачей компоновки эскиза является правильный выбор отметки характерной плоскости (см. формулы (6.31)—(6.33)).

Отметка характерной плоскости $\nabla_{z_{x,пл}}$ у различных систем гидротурбин привязывается к различным, но характерным для каждой системы плоскостями проточной части таким образом, чтобы они гарантировано располагались выше вероятной зоны кавитации на лопастях рабочего колеса.

У вертикальных осевых поворотно-лопастных и пропеллерных гидротурбин отметка характерной плоскости совпадает с плоскостью осей поворота лопастей рабочего колеса и в уравнении для определения допустимой высоты отсасывания $H_s^{доп}$ она входит со значением $\nabla_{z_{x,пл}} = 0$, так как совпадает с этой плоскостью, от которой отсчитывается H_s у модельной гидротурбины при ее кавитационных испытаниях.

У вертикальных диагональных и радиально-осевых гидротурбин плоскость отсчета H_s у модели и ее натурального прототипа не совпадают. У модели отсчет H_s ведется от нижнего кольца направляющего аппарата, так как высота направляющего аппарата $b_{0,м}$ у модели небольшая.

И хотя зона кавитации на лопастях этих модельных тихоходных гидротурбин может оказаться иногда выше нижнего кольца направляющего аппарата, все же это превышение может исчисляться несколькими сантиметрами. В тоже время у натуральных прототипов эта зона может быть выше метра.

Пропорционально отношению $\frac{D_{1,н}}{D_{1,м}}$ значительно возрастает. По-

этому отметка характерной плоскости $\nabla_{z_{x,пл}}$ у натуральных ПЛД (ПрД) и РО гидротурбин переносится на середину высоты направляющего аппарата, что выражается поправкой в определении $H_s^{доп}$ натуре равно $\nabla_{z_{x,пл}} = b_0 / 2$.

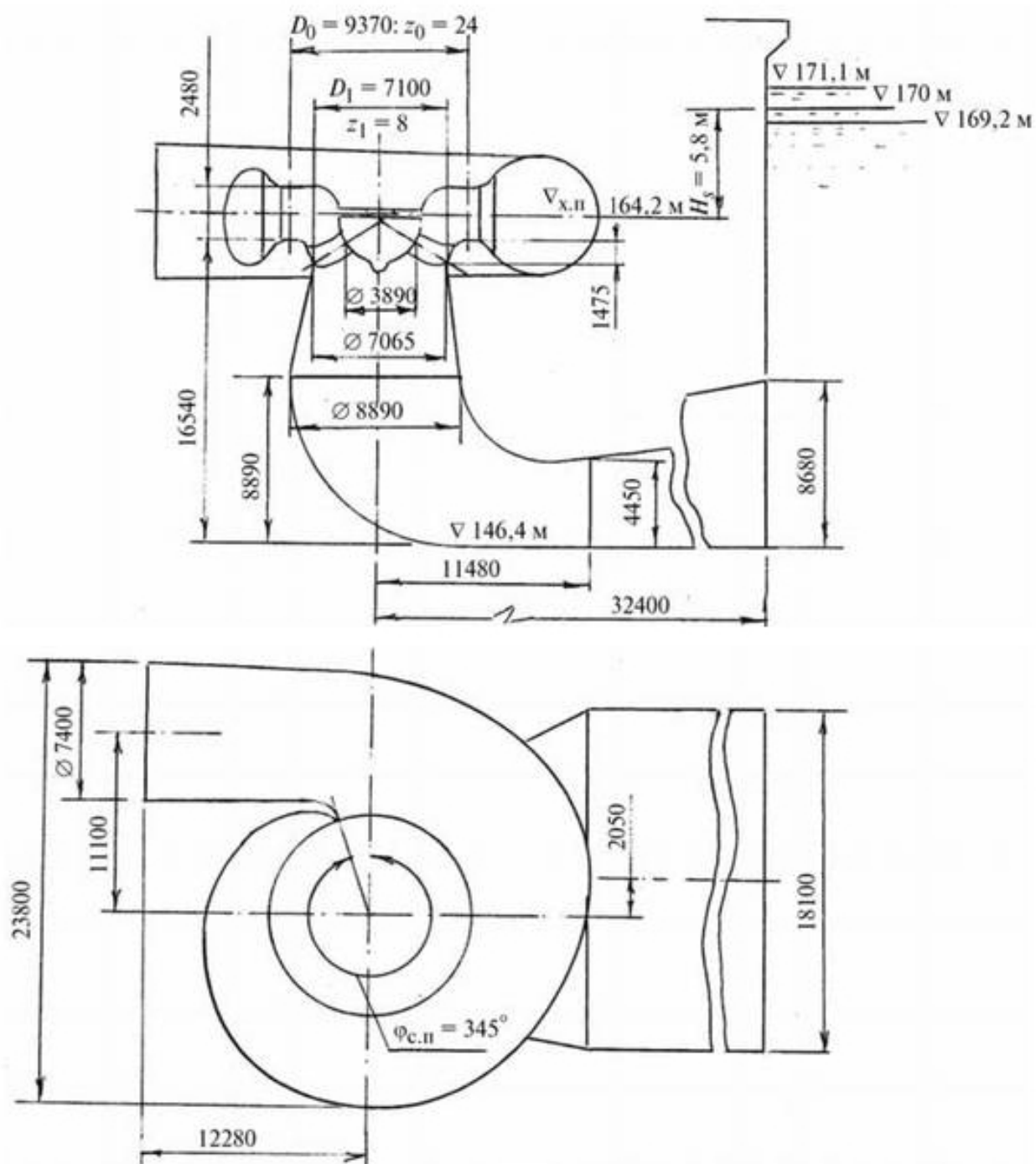


Рис. 6.4. Эскиз блока поворотно-лопастной диагональной гидротурбины
ПЛД 70/4011^а -В60°-710

Аналогичные соображения приняты и у горизонтальных гидротурбин (ПЛ-ГК), у которых $\nabla z_{х.пл} = D_1 / 2$, т.е. отметка характерной плоскости привязана к верхней периферийной кромке лопасти рабочего колеса.

6.2.3. Оформление расчетно-пояснительной записки по расчетному заданию

Расчетно-пояснительная записка включает задание, все рассмотренные расчеты и обоснования принятых решений. Таблицы для расчета и построения характеристик должны быть полными и с указанием размерностей параметров. Эскизы и таблицы должны быть пронумерованы (рис. 1, 2..., табл. 1, 2...). Записка должна иметь обложку, желательно из более плотной бумаги, на лицевой стороне которой следует указать:

МЭИ, кафедра гидромеханики и гидравлических машин

РАСЧЕТНОЕ ЗАДАНИЕ

Выбор гидротурбины для ГЭС и построение ее характеристик

Студент (фамилия и инициалы)

Группа

Консультант (звание, фамилия и инициалы)

Москва, дата (год, число, месяц)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Смирнов И.Н.** Гидравлические турбины и насосы.—М.: Высшая школа, 1969.
2. **Справочник** по гидротурбинам / под общей редакцией И.Н. Ковалева. — Л.: Машиностроение, 1984.
3. **ОСТ 108.023.15—82.** Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые.
4. **ОСТ 108.023.107—85** Турбины гидравлические горизонтальные капсульные.
5. **ОСТ 108.023.109—85** Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные диагональные.
6. **ОСТ 108.023.105—84** Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые. Конструктивные схемы.
7. **ОСТ 108.023.06—84** Турбины гидравлические вертикальные радиально-осевые. Конструктивные схемы.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1. Подобие гидротурбин	5
1.1. Геометрическое подобие в гидротурбинах	5
1.2. Кинематическое подобие в гидротурбинах	6
1.3. Динамическое подобие гидротурбин	6
2. Кавитация в гидротурбинах. Выбор допустимой высоты отсасывания.....	10
3. Энергетическая классификация гидротурбин	14
4. Номенклатура реактивных гидротурбин	17
5. Пересчет гидравлического КПД модельной реактивной гидротурбины на ее натурный прототип.....	20
6. Расчетное задание «Выбор гидротурбины для ГЭС». Содержание этапов и методические указания	23
6.1. Этап I. Выбор системы и типа гидротурбины	24
6.1.1. Определение основных параметров	25
6.1.2. Оценка уровня качества гидротурбин	29
6.1.3. Комплексный метод оценки уровня качества гидротурбин	30
6.2. Этап II. Построение рабочих и вспомогательных характеристик выбранной гидротурбины	33
6.2.1. Построение эксплуатационной характеристики гидротурбины ..	38
6.2.2. Габаритный эскиз проточной части гидротурбинной установки	40
6.2.3. Оформление расчетно-пояснительной записки по расчетному заданию	43
Библиографический список	44